

ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

КОЛЕСНІК ЮЛІАНА ІГОРІВНА

УДК 631.37

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ**  
**ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

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.

\_\_\_\_\_Ю.І. Колеснік

Науковий керівник  
Шевченко Ігор Олександрович  
кандидат технічних наук, доцент

Харків – 2025

## АНОТАЦІЯ

*Колеснік Ю.І.* Підвищення технологічних показників транспортного агрегату в умовах експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (13 Механічна інженерія) – Державний біотехнологічний університет, Харків, 2025.

*Метою дисертаційної роботи* є поліпшення динамічних показників тракторно-транспортного агрегату на етапі виходу на технологічну швидкість шляхом обґрунтування раціональних пружних характеристик системи підресорювання кабіни.

*Об'єкт дослідження* – процес розгону тракторно-транспортного агрегату, його зв'язок з динамічними та ергономічними показниками.

*Предмет дослідження* – вплив динаміки розгону на вертикальні прискорення підвіски кабіни та експлуатаційні показники тракторно-транспортного агрегату.

Дисертаційна робота спрямована на розв'язання науково-практичної задачі підвищення експлуатаційних показників колісного трактора у складі транспортно-технологічного агрегату шляхом обґрунтування динаміки розгону з урахуванням кутового інкременту остова енергетичного засобу.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, що пов'язана з підвищенням ефективності функціонування тракторно-транспортних агрегатів, які нині є основними засобами внутрішньогосподарських перевезень. Більшість таких агрегатів базується на іноземних енергонасичених тракторах загального призначення. Їх експлуатація відбувається в складних динамічних умовах – на нерівних дорогах, змінних ґрунтах і при взаємодії з причепами, що призводить до коливань і нестабільності руху. Незважаючи на наявність широкої наукової бази щодо динаміки колісних машин, перехідні режими, зокрема розгін і гальмування у складі системи «трактор – причеп»,

вивчені недостатньо. Урахування цих аспектів є вкрай важливим для удосконалення конструкцій та підвищення надійності агрегатів, оскільки навіть використання сучасних підвісок не нівелює негативного впливу гачових навантажень, що змінюють динаміку агрегату, особливо в перехідних режимах руху. Зазначено зв'язок роботи з науковими темами та напрямками досліджень кафедри тракторів і автомобілів Державного біотехнологічного університету. Крім того, окреслений особистий внесок здобувачки у дослідження, а також наводиться інформація про апробацію результатів та публікацію матеріалів дисертації. Також зазначено відомості про структуру та обсяг дисертаційної роботи.

*У першому розділі* проаналізовано напрями покращення динамічних показників транспортно-технологічного агрегату при виконанні транспортної операції в виробництві продукції рослинництва. Сформульовано напрями та визначено завдання досліджень. Встановлено, що усі розглянуті методики покращення коливальних характеристик кабін не враховують перехідних процесів і, як показує аналіз рекламної інформації, призначені для збільшення ергономічності трактора тільки при установленому русі.

Особливо гостро стоїть питання виникнення коливань та диференту трактора при розгоні з великими гачовими зусиллями, яке є актуальною науковою задачею.

*У другому розділі* розглянуто загальний випадок руху трактора в агрегаті з причіпною машиною. В розрахунку враховувався максимальний ведучий момент при рушанні та момент зчеплення з опорною поверхнею. В результаті розв'язування отриманих рівнянь на прикладі трактору John Deere 8310R встановлено, що при збільшенні гачового навантаження відбувається суттєвий динамічний перерозподіл вертикальних реакцій на колесах трактора, що поступово призводить до розвантаження його переднього мосту. Встановлено, що збільшення гачового зусилля понад 60 кН призводить до початку втрати повздовжньої стійкості трактора та вивішування передніх коліс.

Удосконалено теорію формування вертикальних навантажень, що дозволило обґрунтувати раціональний інтервал гакового навантаження, за якого забезпечується збереження зчеплення переднього моста з опорною поверхнею та поздовжня стійкість агрегату. Досліджено вплив гакового навантаження на зміну вертикальних реакцій на колесах. Зокрема виявлено критичне зниження навантаження на передню вісь, що вказує на загрозу втрати стійкості при перевищенні певного порогу.

Окрему увагу приділено аналізу явища недостатньої миттєвої потужності двигуна в перехідному режимі, що спричиняє різке зростання сил тертя та вертикальних прискорень. Зокрема, встановлено, що при розгоні кут повороту трактора відносно поперечної осі зростає на 25%, а вертикальне прискорення перевищує допустимі норми більш ніж удвічі. Встановлені закономірності зміни вертикальних навантажень та диферента остова враховують граничні значення гакового навантаження, що є новим підходом до оцінювання розгінних характеристик агрегату.

*У третьому розділі* представлено коливальну схему колісного трактора.

При формуванні рівнянь руху систем, які мають ланцюгову структуру, використано принцип Даламбера. У результаті дослідження було розроблено динамічну коливальну модель підвіски кабіни трактора John Deere, яка враховує вплив диферента остову під час розгону з навантаженим причепом. На основі цієї моделі визначено амплітудно-частотні характеристики підвіски, що показали суттєве підвищення рівня вертикальних прискорень у кабіні при розблокованій підвісці — до  $0,42 \text{ м/с}^2$ , що перевищує допустимі ергономічні межі. Це пояснюється ефектом передачі та повторного зростання коливань через вплив диферента остову. Водночас блокування підвіски кабіни під час розгону агрегату дозволяє знизити рівень вертикальних прискорень до  $0,12 \text{ м/с}^2$ , що забезпечує комфортні умови для оператора та відповідає нормам ергономічності. Отримані результати мають практичне значення для вдосконалення конструкцій тракторів та підвищення якості їх експлуатації.

У четвертому розділі Для підтвердження отриманих теоретичних результатів проведені експериментальні дослідження на тракторі John Deere 8310R у складі тракторно-транспортного агрегату з сільськогосподарською машиною МЖТ-16. Результати експериментальних досліджень та аналіз записаних коливань підлоги трактора свідчать про виникнення при розгоні агрегату з машиною МЖТ-16 з мінеральними добривами Nanovit Super (густина  $1,42 \text{ кг/м}^3$ ) вертикальних прискорень. Проведені в польових умовах експериментальні дослідження, виконані за розробленими методиками, підтвердили адекватність математичної моделі формування вертикальних реакцій на колесах трактора та моделі амплітудно-частотних коливань його елементів. Зокрема, встановлено, що при розблокованій підвісці кабіни рівень вертикальних прискорень підлоги зростає до  $0,43\text{--}0,44 \text{ м/с}^2$ , залежно від типу опорної поверхні, що перевищує допустимі межі. Водночас блокування підвіски під час розгону агрегату дозволяє ефективно знизити вертикальні прискорення до рівня  $0,12 \text{ м/с}^2$ , що повністю узгоджується з результатами аналітичного моделювання. Розбіжності між розрахунковими та експериментальними даними не перевищують 10%, що свідчить про високу точність та надійність застосованих моделей.

У підсумку проведених досліджень отримано такі наукові результати:

*Вперше:*

- визначені нові залежності зміни силових показників тракторно-транспортного агрегату при розгоні на базі трактора загального призначення, які дозволяють уточнити значення перерозподілу силового навантаження на мостах та кут деференту остова трактора в залежності від гакового навантаження;

- встановлені залежності зміни амплітудно-частотних характеристик трактора у складі тракторно-транспортного агрегату, які дозволяють обґрунтувати за ергономічними показниками раціональні жорсткості кабіни.

*удосконалено:*

- динамічну модель тракторно-транспортного агрегату, яка

відрізняється від існуючих врахуванням диферента трактора та перерозподілом силового навантаження при розгоні, що дозволяє уточнити значення вертикальних прискорень з похибкою до 10%.

*Отримала подальший розвиток:*

– теорія розгону трактора у складі тракторно-транспортного агрегату, що враховує особливість функціонування трактора при великих гачових навантаженнях.

Результати дисертаційної роботи впроваджені у навчальний процес підготовки бакалаврів та магістрів за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія».

*Ключові слова:* трактор, динаміка, машино-тракторний агрегат, тракторно-транспортний поїзд, прискорення, коливання, експлуатація, колісна транспортна машина, сила тяги, вертикальні прискорення, момент, підресорювання, керованість, стійкість, кабіна, вимірювальна система

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації у фахових виданнях України та наукометричних базах Scopus і Web of Science:

1. Є.І. Калінін, В.А. Жилін, Р.М. Петров, Ю.І. Колеснік Тягові якості ведучих коліс під час кочення їх по одному сліду. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр.* Харків: НТУ "ХПІ". 2021, №1, С. 43-51. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.1.05>. (Б)

2. Є.І. Калінін, А.М. Філоненко, Ю.І. Колеснік, Р.М. Петров. Дослідження коливань трактору тягового класу 3кН та шляхи покращення плавності його ходу зі зниженням напруженості ресор. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр.* Харків: НТУ "ХПІ". 2021. №2, С. 51 – 60. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.2.06>. (Б)

3. І.В. Колеснік, Є.І. Калінін, Ю.І. Колеснік, І.О. Шевченко Теоретичні основи ефективності використання транспортного агрегату. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр.* Харків: НТУ "ХПІ". 2023, №2, С. 70-79. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.2.08>. (Б)

4. І.В. Колеснік, І.О. Шевченко, Ю.І. Колеснік Аналіз впливу факторів на ефективність гальмування тракторно-транспортного поїзда. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр.* Харків: НТУ "ХПІ". 2023, №1, С. 91-97. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.10>. (Б)

5. І.В. Колеснік, Є.І. Калінін, Ю.І. Колеснік, О.В. Панкова Енергетичний баланс тракторно-транспортного поїзда. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування* 2024, №2, С. 125-130. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.13>. (Б)

6. Koliesnik I., Kalinin, E., Koliesnik J. (2024). Influence of the type of tractional coupling device on the redistribution of braking torques when the operational and design factors of the trailer change // *Науковий журнал. Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2024. №:3 (126), PP. 65-74. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2024-3-7>. (Б)

7. Ivan Koliesnik, Yuliana Koliesnik (2025) Dynamics of wheel rolling on a rigid support surface in the initial mode. Management and social trends: adaptation to change. Monograph. Opole: Academy of Applied Sciences Academy of Management and Administration in Opole, 2025. 250 pp. ISBN 978-83-66567-55-9. (Б)

8. Koliesnik I., Kalinin E., Koliesnik J., Pankova O., Shutko V. Dynamics of braking of the transport and technological train. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics (IJOMAM)* (2024) Issue 18, PP. 148 – 156. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.17>. (Scopus, Q4, Romania)

9. Koliesnik I., Kalinin Y., Koliesnik J., Kostiuk S., Ostroverkh O. Methodology for studying the dynamics of acceleration and braking of a wheeled tractor. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*. 2025. №20. PP. 341-347. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue20.35>. (Scopus, Q4, Romania)

#### Інші публікації:

#### Опубліковані праці апробаційного характеру:

10. Шевченко І.О., Колеснік Ю.І. Віброзахист робочого місця оператора колісного трактора. *V Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт та інфраструктура» (21–23 вересня 2022 року)*. Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2022. С. 155 - 157.

11. Колеснік Ю.І., Шевченко І.О. Інтелектуальні транспортні системи. *Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проєктування, дизайн та технологічна експлуатація»*. – Харків: ДБТУ, 2022. С. 39.

12. І. В. Колеснік, Ю. І. Колеснік, Ю. Ю. Козлов Дослідження впливу вібрацій на роботу сільськогосподарської техніки. *IX Міжнародна науково-*

технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 115-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 24-25 лют. 2022 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2022. С. 404-406.

13. Колеснік Ю. Вплив нестійкості руху тракторно-транспортного поїзда на величину сили опору руху. *XXII Міжнародна наукова конференція «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», 23 вересня 2022 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2022. С. 139-143.*

14. Колеснік І.В., Калінін Є.І., Колеснік Ю.І. Оцінка плавності ходу трактора та вплив на організм людини. *Міжнародна науково-практична конференція «AutoTRAK-2023» 04-05 травня 2023 р. – Київ: НУБіП України, 2023. – С. 178-180.*

15. Є. І. Калінін, І. В. Колеснік, Ю. І. Колеснік, Ю. Ю. Козлов Принципи динамічного гасіння механічних коливань. *X Міжнародна науково-технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 116-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 23-24 лют. 2023 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2023. С. 529-533.*

16. Колеснік Ю. І., Козлов Ю. Ю. Аналіз досліджень щодо зниження вібронавантаженості оператора транспортних засобів. *XXIV Міжнародна наукова конференція «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», присвяченої 90-річчю від дня народження Леоніда Погорілого, 13 вересня 2024 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2024. С. 99-104.*

## ABSTRACT

Kolesnik Yu.I. Improving the technological performance of a transport unit under operating conditions. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 133 Industrial Mechanical Engineering (13 Mechanical Engineering) – State Biotechnological University, Kharkiv, 2025.

*The purpose of the dissertation* is to improve the dynamic performance of the tractor-transport unit at the stage of reaching technological speed by substantiating the rational elastic characteristics of the cab suspension system.

*The object of the research* is the process of acceleration of a tractor-transport unit, its connection with dynamic and ergonomic indicators.

*The subject of the research* is the influence of acceleration dynamics on the vertical accelerations of the cab suspension and the operational performance of the tractor-transport unit.

The dissertation work is aimed at solving the scientific and practical problem of increasing the technical and operational indicators of a wheeled tractor as part of a transport and technological unit by substantiating the acceleration dynamics taking into account the angular increment of the latter's frame.

*In the introduction* substantiates the relevance of the dissertation topic, which is associated with increasing the efficiency of the functioning of tractor-transport units, which are currently the main means of intra-farm transportation. Most of such units are based on foreign energy-intensive general-purpose tractors. Their operation takes place in difficult dynamic conditions - on uneven roads, variable soils and when interacting with trailers, which leads to oscillations and instability of movement. Despite the presence of a broad scientific base on the dynamics of wheeled vehicles, transient modes, in particular acceleration and braking as part of the "tractor-trailer" system, have not been studied sufficiently. Taking into account these aspects is extremely important for improving designs and increasing the

reliability of units, since even the use of modern suspensions does not eliminate the negative impact of hook loads that change the dynamics of the unit, especially in transient modes of movement. The connection of the work with scientific topics and research areas of the department is indicated. In addition, the applicant's personal contribution to the research is outlined, and information is provided about the testing of the results and the publication of the dissertation materials. Information about the structure and scope of the dissertation work is also indicated.

*In the first section* analyzes the directions of improving the dynamic performance of the transport and technological unit when performing a transport operation in the production of crop products. The directions and tasks of the research are formulated. It is established that all the considered methods of improving the vibration characteristics of the cabins do not take into account transient processes and, as the analysis of advertising information shows, are designed to increase the ergonomics of the tractor only during steady movement.

The issue of the occurrence of vibrations and the tractor trim during acceleration with large hook forces is particularly acute.

*In the second chapter section* considers the general case of tractor movement in a unit with a trailed machine, the calculation took into account the maximum driving moment when starting and the moment of adhesion to the supporting surface. As a result of solving the obtained equations on the example of the John Deere 8310R tractor, it was established that with an increase in the hook load, a significant dynamic redistribution of vertical reactions to the tractor wheels occurs, which gradually leads to unloading of the tractor's front axle. An increase in the hook force of more than 60 kN leads to the beginning of the loss of longitudinal stability of the tractor and the hanging out of the front wheels.

The theory of the formation of vertical loads has been improved, which has made it possible to substantiate a rational interval of the hook load, which ensures the preservation of the adhesion of the front axle with the supporting surface and the longitudinal stability of the unit. The influence of the hook load on the change in vertical reactions on the wheels has been studied, in particular, a critical decrease in

the load on the front axle has been revealed, which indicates the threat of loss of stability when a certain threshold is exceeded.

Special attention has been paid to the analysis of the phenomenon of insufficient instantaneous engine power in the transitional mode, which causes a sharp increase in friction forces, angular deformations and vertical accelerations. In particular, it has been established that during acceleration the angle of rotation of the tractor relative to the transverse axis increases by 25%, and the vertical acceleration exceeds the permissible norms by more than twice. The established patterns of changes in vertical loads and hull trim take into account the limit values of the hook load, which is a new approach to assessing the acceleration characteristics of the unit.

*In the third chapter* presents the vibration diagram of a wheeled tractor.

When forming the equations of motion of systems with a chain structure, the d'Alembert principle was used. As a result of the study, a dynamic vibration model of the John Deere tractor cab suspension was developed, which takes into account the influence of the frame trim during acceleration with a loaded trailer. Based on this model, the amplitude-frequency characteristics of the suspension were determined, which showed a significant increase in the level of vibration accelerations in the cab with the suspension unlocked - up to  $0.42 \text{ m/s}^2$ , which exceeds the permissible ergonomic limits. This is explained by the effect of transmission and repeated growth of vibrations due to the influence of the frame trim. At the same time, locking the cab suspension during acceleration of the unit allows you to reduce the level of vibration accelerations to  $0.12 \text{ m/s}^2$ , which provides comfortable conditions for the operator and meets ergonomic standards. The results obtained are of practical importance for improving tractor designs and improving the quality of their operation.

*In the fourth section*, to confirm the obtained theoretical results, experimental studies were conducted on the John Deere 8310R tractor as part of a tractor-transport unit with an agricultural machine MZHT-16. The results of experimental studies and analysis of the recorded vibrations of the tractor floor indicate the occurrence of

vertical accelerations during acceleration of the unit with the MZHT-16 machine with Nanovit Super mineral fertilizers (density 1.42 kg/m<sup>3</sup>). Experimental studies conducted in field conditions, performed according to the developed methods, confirmed the adequacy of the mathematical model of the formation of vertical reactions on the tractor wheels and the model of amplitude-frequency oscillations of its elements. In particular, it was established that when the cabin suspension is unlocked, the level of floor vibration acceleration increases to 0.43–0.44 m/s<sup>2</sup> depending on the type of supporting surface, which exceeds the permissible limits. At the same time, blocking the suspension during acceleration of the unit allows you to effectively reduce vibration acceleration to the level of 0.12 m/s<sup>2</sup>, which is fully consistent with the results of analytical modeling. The discrepancies between the calculated and experimental data do not exceed 10%, which indicates the high accuracy and reliability of the models used.

As a result of the conducted research, the following scientific results were obtained:

*For the first time:*

- new dependencies of the change in the power indicators of the tractor-transport unit during acceleration on the basis of a general-purpose tractor have been determined, which allow us to clarify the value of the redistribution of the power load on the axles and the angle of the tractor frame deferent depending on the hook load;

- dependencies of the change in the amplitude-frequency characteristics of the tractor as part of the tractor-transport unit have been established, which allow you to justify rational cabin stiffness based on ergonomic indicators.

*improved:*

- a dynamic model of a tractor-transport unit, which differs from existing ones by taking into account the tractor trim and the redistribution of the power load during acceleration, which allows you to specify the values of vertical accelerations with an error of up to 10%.

*Further development was made:*

– theory of tractor acceleration as part of a tractor-transport unit, which takes into account the peculiarity of tractor functioning at large hook loads.

The results of the dissertation work are implemented in the educational process of training bachelors and masters in the specialty 133 – “Industrial mechanical engineering” and 208 “Agricultural engineering”.

*Keywords:* tractor, dynamics, machine-tractor unit, tractor-transport train, acceleration, oscillations, operation, wheeled transport vehicle, traction force, vibration acceleration, moment, suspension, controllability, stability, cabin, measuring system

## LIST OF PUBLICATIONS BY THE APPLICANT

*Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published in professional publications of Ukraine and scientometric databases Scopus and Web of Science:*

1. E. Kalinin, V. Zhilin, R. Petrov, Yu. Kolesnik Traction qualities of driving wheels during their rolling along one track. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor engineering: collection of scientific works. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021, No. 1, pp. 43-51. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.1.05>. (B)

2. E. Kalinin, A. Filonenko, Yu. Kolesnik, R. Petrov. Research of vibrations of a tractor of traction class 3kN and ways to improve the smoothness of its ride by reducing the spring tension. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor engineering: collection of scientific works. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2, pp. 51 – 60. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.2.06>. (B)

3. I. Kolesnik, E. Kalinin, Yu. Kolesnik, I. Shevchenko Theoretical foundations of the efficiency of using a transport unit. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor engineering: collection of scientific works. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023, No. 2, pp. 70-79. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.2.08>. (B)

4. I. Kolesnik, I. Shevchenko, Yu. Kolesnik Analysis of the influence of factors on the braking efficiency of a tractor-transport train. Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Building: Collection of Scientific Proceedings. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023, No. 1, pp. 91-97. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.10>. (B)

5. I. Kolesnik, E. Kalinin, Yu. Kolesnik, O. Pankova Energy balance of a tractor-transport train. Bulletin of NTU "KhPI". Series Automobile and Tractor Building 2024, No. 2, pp. 125-130. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.13>. (B)

6. Koliesnik I., Kalinin, E., Koliesnik J. (2024). Influence of the type of tractional coupling device on the redistribution of braking torques when the

operational and design factors of the trailer change // Scientific journal. Technology, energy, transport of agricultural industry. 2024. No.: 3 (126), RR. 65-74. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2024-3-7>. (B)

7. Ivan Koliesnik, Yuliana Koliesnik (2025) Dynamics of wheel rolling on a rigid support surface in the initial mode. Management and social trends: adaptation to change. Monograph. Opole: Academy of Applied Sciences Academy of Management and Administration in Opole, 2025. 250 pp. ISBN 978-83-66567-55-9. (B)

8. Koliesnik I., Kalinin E., Koliesnik J., Pankova O., Shutko V. Dynamics of braking of the transport and technological train. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics (IJOMAM) (2024) Issue 18, PII. 148 – 156. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.17>. (Scopus, Q4, Romania)

9. Koliesnik I., Kalinin Y., Koliesnik J., Kostiuk S., Ostroverkh O. Methodology for studying the dynamics of acceleration and braking of a wheeled tractor. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics. 2025. No. 20. PP. 341-347. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue20.35>. (Scopus, Q4, Romania)

Other publications:

Published works of an approbation character:

10. Shevchenko I., Kolesnik Yu. Vibration protection of the workplace of a wheeled tractor operator. V International Scientific and Practical Conference "Motor Transport and Infrastructure" (September 21–23, 2022). National University of Life Resources and Environmental Management of Ukraine. Kyiv. 2022. PP. 155 - 157.

11. Kolesnik Yu., Shevchenko I. Intelligent transport systems. International Scientific and Practical Conference "Motor Transport in the Agricultural Sector: Planning, Design and Technological Operation". – Kharkiv: DBTU, 2022. P. 39.

12. I. Kolesnik, Yu. Kolesnik, Yu. Kozlov Research on the influence of vibrations on the operation of agricultural machinery. IX International Scientific and Technical Conference "Kramarov Readings" on the occasion of the 115th anniversary of the birth of Doctor of Technical Sciences, Professor, Corresponding Member of the Ukrainian Academy of Agricultural Sciences, Vice-President of the Ukrainian Academy of Agricultural Sciences Kramarov Volodymyr Savovych

(1906-1987) February 24-25, 2022, Kyiv / Ministry of Education and Science of Ukraine, National University of Life Resources and Environmental Management of Ukraine. Kyiv: Publishing Center of NUBiP of Ukraine, 2022. PP. 404-406.

13. Kolesnik Yu. The influence of the instability of the movement of a tractor-transport train on the magnitude of the resistance force of movement. XXII International Scientific Conference "Scientific and Technical Principles of Development, Testing and Forecasting of Agricultural Machinery and Technologies", September 23, 2022, Ukrainian National Research and Development Institute of Agricultural Sciences named after L. Pohorily; Ukraine, Research, 2022. PP. 139-143.

14. Kolesnik I., Kalinin E., Kolesnik Yu. Assessment of tractor smoothness and impact on the human body. International scientific and practical conference "AutoTRAK-2023" May 4-5, 2023 - Kyiv: NUBiP of Ukraine, 2023. - PP. 178-180.

15. E. Kalinin, I. Kolesnik, Yu. Kolesnik, Yu. Kozlov Principles of dynamic damping of mechanical vibrations. X International Scientific and Technical Conference "Kramarov Readings" on the occasion of the 116th anniversary of the birth of Doctor of Technical Sciences, Professor, Corresponding Member of VASGNIL, Vice-President of UASGN Kramarov Volodymyr Savovych (1906-1987) February 23-24, 2023, Kyiv / Ministry of Education and Science of Ukraine, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Kyiv: Publishing Center of NUBiP of Ukraine, 2023. PP. 529-533.

16. Kolesnik Yu., Kozlov J. Analysis of research on reducing vibration exposure of the vehicle operator. XXIV International Scientific Conference "Scientific and Technical Principles of Development, Testing and Forecasting of Agricultural Machinery and Technologies", dedicated to the 90th anniversary of the birth of Leonid Pohorily, September 13, 2024, Ukrainian Research Institute of Agricultural Research and Development named after L. Pohorily; Ukraine, Doslidnytske, 2024. PP. 99-104.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                              | Стор. |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Перелік умовних скорочень та позначень .....                                                                                 | 4     |
| ВСТУП .....                                                                                                                  | 5     |
| РОЗДІЛ 1 ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ .....                                                       | 12    |
| 1.1 Використання тракторно-транспортних поїздів у сільськогосподарському виробництві та перспектива їх розвитку.....         | 14    |
| 1.2 Стан проблеми, аналіз і узагальнення результатів досліджень....                                                          | 19    |
| 1.3 Аналіз та узагальнення результатів досліджень з вивчення динаміки тракторно-транспортних поїздів.....                    | 23    |
| 1.4 Аналіз систем підресорювання елементів енергонасичених тракторів.....                                                    | 30    |
| 1.4.1 Підресорювання передніх коліс трактора.....                                                                            | 31    |
| 1.4.2 Підресорювання кабіни трактора.....                                                                                    | 38    |
| Висновки за розділом 1 .....                                                                                                 | 43    |
| РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ УЗАГАЛЬНЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО РУХУ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО ПОЇЗДУ.....                                       | 44    |
| 2.1 Загальний випадок руху.....                                                                                              | 44    |
| 2.2 Вплив розгону тракторно-транспортного поїзда на величину сили опору руху причепа                                         | 52    |
| 2.3 Загальне рівняння неусталеного руху трактора у складі тракторно-транспортного агрегату                                   | 55    |
| 2.4 Лінійна модель коливального руху трактора в повздовжній площині.....                                                     | 66    |
| 2.5 Аналіз розгону технологічного тракторного агрегату за зчіпними та повздовжньою стійкістю                                 | 68    |
| 2.6 Результати аналітичного дослідження повздовжньої стійкості трактора при розгоні транспортно-технологічного агрегату..... | 69    |

|       |                                                                                                                      |     |
|-------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2.7   | Результати аналітичного дослідження розгону трактора у складі тракторно-транспортного агрегату.....                  | 70  |
|       | Висновки за розділом 2 .....                                                                                         | 77  |
|       | РОЗДІЛ 3 АНАЛІЗ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КАБІНИ ТРАКТОРА ПРИ РОЗГОНІ.....                                               | 79  |
| 3.1   | Вертикальні коливання остову трактора (одномасова коливальна система).....                                           | 80  |
| 3.2   | Вертикальні коливання кабіни трактора (послідовно з'єднана одномасова та двомасова система).....                     | 83  |
| 3.3   | Результати розрахунку вертикальних прискорень кабіни трактора John Deere 8310R .....                                 | 87  |
|       | Висновки за розділом 3 .....                                                                                         | 91  |
|       | РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАКТОРІВ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ.....                                         | 92  |
| 4.1   | Мета і завдання польових досліджень.....                                                                             | 92  |
| 4.1.1 | Реєстраційно-вимірювальне обладнання для визначення прискорення центра мас транспортно-технологічного агрегату..     | 92  |
| 4.1.2 | Монтаж датчиків прискорення на транспортно-технологічному агрегаті з метою визначення прискорень його елементів..... | 95  |
| 4.1.3 | Вимір кута нахилу точок кріплення остову трактора.....                                                               | 101 |
| 4.1.4 | Методика дослідження прискорення кабіни трактора у складі транспортно-технологічного агрегату.....                   | 103 |
| 4.2   | Результати експериментальних досліджень.....                                                                         | 104 |
|       | Висновки за розділом 4 .....                                                                                         | 107 |
|       | ВИСНОВКИ .....                                                                                                       | 108 |
|       | СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....                                                                           | 111 |
|       | ДОДАТОК А.....                                                                                                       | 125 |
|       | ДОДАТОК Б .....                                                                                                      | 129 |

## **ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ**

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

МТА – машино-тракторний агрегат;

НЧК – низькочастотні коливання;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

САР – системи автоматичного регулювання

ТТП – тракторно-транспортний поїзд

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Технологічні процеси з обробітку сільськогосподарських культур нерозривно пов'язані з транспортними роботами, на які потрібні значні енергетичні та трудові витрати. Статистика показує, що частка витрат, що пов'язана з транспортуванням вантажів, становить близько 35% від загальної суми витрат на продукцію, а питома вага перевезень тракторним транспортом становить 60% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень у сільському господарстві.

Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного поїзда (кількістю причепів, їх типом та загальною вантажопідйомністю), тягово-зчіпними та енергетичними показниками трактора, маневреністю, швидкістю руху, гальмівними якостями тракторного поїзда, його стійкістю, розгінними та ергономічними показниками тощо.

Застосування енергонасичених тракторів дозволяє підвищити ефективність тракторних поїздів шляхом збільшення їхньої вантажопідйомності та швидкості руху. Однак, застосування енергонасичених тракторних поїздів супроводжується підвищенням динамічних навантажень, що погіршує експлуатаційні показники. Збільшення динамічних навантажень у тракторних поїздах викликає підвищення коливальних процесів у системі «дорога – причіп – трактор – оператор», погіршує плавність ходу, стійкість та гальмівні якості.

**Зв'язок з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційне дослідження виконувалося в рамках теми НДР кафедри тракторів і атомобілів Державного біотехнологічного університету «Інноваційні засади створення вимірювальної системи динаміки мобільних машин шляхом урахування режимів роботи, динамічних навантажень та конструкцій» (№ держреєстрації 0122U000747) та «Адаптація трактора до умов функціонування у рослинництві» (№ держреєстрації 0118U003321).

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є поліпшення динамічних показників тракторно-транспортного агрегату на етапі виходу на технологічну швидкість шляхом обґрунтування раціональних пружних характеристик системи підресорювання кабіни.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- провести аналіз та визначити оціночні показники динамічних характеристик тракторно-транспортного агрегату при перехідному русі;
- обґрунтувати залежності зміни силових показників трактора при розгоні з урахуванням гакового навантаження;
- розробити динамічну модель активної підвіски кабіни з урахуванням коливань остову трактора; провести аналіз впливу її жорсткості на амплітудно-частотні характеристики;
- провести польові випробування з оцінки впливу жорсткості активної підвіски кабіни на ергономічні показники тракторно-транспортного агрегату;
- розробити рекомендації по використанню тракторів з активною підвіскою кабіни у складі тракторно-транспортного агрегату.

*Об'єкт дослідження* – процес розгону тракторно-транспортного агрегату, його зв'язок з динамічними та ергономічними показниками.

*Предмет досліджень* – вплив динаміки розгону на вертикальні прискорення підвіски кабіни та експлуатаційні показники тракторно-транспортного агрегату.

**Методи досліджень:** використані аналітичні, числові та експериментальні методи досліджень, які базуються на використанні основних положень теорії сільськогосподарських агрегатів, теоретичної механіки, математичного моделювання та використання сучасних вимірювальних засобів контрольованих параметрів.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

*Вперше:*

- визначені нові залежності зміни силових показників тракторно-транспортного агрегату при розгоні на базі трактора загального призначення,

які дозволяють уточнити значення перерозподілу силового навантаження на мостах та кут деференту остова трактора в залежності від гакового навантаження;

– встановлені залежності зміни амплітудно-частотних характеристик трактора у складі тракторно-транспортного агрегату, які дозволяють обґрунтувати за ергономічними показниками раціональні жорсткості кабіни.

*удосконалено:*

– динамічну модель тракторно-транспортного агрегату, яка відрізняється від існуючих врахуванням диферента трактора та перерозподілом силового навантаження при розгоні, що дозволяє уточнити значення вертикальних прискорень з похибкою до 10%.

*Отримала подальший розвиток:*

– теорія розгону трактора у складі тракторно-транспортного агрегату, що враховує особливість функціонування трактора при великих гакових навантаженнях.

### **Практичне значення одержаних результатів:**

– математичні моделі розгону трактора у складі тракторно-транспортного агрегату реалізовані при дослідженні енергетичних показників тракторів загального призначення в Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого;

– рекомендації по забезпеченню ефективної роботи тракторно-транспортних агрегатів на базі тракторів загального призначення, прийняті до використання в Приватній науково-дослідній та комерційній фірмі «КОНКОРД-ГЕЙ»;

Результати дослідження використовуються в навчальному процесі підготовки фахівців за напрямом «Агроінженерія» та «Галузеве машинобудування» в ДБТУ та НУБіП України.

**Авторський внесок здобувача** полягає в розробленні нових та удосконаленні існуючих моделей та методів, які забезпечують виконання поставлених в дисертаційній роботі наукових завдань. Результати

дисертаційної роботи отримані здобувачкою особисто та у співавторстві опубліковані в публікаціях (Додаток А):

*А) фахові видання України:*

[1] – здобувачкою проведеного дослідження залежності тягових якостей ведучих коліс від розподілу вагового навантаження. Співавторами: Калінін Є.І. розробив аналітичний комплекс дослідження формування колії при проходженні послідовно  $i$ -ої кількості коліс. Жилін В.А. та Петров Р.М. проводил аналіз впливу різних факторів на тягові якості колісної машини або поїзда з двома та більш ведучими осями.

[2] – здобувачкою розглядалися можливості зміни основних параметрів системи підресорювання та вплив на інтенсивність низькочастотних коливань машини. Співавторами: Калінін Є.І. систематизував результати розрахунків жорсткості та коефіцієнту опору передньої підвіски, а також база машини, причому діапазон варіювання обмежувався можливістю реалізації параметрів без перекомпонування вузлів та зміни тягової характеристики машини варіювання обмежувався можливістю реалізації параметрів без перекомпонування вузлів та зміни тягової характеристики машини. Філоненко А.М. та Петров Р.М. досліджено критерії оцінки плавності ходу, які приймалися значення передавальної функції переміщень різних точок рами, сидіння та середньоквадратичні прискорення при русі трактора за природними нерівностями.

[3] – здобувачкою досліджено основи ефективності використання транспортного агрегату, що сприяють підвищенню продуктивності, надійності та довговічності роботи, поліпшенню тягово-зчіпних властивостей, гальмівних якостей, стійкості. Співавторами: Колеснік І.В. та Калінін Є.І. систематизував отримані дані зниження витрати палива трактора, що базується на взаємодоповнюючих та основних динамічних і кінематичних залежностях руху трактора та причепа. Шевченко І.О. обґрунтував параметри пружньо-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою з умов комфортабельності та плавності руху транспортного агрегату за обраною частотою коливань причепа.

[4] – здобувачкою досліджено ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначенням складу тракторного поїзда, кількістю причепів, їх типом та загальною вантажопідйомністю, маневреністю, швидкістю руху тракторного поїзда, його стійкістю, гальмівними якостями, умовами праці оператора. Співавторами: Колеснік І.В. та Шевченко І.О. розглянули виникнення підвищених коливальних процесів у системі «ґрунт – причіп – трактор», які погіршують тягово-зчіпні властивості, керованість, стійкість, ергономічні та розгінногальмівні властивості.

[5] – здобувачкою розглянуті динамічні залежності, що обґрунтовують силові та енергетичні параметри руху тракторнотранспортного поїзда у діапазоні транспортних робіт з різним дорожнім покриттям. Співавторами: Колеснік І.В. аналітично обґрунтовував можливість використання енергонасичених тракторів на транспортних роботах, з підвищенням ефективності використання тракторнотранспортного поїзда. Калінін Є.І. та Панкова О.В. оптимізували об'єкт наукових та експериментальних досліджень, який передбачається для чіткого визначення та подальшого призначення блоків досліджень, що являють собою загальну програмну концепцію, що розділена на вирішення приватних завдань на розробленій структурній схемі.

[6] – здобувачкою визначено збурюючі впливи, які зводяться до дослідження взаємодії мікропрофілю дороги і рушіїв транспортного агрегату. Співавторами: Колеснік І.В. та Калінін Є.І. склали систему диференціальних рівнянь математичного опису профілю дороги і одночасно математичного опису законів зміни відносного руху рушія.

[7] – здобувачкою досліджено коефіцієнт опору кочення еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій опорній поверхні. Співавторами: Колеснік І.В. проаналізував сили та моменти, які діють на колесо під час подолання опору коченню для двох випадків: колесо ведене та колесо ведуче.

*Б) Статті у наукових виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science Core Collection та Scopus:*

[8] – особистий внесок здобувача включає проведення теоретичних досліджень щодо зниження неусталеного руху транспортно-технологічного поїзда та вдосконалення його динамічної системи.

[9] – здобувачкою запропоновано методику розрахунку параметрів процесу розгону та гальмування колісного трактора з урахуванням його колісної формули.

*В)інші публікації:*

[10] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, дослідила дію загальної вібрації, якої піддається весь організм людини-оператора через підлогу, сидіння, при роботі на транспорті, сільськогосподарській та гірничодобувній техніці.

[11] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, розглянула роль транспорту як одного з ключових факторів соціально-економічного розвитку та впливу на якість життя населення. Окремо проаналізовано важливість особистого транспорту для щоденних потреб громадян, а також фактори якості вантажних перевезень, зокрема швидкість, безпека та пунктуальність.

[12] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, досліджувала фізичні основи впливу вимушених коливань на тяговий опір ґрунтообробних робочих органів, а також знайти оптимальні методи конструювання віброуючих ґрунтообробних органів.

[13] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, проведено теоретичні дослідження щодо покращення плавності ходу тракторного поїзда, вирішила задачу підвищення поперечної стійкості та забезпечити підвищення ефективності використання тракторів на транспортних роботах.

[14] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, розглянула проблему впливу низькочастотних механічних коливань на організм людини. Дослідження спрямовано на оцінку шкідливого впливу вібрацій виробничого середовища на центральну нервову, вестибулярну та серцево-судинну системи. Основну увагу приділено тому, як вібрації різної

частоти передаються через елементи робочого місця оператора.

[15] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, дослідила зниження віброактивності та динамічної навантаженості колісних машин в умовах впровадження комбінованих енергетичних установок та зростання потужностей транспортних засобів. Основну увагу зосередила на аналізі методів віброзахисту, їх класифікації, механізмах дії та ефективності.

[16] – здобувачка підготувала матеріал для участі у конференції, дослідила антропометричних параметрів, що впливають на вібронавантаженість оператора сільськогосподарських машин.

**Публікації.** Основні положення і результати дисертаційних досліджень, які виносяться на захист, опубліковані у 16 наукових працях, серед них: 9 статей у наукових фахових виданнях України категорії Б (з них 2 – у закордонному періодичному фаховому виданні, що включено до наукометричної бази Scopus, квартиль Q4), 7 – у матеріалах апробаційного характеру.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 132 сторінки, з них: 36 рисунків по тексту, 2 таблиці по тексту, список використаних джерел з 114 найменувань на 14 сторінках, 2 додатки на 8 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

У складі енерготехнологічного комплексу енергетичний модуль має відповідати багатьом технологічним вимогам, що стосуються як режиму виконання операцій, так і агротехнічної їх якості. Технологічні властивості характеризують відповідність даного мобільного енергетичного засобу технологічним вимогам у всьому комплексі сільськогосподарських операцій, для виконання яких у складі машинно-тракторних агрегатів (МТА) воно призначене [1-3].

Усе різноманіття технологічних вимог, що пред'являються до МТА, можна відобразити за допомогою трьох узагальнених показників: продуктивність і агротехнічна якість виконуваної операції при низькій питомій собівартості робіт [1, 4].

Продуктивність машинно-тракторного агрегату залежить від номінального тягового зусилля трактора, потужності двигуна, здатності створювати тягу для виконання в агрегаті з сільськогосподарською машиною заданої технологічної операції, здатності трактора нести деякий запас технологічного матеріалу, надійності енергетичного засобу, зручності та безпечності в експлуатації [1, 5, 6].

Агротехнічні властивості машинно-тракторного агрегату визначаються ступенем шкідливої дії тракторних рушіїв на ґрунт, агротехнічним просвітом і пошкоджуваністю культурних рослин, особливо при міжрядній обробці, та залежать від керованості й оглядовості з місця водія [1, 7].

Вартісні показники машинно-тракторного агрегату залежать від вартості енергетичного засобу, паливної економічності й експлуатаційних витрат.

У таблиці 1.1 показано взаємозв'язок основних технологічних показників, технічних характеристик і конструктивних параметрів, що забезпечують технологічні властивості мобільних енергетичних засобів [1].

Таблиця 1.1 – Взаємозв'язок основних технологічних показників, технічних характеристик і конструктивних параметрів мобільних енергетичних засобів [1].

| Технологічні показники | Технологічні характеристики                 | Конструктивні параметри                                                 |
|------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|
| Продуктивність         | Номінальне тягове зусилля трактора          | Основні параметри: вага трактора та потужність двигуна                  |
|                        | Номінальна потужність двигуна               |                                                                         |
|                        | Агрегатування                               | Компонувальна схема                                                     |
|                        | Технологічні простори, навісна спроможність |                                                                         |
|                        | Ергономіка                                  | Відповідність призначенню трактора двигуна, трансмісії, ходової системи |
|                        | Надійність                                  |                                                                         |
| Агротехніка            | Тиск на ґрунт, просвіт, абрис               |                                                                         |
|                        | Керованість                                 | Рівень автоматизації                                                    |
|                        | Оглядовість                                 |                                                                         |
| Вартість               | Ціна трактора                               | Оснащеність технологічним устаткуванням                                 |
|                        | Надійність                                  |                                                                         |
|                        | Витрати палива та мастила                   |                                                                         |

Між технологічними показниками й технічними характеристиками енергетичних засобів існує чітко виражена, здебільшого однозначна залежність. Проте деякі характеристики пов'язані не з одним, а з двома технологічними показниками. Так, керованість енергетичного засобу та його оглядовість з місця водія впливають на агротехнічні показники та на продуктивність. Від надійності залежить не тільки продуктивність, але й

економічні показники технологічного процесу (вартість ремонту, втрати врожаю) [1, 8-10].

Зв'язок конструктивних параметрів з технічними характеристиками й технологічними показниками енергетичного засобу не такий однозначний, як зв'язок між характеристиками та показниками. Один і той же конструктивний параметр впливає на декілька показників і характеристик. Наприклад, компоновальна схема енергетичного засобу впливає на всі технологічні показники та на більшість технічних характеристик, виключаючи ті, що задаються й регламентуються (вага трактора, потужність двигуна, тиск рушіїв на ґрунт, агротехнічний просвіт, надійність, умови та безпека праці). Але за деякими характеристиками, що регламентуються, показники приймають ті чи інші граничні значення в допустимому діапазоні залежно від конструктивного параметра. Так, при однакових характеристиках сидіння, вертикальні коливання на сидінні тракториста, розташованому між двома осями трактора, завжди будуть менші, ніж на сидінні, встановленому над віссю коліс. Це приклад впливу компоновальної схеми.

Від рівня автоматизації залежать усі основні технологічні показники (продуктивність, агротехнічні властивості та вартість). У зв'язку з удосконаленням сільськогосподарського виробництва вимоги до трактора постійно зростають, а його функціональні можливості розширюються. Удосконалення конструкції трактора провадиться й для підвищення його технічного рівня, що також покращує його технологічні показники та сприяє впровадженню прогресивних технологічних процесів.

## **1.1 Використання тракторно-транспортних поїздів у сільськогосподарському виробництві та перспектива їх розвитку**

Досягти різкого підйому сільськогосподарського виробництва в нашій країні, що відрізняється загалом несприятливим кліматом і характеризується далеко не кращими погодними умовами в періоди вирощування та збору врожаю, забезпечити високопродуктивну роботу всіх ланок агропромислового

комплексу, пов'язаних з механізацією та автоматизацією робіт, транспортуванням, зберіганням та збутом продукції. неможливо без використання досягнень найпередовішої наукової думки.

Резерви для докорінного поліпшення аграрної економіки країни є і навіть чималі [47]. Один із них – вирішення проблеми транспорту.

Сільськогосподарське виробництво розосереджене на величезних площах і потребує переміщення великих кількостей технологічних та експлуатаційних матеріалів, проміжної та кінцевої продукції. Тому в сільському господарстві транспорт займає важливе місце: він починає та завершує процеси виробництва продуктів рослинництва і тваринництва та здійснює технологічні зв'язки між окремими етапами робіт.

З розвитком сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується. Так, наприклад, частка витрат, пов'язаних з транспортуванням вантажів, становить 25-40% від загальної суми витрат на сільськогосподарську продукцію, що виробляється [48].

Система транспортного обслуговування, що поєднує технології виконання перевезень, технічні засоби та організацію транспортних та транспортно-технологічних робіт, – одна з важливих складових частин системи ведення сільського господарства.

Перевезення у сільському господарстві поділяються на дві основні групи: внутрішньогосподарські, що виконуються на території сільськогосподарських підприємств, та позагосподарські, що здійснюються за межами підприємств.

Внутрішньогосподарські перевезення можуть бути технологічними, пов'язаними з обслуговуванням виробничих процесів у землеробстві і тваринництві, та самостійними, що виконуються поза виробничими процесами. Такі перевезення характеризуються короткими відстанями і відносно несприятливими дорожніми умовами.

Внутрішньогосподарські перевезення охоплюють приблизно 70% їх обсягу та 30% вантажообігу [48].

Для забезпечення внутрішньогосподарських перевезень у сільському господарстві використовуються автомобілі та автопоїзди, що володіють високими швидкісними властивостями, які найбільш повно реалізуються на позагосподарських перевезеннях, що виконуються переважно по дорогах з твердим покриттям, а також тракторні поїзди, що відрізняють підвищеною прохідністю і більш переважні при внутрішньогосподарських перевезеннях, ґрунтовим дорогам та бездоріжжям.

Тракторні поїзди мають безперечну перевагу на внутрішньогосподарських перевезеннях. Крім того, використання тракторів на транспортних роботах протягом року – один із основних резервів підвищення їх річного напрацювання та зниження собівартості транспортних робіт. Причому для цього є об'єктивні умови, пов'язані з сезонним характером виробництва [49].

Нині в сільському господарстві нашої країни близько 15% всіх вантажів перевозиться тракторним транспортом, в той час як використання тракторів на транспорті становить 45-50% [49].

З аналізу виробничої діяльності сільськогосподарських підприємств можна дійти висновку, що основними тракторами, що використовуються у внутрішньогосподарських перевезеннях, є іноземна техніка [50]. Обсяг перевезень, що здійснюється цими марками тракторів, у середньому становить 55% (рисунок 1.1).

Широке застосування знаходить використання тракторів на транспортних роботах за кордоном. Так, об'єм перевезень тракторним транспортом у деяких країнах Західної Європи, таких як Польща, Чехія, Болгарія, становить 50-60% [40, 49].

Високого рівня досягло застосування тракторних транспортних засобів у Німеччині та Франції. На їхню частку припадає 75-80% перевезень сільськогосподарських вантажів. Також зростає використання тракторного транспорту і в США. Участь тракторів у перевезеннях сільськогосподарських вантажів тут сягає 35% (рисунок 1.2). В Італії основним

сільськогосподарським транспортним засобом є тракторні потяги з одним або декількома причепами, випуск яких постійно зростає [37].

Перспектива використання тракторно-транспортних поїздів полягає у збільшенні енергонастіння колісних тракторів. Створені, випускаються та вдосконалюються енергонастільні трактори з потужністю двигунів відповідно 77,2 кВт (105 к.с), 104,4 кВт (142 л. с), 106,6 кВт (145 л.с) [51].

Відбувається підвищення потужності і закордонних колісних тракторів. Найбільші компанії США випускають трактори з потужністю двигунів до 500 кВт і більше. Так фірма Northern Manufacturingco виробляє сімейство енергонасичених тракторів Big Bud із двигунами потужністю 265, 294, 330, 386, 574 кВт. Фірма Steiger випускає 14 моделей тракторів, потужність двигунів у яких знаходиться в межах 147-330 кВт. Випускаються п'ять сімейств цих тракторів: три моделі із потужністю двигунів 147-155 кВт; дві моделі потужністю 162 кВт; кілька моделей з потужністю 184, 199, 220 кВт; чотири моделі з потужністю 228, 235, 239, 258 кВт та найбільшу модель – «Tiger» з двигуном потужністю 330 кВт. Не поступаються місцями з випуску енергонасичених тракторів такі фірми США, як Versatil з моделями 835 (169 кВт), 855 (184 кВт), 875 (206 кВт), 935 (243 кВт), 950 (256 кВт), John Deere з моделями 8650 (213 кВт), 8850 (272 кВт) та ін [51].

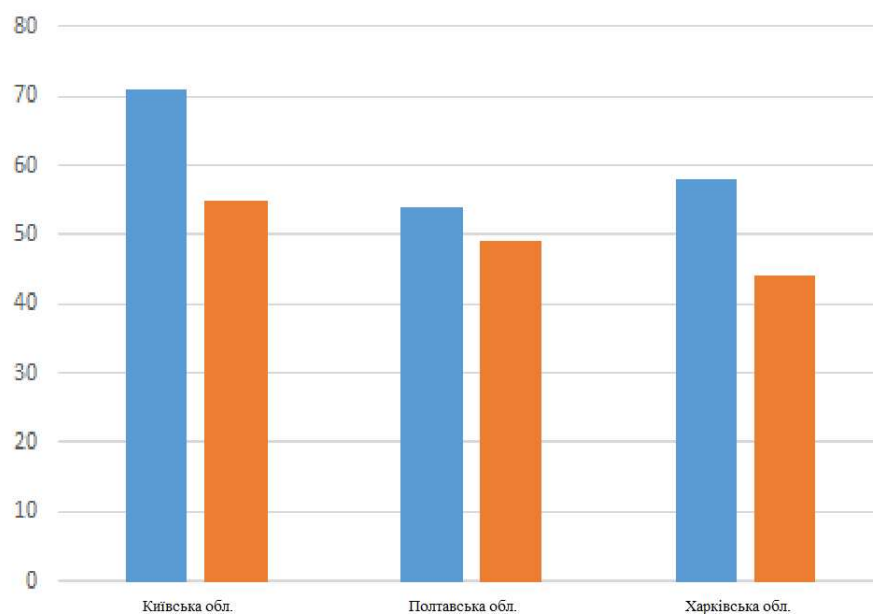
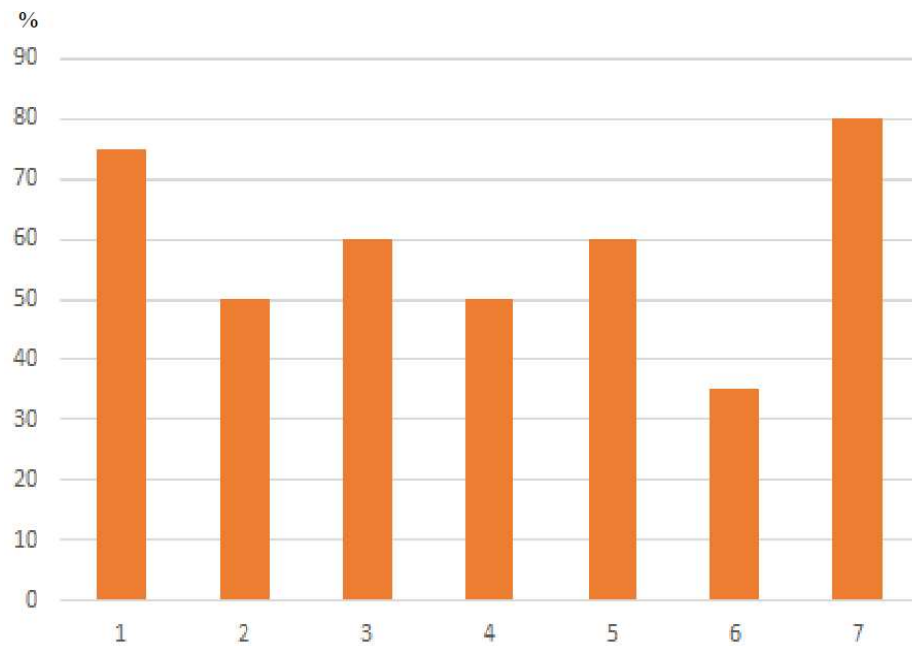


Рисунок 1.1 – Об'єм внутрішньогосподарських перевезень тракторами



1 – Німеччина; 2 – Польща; 3 – Чехія; 4 – Угорщина; 5 – Болгарія;  
6 – США; 7 – Франція

Рисунок 1.2 – Застосування тракторного транспорту за кордоном

Разом з тим, висока енергонасиченість сучасних тракторів виправдана необхідністю своєчасного та високопродуктивного виконання об'єму сільськогосподарських робіт, що збільшується, але не призводить до суттєвого зростання ефективності транспортних операцій. Широко використовуються в сільському господарстві нашої країни енергонасичені трактори в агрегаті з причепами 2ПТС-4, 2ПТС-6, 1ПТС-9, 2ПТС-9, РПБ-16, РЖТ-16, які недовантажують і до половини потужності силових установок внаслідок недостатньої вантажомісткості, обмежених тягово-зчіпних та швидкісних якостей, підвищеної нерівності опору на своє пересування.

З метою підвищення продуктивності внутрішньогосподарського транспорту передбачається розробка нових великовантажних причепів із кузовами місткістю 20, 35, 45, 75 та більше кубічних метрів [37]. Для перевезення легких вантажів вже створено та знаходять застосування виготовлені на базі ЗПТС-12 причепа місткістю 40 м<sup>3</sup> і 160 м<sup>3</sup>, що дозволяють за даними дослідного господарства за один рейс перевозити грубі корми масою 10 і більше тон.

Для покращення реалізації потужності двигуна енергонасичених тракторів через ходову систему розробляються та впроваджуються у виробництво причепа та напівпричепа підвищеної вантажопідйомності, що здатні довантажувати ведучі колеса тягачів. Для колісних тракторів типу Т-150 розроблені причепа НТС-5, DL-ПС1020, НТС-16 вантажопідйомністю 6,5, 10 і 16 тон, ОДАЗ-9370 з підкатним візком ОЗТП-9927, за рахунок якого вантажопідйомність тракторного поїзда збільшилась з 21 до 27,5 тон, на фоні зменшення на 15% витрати палива [52-53].

Знаходять застосування механічні, гідравлічні та електричні приводи ходових систем причіпного складу, комплектуються транспортні поїзди, до складу яких входять тягачі зі збільшеною кількістю ведучих вісей.

Для підвищення прохідності та тягово-зчіпних властивостей сільськогосподарських тракторів, що використовуються на транспортних роботах, розроблені широкопрофільні та абочні шини з удосконаленими ґрунтозачепами, різні підсилювачі, здвоєні та зтроєні колеса, напівгусеничний хід, застосовуються всілякі системи, що перерозподіляють зчіпну вагу [54]. Виправдовують своє призначення двигуни постійної потужності, енергоакумулятори та пристрої, що використовують інерцію мас, що рухаються [55].

На основі потужних тракторів створюються мобільні енергетичні засоби, здатні реалізувати енергію силової установки через механічні, гідравлічні, електричні, пневматичні та інші приводи [55]. Проводяться спроби створення причіпного складу, що полегшує умови рушання з місця транспортних агрегатів підвищеної вантажопідйомності [49].

## **1.2 Стан проблеми, аналіз і узагальнення результатів досліджень**

Технологічні процеси з обробітку сільськогосподарських культур нерозривно пов'язані з транспортними роботами, на які потрібні значні енергетичні та трудові витрати. Статистика показує, що частка витрат, що пов'язана з транспортуванням вантажів, становить близько 35% від загальної

суми витрат на продукцію, а питома вага перевезень тракторним транспортом становить 60% від загального обсягу внутрішньогосподарських перевезень у сільському господарстві [1-5, 13].

Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного поїзда (кількістю причепів, їх типом та загальною вантажопідйомністю), тягово-зчіпними та енергетичними показниками трактора, маневреністю, швидкістю руху, гальмівними якостями тракторного поїзда, його стійкістю, коливаннями, розгінними та ергономічними показниками тощо.

Застосування енергонасичених тракторів дозволяє підвищити ефективність тракторних поїздів шляхом збільшення їхньої вантажопідйомності та швидкості руху. Однак, застосування енергонасичених тракторних поїздів супроводжується підвищенням динамічних навантажень, що погіршує експлуатаційні показники. Збільшення динамічних навантажень у тракторних поїздах викликає виникнення підвищених коливальних процесів у системі «дорога – причеп – трактор – оператор», погіршує плавність ходу, стійкість та гальмівні якості.

Оскільки в аналізованій науковій проблемі об'єктом впливу зовнішніх сил є тракторний поїзд, що рухається по опорній поверхні то, з метою спрощення аналізу та розробки методів оцінки впливу опорної поверхні на тракторний поїзд розглянемо переважаючі процеси, що відбуваються в системі «дорога – причеп – трактор – оператор».

Розгляд даної динамічної структури як загальної системи, що визначає в основному зміст всієї проблеми, так і її підсистем показує, що, окрім всього іншого для розв'язання завдання, зниження динамічного впливу з боку причепа на трактор, необхідно:

1. Стабілізувати характер тягового зусилля.
2. Зменшити нерівномірність завантаження двигуна.
3. Зменшити нерівномірність розподілу нормальних реакцій опорної поверхні на колеса тракторного поїзда.

4. Збільшити запас поперечної стійкості тракторного поїзда.
5. Поліпшити розгінно-гальмівні властивості тракторного поїзда.
6. Поліпшити ергономічні показники тракторного поїзда.
7. Поліпшити техніко-економічні показники тракторного поїзда.

Система «дорога – причеп – трактор – оператор» немає жорстких функціональних зв'язків, оскільки процеси, які відбуваються у системі, носять випадковий характер і багато в чому корелюються зовнішніми чинниками (властивість дорожнього полотна, швидкості вітру, кваліфікація оператора та інших).

Водночас пошук максимально наближених до реальних зв'язків вкрай необхідний для проведення розрахункових оцінок з метою виявлення найбільш ефективних заходів, спрямованих на покращення динаміки тракторно-транспортного поїзда в цілому.

Дослідженнями у сфері системи «дорога – причіп – трактор – оператор» займалися у різні роки вчені України та багатьох закордонних країн: Qing Wu [17, 18], Tao Zhu [19], Li Hongxiao [20], Bureika & Mikaliūnas [21], Hongchao Zhao, Zhe Liu [24], Alexander Kobelski, Pavel Osinenko, Stefan Streif [25], Masahisa Watanabe, Kenshi Sakai [26].

Забезпечення рівномірного тягового зусилля на гаку транспортного засобу є ключовим фактором стабільності його руху, ефективності передачі енергії та зниження динамічного навантаження на зчіпні пристрої. Наявність сплесків тягового зусилля при ударах між зчіпними масами часто призводить до зростання нерівномірності опору пересуванню, що впливає як на окремі вузли, так і на весь транспортний комплекс.

Вітчизняні науковці приділяють особливу увагу дослідженню тягового зусилля в умовах реального експлуатаційного середовища. Зокрема Лебедев С.А., Коробко А.І., Шуляк М.Л. у своїх працях пропонують методику вимірювання тягового зусилля за допомогою електронних сенсорів. Дослідження показали, що при зміні умов роботи (тип ґрунту, швидкість руху)

виникають короточасні імпульсні навантаження на гаку [14, 15]. Горбунов М. та ін. здійснили моделювання розподілу зусиль у локомотивних системах.

До теперішнього часу більшість різних класів тракторів мають можливість розвивати значні швидкості, як у дорожніх, так і в польових умовах. Звідси виникає нагальна необхідність дослідження їх стійкості, вивчення якої базується на основних положеннях стійкості автомобілів та автопоїздів.

Початок досліджень стійкості тракторів були проведені в 20-30 роках у зв'язку з ускладненням їх конструкції та появи проблеми бічного відведення шин низького тиску при збільшених швидкостях руху.

Подальший розвиток теорії стійкості руху транспортних засобів на колесах з еластичними шинами дається в роботах Сахно В. П., який проаналізував стійкість автопоїздів під час гальмування, враховуючи коефіцієнти зчеплення шин, бокові сили та вплив початкової швидкості й ухилу опорної поверхні [27]. Подригало М. А. у праці «Нове в теорії експлуатаційних властивостей...» розвиває підходи до стійкості транспортних засобів, включаючи в розрахунок фізико-механічні властивості колісних рушіїв та пружних шин [28]. Стоцко З. А. досліджував загальні принципи стійкості руху та керованості машин, зокрема питання кінематичних і динамічних механізмів, включно з ефектами еластичних шин [29]. Гузь О. М. розбудував школу лінійаризованої механіки деформованих тіл, що включає теоретичні основи поведінки еластичних шин у динаміці транспортних засобів [30]. Тімошенко С. П. – український механік світового рівня, який заклав фундаменти теорії механіки континууму й пружних контактів, які лежать в основі математичного опису руху колеса з еластичною шиною [31].

У розробку розрахункових методів оцінки динамічної системи «шина – дорога – колісна машина – водій» істотний внесок зробили вітчизняні дослідники Ларін О. А., Матейчик В. П., Полянський О. О., Дубінін Є. О., Коробко А. А., Байдала В. О., Осташевський С. С., Нанівський С. М., Цимбаліста О. Й., Калінчук В. П., Горобець В. Ю. та інших [32-36].

Питанням покращення динамічних якостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) та транспортних засобів присвячені роботи Лебедєва А.Т., Кожушко А.П., Калініна Є.І., Шуляка М.Л., Антощенкова Р.В., Подригало М.А., Козаченко О.В., Галич І.В., Кухаренко П. М., Кюрчевим В. М., Адамчуком В. В., Біліченко В. В. та інші [37-45].

Аналіз проведених досліджень показав, що вантажопідйомність та швидкість руху тракторних поїздів обмежується не потужністю двигуна, а низькою плавністю ходу, стійкістю та гальмівними якостями тракторного поїзда.

Внаслідок цього знижується ефективність використання тракторних поїздів. Існує проблема підвищення експлуатаційних якостей тракторних поїздів за рахунок підвищення продуктивності, надійності та довговічності роботи, покращення тягово-зчіпних властивостей, гальмівних якостей та зниження витрати палива.

Однак широко використовуються способи підвищення динаміки тракторних поїздів, такі як модельований привід керування ПНВТ, безступінчастих трансмісій, гідротрансформаторів, пружних буксирних пристроїв та ін, не дають бажаного ефекту.

Використання вищенаведених та інших досягнень, що знижують шкідливі впливи на динаміку тракторного поїзда, дозволили детально розглянути стан проблеми, та провести аналіз, узагальнити результати досліджень та прийняти рішення відповідно до поставлених та завдань.

### **1.3 Аналіз та узагальнення результатів досліджень з вивчення динаміки тракторно-транспортних поїздів**

Транспортні роботи є незамінною частиною технологічних процесів з вирощування сільськогосподарських культур. Транспортні засоби у сільськогосподарському виробництві за сукупністю динамічних режимів та умов експлуатації відносяться до найбільш напружених машин у порівнянні з іншими мобільними енергетичними засобами. Вони схильні до інтенсивних

коливань від навантаження на гаку та руху по бездоріжжю. Їх експлуатація пов'язана з великою кількістю внутрішніх та зовнішніх впливів на основні функціональні вузли двигуна та трансмісії, що також негативно відбивається на умовах праці оператора. Тракторно-транспортний поїзд (ТТП) у реальних умовах експлуатації працює на дорогах зі змінним рельєфом, хвилястим профілем покриття, на ґрунтах з непостійною твердістю та вологістю.

При русі транспортних засобів як в режимі розгону, так і в режимі руху, має місце вплив причепа на тягач – процес накату і відставання причепа, який протікає постійно при їх експлуатації. Щоб знизити силу ударів між зчіпними масами, оператор змушений знижувати швидкість руху, що у свою чергу позначається на продуктивності та прохідності транспортного засобу. Крім того, наявність значних сплесків зусилля на гаку тягача призводить до зростання нерівномірності опору пересування як окремих частин, так і всього транспортного засобу [27].

Питання характеру величини тягового зусилля було розглянуто в роботі Горячкина В.П. [7], який встановив його змінний характер та запропонував враховувати явище неусталеної величини тягового зусилля при конструюванні.

В роботі [15], автор, розглядаючи змінний характер тягового зусилля в автомобільних поїздах, стверджує, що при невмілому керуванні або при роботі у важких дорожніх умовах виникають значні змінні навантаження, що впливають на знос зчіпних пристроїв автомобіля та причепа. У подальших роботах [26, 45, 47], автори, ґрунтуючись на великому експериментальному матеріалі досліджень коливань автомобільних причепів, а також на результатах досліджень з фізичною моделлю причепа, вважають, що вивчення кінематики та динаміки автопоїзда неможливе без урахування горизонтальних та поперечних коливань причепів при прямолінійному русі. При цьому також встановлено, що цей вплив обумовлений наявністю у причепа еластичних шин і поперечного зазору в зчіпному пристрої поїзда.

В роботі [15] автор розкриває причини змінного характеру тягового зусилля, основою якого є значні ударні навантаження в зчіпному пристрої, що викликаються коливаннями горизонтальної складової гакowego навантаження, де перепад у деяких випадках становить 45 кН.

У своїй роботі [20] розкриває причини та характер нерівномірності тягового зусилля. Також ці питання розглядалися [4, 5].

В роботах [11, 27] відзначається, що в реальних умовах експлуатації на трактор діють змінні величини тягового зусилля, що мають неусталений випадковий характер. Тому при визначенні величин тягового зусилля трактора необхідно виходити з реальних умов руху та розглядати змінну величину тягового зусилля як випадкову функцію часу, задану відповідними статичними характеристиками, найбільш повними з яких є інтегральний та диференціальний закони розподілу.

На підставі теоретичних та експериментальних досліджень, в роботі [18], встановлено аналітичні та графічні залежності між оптимальним ступенем навантаження, експериментальною витратою палива та рядом інших показників. При цьому аналізом коефіцієнту варіації тягового зусилля тракторів, що працюють у різних режимах, встановлено, що збільшення швидкості спричинить збільшення коефіцієнта варіації тягового зусилля, а також самого тягового зусилля.

В роботі [43, 44] автори розглядають зовнішній опір як випадковий процес та застосовують до нього статичний метод дослідження. Імовірні значення та межі зміни навантаження на гаку трактора визначаються на підставі ймовірнісних значень та законів розподілу тягових зусиль. Дослідники підтверджують, що амплітуда тягових зусиль описується нормальним законом розподілу.

На підставі робіт [45, 46], де тягове зусилля розглядається як стаціонарна випадкова функція та оцінюється ймовірнісними методами можна вважати, що тягове зусилля складається з двох складових - постійної та змінної.

У роботах [57-59] представлені методики обробки експериментальних даних, побудови кореляційної функції та спектральної густини впливу зовнішніх сил на характер тягового зусилля.

Боднар Б.Є [60], описуючи характер змінних тягових зусиль, запропонував визначати ступінь нерівномірності зусилля за наступною залежністю:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{cp}} = \frac{\Delta P}{P_{cp}}, \quad (1.1)$$

де  $P_{\max}$  – максимальне значення сили;  $P_{\min}$  – мінімальне значення сили;  $\Delta P$  – амплітуда коливання значень сили.

Таким чином, аналізуючи дослідження багатьох учених можна дійти висновку, що значні ударні навантаження, що мають змінний характер, пояснюються нерівномірністю руху колісної транспортної машини, зазорами в зчипному пристрої та іншими факторами.

Одним з показників досконалості трактора є плавність ходу – властивість трактора або тракторного агрегату забезпечувати захист оператора та елементів конструкції трактора від динамічних навантажень, що виникають в результаті взаємодії зчипних мас, рушія з опорною поверхнею, та від нерівномірності опору машини, що агрегатується. Іншими словами плавність ходу – це властивість колісної транспортної машини, що забезпечує захист оператора від коливань, які впливають у вертикальному, поздовжньому і поперечному напрямках.

Рух трактора на внутрішньогосподарських перевезеннях вантажів супроводжується безперервними коливаннями як усієї машини загалом, так і окремих її вузлів і агрегатів. Коливання мас трактора супроводжуються підведенням та розсіюванням енергії, що покриваються за рахунок потужності двигуна. При цьому погіршуються тягово-економічні показники трактора, а також керованість, стійкість, надійність, плавність ходу та умови праці оператора.

Основними джерелами низькочастотних коливань є нерівності, непостійна твердість та вологість дорожнього полотна. Переважна частота коливань сидіння оператора знаходиться в межах 1–7 Гц. Дані коливання виникають у вертикальному, поперечному та поздовжньому напрямках по відношенню до оператора, що управляє трактором [61]. Внаслідок впливу цього коливання на колісну транспортну машину спостерігається характер неусталеного тягового зусилля.

Вперше про проблему неусталеного характеру тягового зусилля та нерозривно пов'язані з ним умови праці оператора та продуктивність тракторно-транспортного агрегату йшлося у роботах Погорілий В. Л., Говоруха В. С., Склярова Г. А., Боднар Б. Є., Капіца М. І., Кислий Д. М., Watanabe K., Sakai S., Filla R., Ericsson A., Palmberg J.-O. та ін вчених [62-65].

Питанням поліпшення динамічних якостей МТА та транспортних засобів присвячені роботи Мамонтова А. Г., Кожушко, А. П., Митропана Д. М., Великоднього В. М., Реброва О. Ю., Bonanno A., Paoluzzi R., Sim K. B., Yoo D. Y., Kim S. H., . Hung T. T., Long L. X. та ін [66-71]. Цими провідними вченими встановлено, що з динамікою руху тісно пов'язана така важлива експлуатаційна якість транспортних засобів, як плавність ходу, що впливає на самопочуття оператора, збереження вантажів, що перевозяться, безпеку руху, продуктивність і економічність роботи, довговічність машини, а також тягові якості.

Вертикально-кутові в поздовжній площині низькочастотні коливання (НЧК) остова трактора зі зростаючою амплітудою спостерігаються при виконанні транспортних робіт при русі по нерівностях [61, 66], і утворюються на рівних ділянках дороги, а також при роботі з буксуванням. Загальним для названих видів робіт ТТП є характер розвитку процесу: зростання вертикальних та кутових прискорень остову за 5-10 секунд до меж, коли подальша робота не допустима через відрив коліс від опорної поверхні і, як наслідок, різкого погіршення керованості та тягово-зчіпних якостей трактора. Вертикальні прискорення остова при цьому досягають  $20 \text{ м/с}^2$  і більше. При

цьому вібронавантаженість сидіння оператора миттєво перевищує гранично допустимі значення.

Нестаціонарність режимів роботи двигуна істотно впливають на швидкість зношування його деталей, яка зростає в 2-6 разів у порівнянні зі стаціонарними режимами [35]. Крім того різкі, у великих межах, і часті циклічні зміни режимів роботи дизеля дуже негативно впливають на характер протікання процесу в циліндрах, функціонування допоміжних агрегатів і механізмів. В результаті погіршуються ефективні та економічні показники роботи двигунів.

Відсутність універсальної теорії, що пояснює сутність процесу розвитку вібронавантаженості, вимагає аналізу, зіставлення та узагальнення існуючих гіпотез та інформації, накопиченої в процесі експлуатації та випробувань тракторів.

В якості джерела впливів збурюючих коливань в трансмісії розглядаються системи автоматичного регулювання (САР) частоти обертання колінчастого валу дизеля, сам дизель, нерівності дороги, коливання тягового навантаження або остову, карданні передачі і сполучні муфти [67]

Зміна тягового зусилля, що викликається коливаннями дотичної сили тяги ведучих коліс, може відігравати неабияку роль у збудженні остова трактора (це відзначається в роботі [72]). При цьому розглядається первинність коливань дотичної сили тяги, а не тягового зусилля. В роботі вказується, що саме вплив коливань трансмісії та зміна сили тяги коліс відіграють основну роль у збудженні коливань остова.

В роботах [73 - 75] зазначено, що профіль нерівностей шляху не має першорядного впливу в розвитку вібронавантаженості. Вібронавантаженість також спостерігається на різних типах дорожнього полотна та може виникати навіть на рівному асфальтованому шосе. Однак, можна припустити, що основне зовнішнє джерело вібронавантаженості, що несе найбільшу дію на ходову частину трактора – нерівності дорожнього полотна.

В роботі [76] висунуто наступну гіпотезу розвитку вібронавантаженості: НЧК у системі підресорювання викликається низькочастотним резонансом трансмісії, що розвивається під дією релаксаційних коливань шин. Результати експериментальних досліджень [74] підтверджують її лише частково. В роботі [77] зазначено, що вібронавантаженість може спостерігатися і при розбіжності парціальних частот трансмісії та власних частот коливань підвіски.

Причини виникнення вібронавантаженості деяких моделей тракторів розглянуті в роботах [78, 79]. Єдиної версії, що пояснює схильність до вібронавантаженості тракторів на різних експлуатаційних режимах, не обґрунтовано. Однак комплекс факторів, що визначають можливість розвитку вібронавантаженості, що включає жорсткісні та демпфуючі показники підвіски та шин, жорсткість силового приводу, масові та компоновальні параметри трактора, у цих роботах визначено. В роботах [80-82] розглядається, в якості можливої причини автоколивань остова трактора, різниця коефіцієнтів тертя спокою та тертя ковзання в зоні плями контакту шини з ґрунтом.

Поздовжні сили, що виникають у зоні плям контакту ведучих коліс з опорною основою впливають на поздовжньо-кутові коливання остова трактора за рахунок поздовжніх сил інерції, що викликаються ними. В роботах [83, 84] також особливо виділяються вертикальні коливання трактора, що додатково виникають у разі розбіжності центру мас остова з центром пружності системи.

В роботі [85] обґрунтовано взаємозв'язок фрикційних автоколивань моменту в зоні плями контакту ведучих коліс з опорною поверхнею та коливаннями у трансмісії. При дослідженні плавності ходу транспортних машин необхідне врахування пружних, поглинаючих та згладжувальних властивостей шин [86]. Коефіцієнт жорсткості шин визначається для конкретної конструкції шини, швидкості руху та характеру навантаження, тиском повітря в них. Значення коефіцієнта зчеплення шини з ґрунтом при зниженні тиску в шинах зростає на 5-25% [87], що саме по собі може змінити

момент початку буксування та перевантажувального руху до зони великих тягових навантажень. При роботі трактора на транспорті зниження тиску в шинах може призвести до великих змін динамічного радіусу ведучих коліс під час руху по нерівностях дороги і, отже, може призвести до великих динамічних навантажень на трансмісію та двигун трактора.

Зважаючи на складність дослідження системи з багатьма ступенями свободи при аналізі плавності ходу тракторів та автомобілів, як правило, розглядаються лише два види коливань: вертикальні та поздовжньо-кутові.

#### **1.4 Аналіз систем підресорювання елементів енергонасичених тракторів**

Система підресорювання (або підвіска) транспортного засобу – це комплекс пристроїв, які забезпечують пружний зв'язок між несучою конструкцією та колесами (або мостами) тягово-привідної машини, зменшують динамічні навантаження на несучу частину та колеса, гасить їх коливання, а також регулюють положення кузова (остову) під час руху. Характеристики підвіски залежать від різних параметрів (непідресорених мас, кінематики підвіски, бази коліс, ширини колії, жорсткості кузова) і взаємодії окремих елементів (типу та жорсткості пружних компонентів, амортизаторів, стабілізаторів, шарнірів, важелів).

Практика у тракторобудуванні свідчить, що максимальні швидкості майже всіх моделей тракторів із потужністю двигуна від 79 до 300 к.с. становлять близько 40 км/год, а в окремих випадках вони можуть сягати 50 км/год.

При збільшенні швидкості руху машини, вплив профілю дороги на її динамічні характеристики стає помітним, що проявляється у зміні стійкості руху, керованості та комфортності роботи оператора. Комфорт водія, тягове зусилля, керуючі та гальмівні сили – важливі показники безпеки й керованості трактора, які залежать від зчеплення передніх коліс із ґрунтом, що, у свою чергу, визначається опорною реакцією на колесах. Вібрації в трансмісії

машини виникають через нерівномірність опорної реакції і змін радіуса коліс, що призводить до зниження довговічності її роботи.

Підвіска трактора здатна зменшувати нерівномірність опорної реакції і забезпечує економічно вигідну, безпечну та комфортну експлуатацію у всьому діапазоні швидкостей – від технологічних до транспортних.

Взагалі до підвісок тракторів висуваються такі основні вимоги: підвищення плавності ходу трактора для забезпечення необхідного комфорту водія; зменшення динамічних навантажень на конструктивні елементи трактора та навісні знаряддя; покращення стійкості руху машини, запобігання виникненню сильних коливань на окремих типах доріг; забезпечення надійної керованості та ефективного гальмування завдяки постійному контакту коліс із ґрунтом; підтримка рівномірності тягового зусилля за рахунок постійного контакту коліс із поверхнею.

В сучасних колісних тракторах застосовуються такі способи підресорювання: підресорювання кабіни та сидіння оператора. Цей метод ефективно знижує вібрації на робочому місці водія, але не гарантує виконання вимог щодо стійкості та керованості машини; підресорювання передніх і задніх коліс трактора. Такий варіант дозволяє задовольнити всі вимоги до підвіски, проте його рідко застосовують через складність конструкції; підресорювання лише передніх коліс трактора. Цей тип підвіски виконує всі вимоги, крім зменшення вібрацій на робочому місці водія.

#### **1.4.1 Підресорювання передніх коліс трактора**

Більшість сучасних тракторів із системами підресорювання оснащені саме підвісками передніх коліс.

Серійне виробництво тракторів із підресорюванням переднього мосту почалося в 1960-х роках. В закордонних моделях часто використовували підресорювання переднього мосту за допомогою однієї поперечної напівеліптичної ресори, а також листових ресор, свічкових пружинних ресор тощо. Основними недоліками зазначених схем підресорювання переднього

мосту є лінійна або близька до неї пружна характеристика, відсутність можливості регулювання пружних і демпфуючих властивостей підвіски, а також неможливість її блокування.

Сьогодні всі провідні світові виробники тракторів (Deere & Co., Fendt, New Holland, Case, Deutz-Fahr, Massey Ferguson, Valtra Vaumet, Claas, AGCO, McCormick, Hurlimann, SAME, Lamborghini) застосовують підвіски з гідропневматичними або пневматичними елементами.

Вони можуть бути керованими чи блокованими й забезпечують автоматичне утримання заданої висоти остова незалежно від навантаження на передню вісь.

Серед типових схем – важільна підвіска передніх коліс (ILS™), яку випускають Deere & Co. та Carraro (рисунок 1.1).

ILS™ – це незалежна підвіска з паралелограмною геометрією, що забезпечує вертикальний рух передніх коліс окремо одне від одного, з постійним зчепленням із ґрунтом.

Гідропневматичні пружні елементи з протитиском встановлюють між рамою та нижніми важелями.



Рисунок 1.1 – Незалежна паралелограмна підвіска тракторів John Deere ILS™ (Independent Link Suspension)

Паралелограмна система напрямних має відносно просту кінематику, однак її застосування змушує виробників відмовлятися від цільної балки переднього моста, ускладнювати систему передачі тягового зусилля до коліс і інтегрувати до підвіски значну кількість сильно навантажених шарнірів.



а)



б)

Рисунок 1.2 – Підвіска трактора John Deere:

а – передня вісь TLS II; б – циліндри подвійної дії

TLS II (Triple Link Suspension II) — це вдосконалена система передньої незалежної підвіски, яка встановлюється на тракторах John Deere (переважно серій 6R і 7R). Вона забезпечує покращену тягу, комфорт та стабільність машини під час роботи в полі й на дорогах.

Пасивна гідропневматична система підвіски представлена триважільною конструкцією (TLS), яка підключається до гідросистеми за допомогою двох гідроциліндрів подвійної дії з сумарним ходом 100 мм.

Більшість виробників тракторів, розробляючи підвіску переднього мосту, приділяють значну увагу системам підресорювання з цілісною балкою: *Підвіска з поперечною реактивною тягою* виробляється компаніями Deere and Co., New Holland, Zahnradfabric. Механізм підресорювальної системи, зображений на рисунку 1.3, включає передній міст трактора, поздовжній важіль підвіски, пару ресор і поперечну тягу.

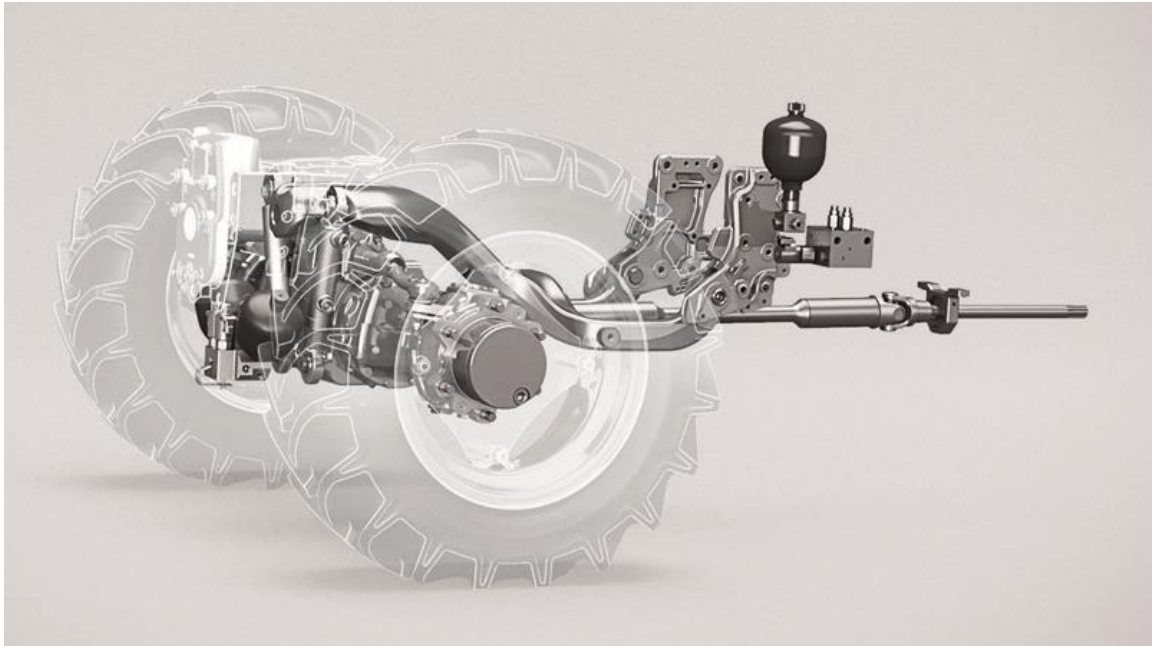


Рисунок 1.3 – Схема підвіски переднього моста з поперечною тягою

Поздовжній важіль, закріплений на остові машини, передає тягове зусилля від коліс на остов в поздовжньому напрямку. Шарнір, що з'єднує поздовжній важіль з остовом, дозволяє важелю повертатися відносно точки кріплення у вертикальній площині. Поперечна тяга рухомо з'єднує міст трактора з його остовом, обмежуючи переміщення моста в поперечному напрямку. Дві ресори сприймають вертикальні навантаження, що діють між остовом машини і мостом. До плюсів системи підресорювання з поперечною тягою відноситься простота конструктивної схеми, а також те, що шарнір поздовжнього важеля не навантажується моментами від бічних сил на передніх колесах. Недоліками цієї схеми є складна кінематика шарнірів. *Схема, в якій рух переднього моста визначається чотириланковим механізмом, використовується в системах підресорювання виробництва Carraro. Передній міст за допомогою чотириланкового важільного механізму і ресори кріпиться до остова машини (рисунок 1.4).*



Рисунок 1.4 – Підвіски переднього моста з чотириланковим механізмом компанії Fendt

Незалежна гідропневматична підвіска коліс (рисунок 1.5) виконана у вигляді здвоєних поперечних важелів, на яких окремо підвішене кожне колесо, що забезпечує найкраще зчеплення з ґрунтом при мінімальній докладеній потужності. Це запобігає вертикальним коливанням колеса при докладанні значного тягового зусилля. Повністю автоматичний механізм вирівнювання гарантує однаковий хід підвіски з обох сторін при навантаженні на передній міст до 8 тон. Крім того, 300-мм хід підвіски можна регулювати вручну, коли трактор стоїть на місці, наприклад, для підйому переднього баласту без застосування передньої навіски



Рисунок 1.5 – Підвіска переднього моста трактора Carraro

До плюсів такої системи підресорювання належить її компактність. До мінусів – велика кількість високонавантажених шарнірів.

Підвіска на поздовжньому важелі без поперечної реактивної тяги зображена на рисунку 1.6. Такий тип підвіски застосовується в тракторах марок Fendt, Deutz-Fahr, а також Valtra-Valmet Traktoren. У цій конструкції балка моста за допомогою шарніра з'єднується з поздовжнім важелем, який прикріплюється до рами машини двома шарнірними з'єднаннями. Підтримання поздовжнього важеля здійснюється за рахунок двох ресор.



Рисунок 1.6 – Схема підвіски переднього моста трактора без поперечної тяги на тракторах Fendt

Серед переваг системи підресорювання можна виділити її конструктивну простоту, а також те, що коливання моста в поперечному напрямку не впливають на деформацію ресор. Варто також зазначити, що підресорювання з поздовжнім важелем легко інтегрується в серійні моделі

тракторів. Проте недоліком такої конструкції є значне навантаження на шарніри важелів. Узагальнюючи, можна зробити висновок, що підвіска без поперечної тяги має переваги порівняно з системами, які реалізовані на базі паралелограмного механізму з поперечною тягою або чотириланкової конструкції.

Окремо варто звернути увагу на підвіску тракторів JCB Fastrac. Усі моделі цієї серії оснащені підвіскою з гвинтовими пружинами на передніх мостах і гідравлічною або газовою самовирівнювальною підвіскою на задніх мостах. Винятком є серія 7000, у якій гідравлічно-газова система застосовується як на передній, так і на задній вісі.

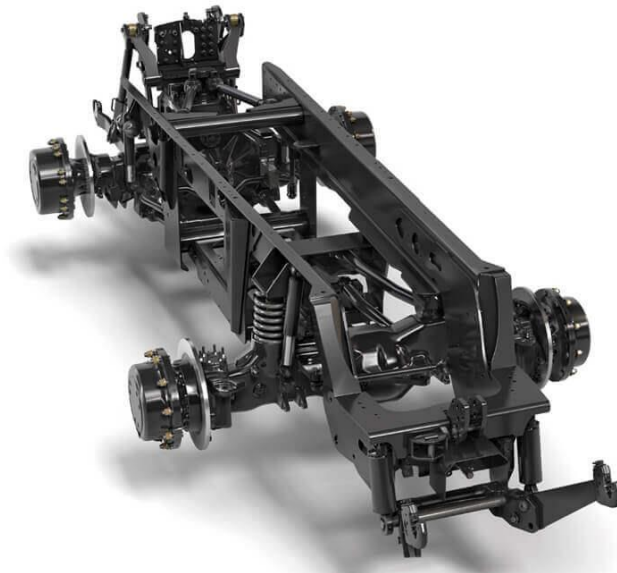


Рисунок 1.7 – Підвіска JCB Fastrac

Для керування параметрами гідропневматичних і пневматичних підвісок застосовуються електронно-гідравлічні системи автоматичного регулювання (САР), які функціонують на основі показань від різних датчиків – таких як датчики швидкості, прискорення, ходу підвіски тощо, встановлених безпосередньо на машині.

Гідропневматична підвіска дозволяє легко адаптуватися до змін умов експлуатації завдяки регулюванню тиску робочого середовища, що забезпечує можливість створення уніфікованого набору конструкцій. Така система

ефективно піддається автоматичному керуванню, її також можна заблокувати. Пружний елемент цієї підвіски має природну нелінійність у своїй характеристиці: він забезпечує м'яку реакцію на незначні коливання та підвищений опір при значних відхиленнях від положення рівноваги.

У більшості сучасних тракторів із гідропневматичною підвіскою регулювання параметрів здійснюється шляхом зміни двох основних характеристик – жорсткості ресор та властивостей амортизаторів. Однак у практиці виробництва частіше застосовується регулювання тільки жорсткості ресор, оскільки це дозволяє спростити конструкцію САР і логіку її роботи.

Більшість моделей тракторів, обладнаних підресорюванням, мають можливість блокування підвіски. До того ж системи керування забезпечують автоматичне підтримання постійної висоти шасі машини відносно опорної поверхні. Це важливо з кількох причин. По-перше, багато технологічних операцій вимагають точно фіксованої висоти розміщення робочих органів над ґрунтом. По-друге, під час виконання певних робіт (наприклад, при використанні трактора як навантажувача) вертикальне навантаження на передню вісь може бути дуже значним.

#### **1.4.2 Підресорювання кабіни трактора**

Робота на тракторі завжди залишається складною через важкі умови місцевості, де він зазвичай експлуатується. Водночас усе більше визнається, що підвищення комфорту оператора сприяє зростанню продуктивності. Коли є можливість вибору, трактористи свідомо або несвідомо знижують швидкість руху до рівня, який забезпечує допустимий комфорт. Впровадження кабіної підвіски, підвіски переднього моста та амортизованого сидіння дозволяє підвищити швидкість і, відповідно, продуктивність до 12%.

Прагнення поліпшити умови праці операторів тракторів шляхом застосування систем підвіски частково зумовлене нормативними вимогами щодо зменшення впливу вібрації на все тіло, оскільки тривала її дія може викликати серйозні проблеми зі здоров'ям. Трактористи піддаються діям сил

у трьох напрямках – вертикальному (вгору-вниз), горизонтальному (вліво-вправо) і подовжньому (вперед-назад). Інженери, які займаються створенням підвіски, прагнуть знизити ці коливання до рівня, що є безпечним для організму людини.

У транспортній сфері подібні рухи, як правило, прагнуть усунути повністю. Однак для оператора трактора певна ступінь зворотного зв'язку з машиною необхідна – повна відсутність відчуттів може призвести до надмірної впевненості й, як наслідок, до перекидання техніки. Тому не можна повністю усувати рухи кабіни.

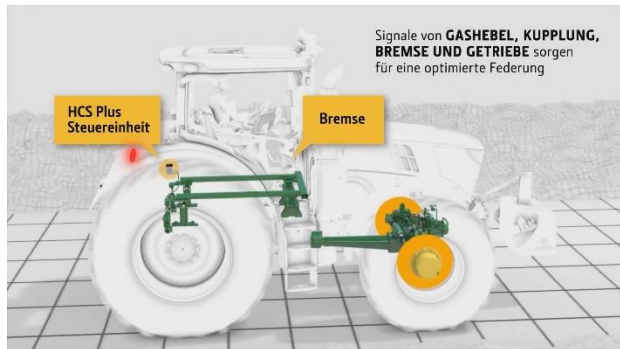
У минулому деякі розробники кабін допускали помилки, через що водії скаржилися на надмірне розгойдування. Крім того, кабіна трактора повинна виконувати захисну функцію, тому системи підвіски не повинні знижувати її здатність захищати оператора. Загалом, існує три основні типи систем, що керують рухами кабіни для гасіння дії сил – пружинні, пневматичні та гідравлічні з використанням газових акумуляторів.

Прикладом реалізації гідравлічної підвіски кабіни є система HCS, яку застосовує компанія John Deere. Як і в більшості аналогічних конструкцій, підвіска передбачена лише для задньої частини кабіни – її передня частина прикріплюється до рами машини за допомогою шарнірних підшипників, розташованих у кожному з передніх кутів, що дозволяє виконувати обмежені рухи в поперечному та подовжньому напрямках.

Задня частина кабіни кріпиться до шасі через два взаємопов'язані кронштейни, які не тільки забезпечують надійність кріплення, а й дають змогу кабіні здійснювати вертикальні переміщення вгору та вниз.

Ці рухи регулюються двома гідравлічними амортизаторами (або циліндрами), які подають робочу рідину в пару газових акумуляторів, заповнених азотом. Стиснення газу виконує функцію пружного елемента, що забезпечує хід підвіски в межах 50 мм вгору і 50 мм вниз. Для підтримання сталої висоти кабіни у центральному положенні – незалежно від маси оператора – в систему інтегровано датчик положення, який автоматично

коригує об'єм оливи в амортизаторах, додаючи або відбираючи його відповідно до необхідності.



а



б

Рисунок 1.8 – Підвіска кабіни John Deere:

а – серія 8R; б – серія 9RX

З метою підвищення комфорту під час руху на гусеничних тракторах серії 9RX було впроваджено амортизаційну систему чотиристоронньої дії з вертикальним ходом 10 см. Ця система ефективно контролює переміщення та ізолює кабінку й оператора від раптових поштовхів і вібрацій.

Case Quadtrac використовує чотириточкову кабіну підвіску з вертикальним ходом, доповнену стабілізуючими дугами Panda для підвищення поперечної стабільності. Це дозволяє кабіні ефективніше протистояти крену та вертикальним поштовхам під час важких польових умов.



Рисунок 1.9 – Підвіска кабіни Case Quadtrac

Підвіска кабіни стає все більш доступною для невеликих тракторів.

Massey Ferguson, наприклад, анонсувала підвіску кабіни для своїх тракторів серії MF8700 потужністю 370 к.с., а Deutz-Fahr пропонує підвіску для своїх тракторів потужністю 263 к.с. з моменту їх запуску в 2005 році.



Рисунок 1.10 – Підвіска кабіни Massey Ferguson

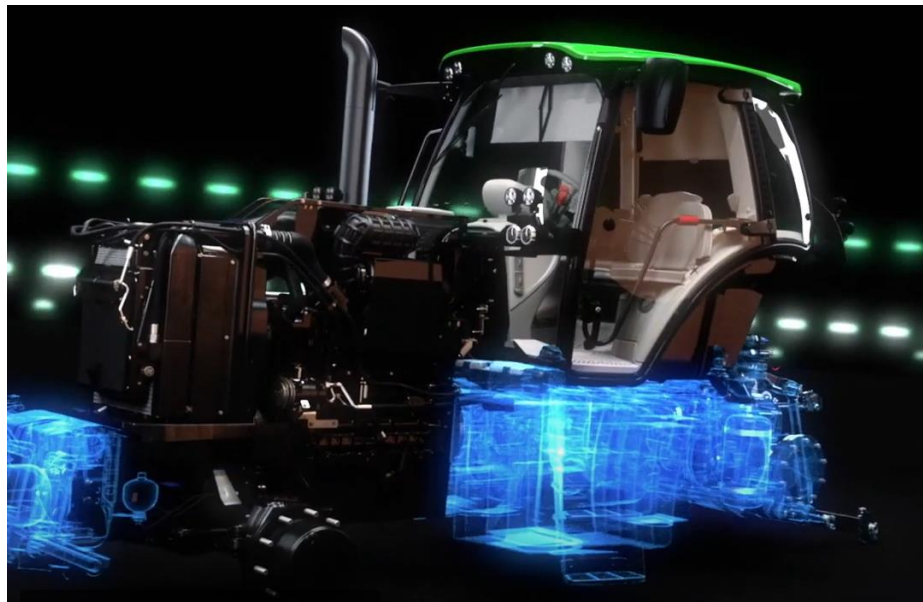


Рисунок 1.11 – Кабіна Maxi Vision трактора фірми Deutz-Fahr

Кабіна *Fendt X5* з унікальними скляними зонами встановлює еталон огляду та видимості.



Рисунок 1.12 – Підвіска кабіни FENDT X5

Пневматична система підвіски кабіни значно зменшує рівень вібрацій і забезпечує високий комфорт під час руху. Така система функціонує в чотирьох опорних точках і включає в себе функцію автоматичного вирівнювання: передня частина кабіни спирається на два конічні підшипники, а задня – на пару пневматичних пружинних елементів.

## Висновки до розділу 1

1. На сьогоднішній день тракторно-транспортні агрегати є основними транспортними одиницями при виконанні логістичних процесів на внутрішньогосподарських перевезеннях. При цьому найбільш розповсюдженими є агрегати на базі іноземних енергонасичених тракторів загального призначення – до 56% від загального об'єму виконуваних транспортних робіт.

2. Функціонування тракторно-транспортних агрегатів безпосередньо пов'язано з інтенсивними коливаннями різної природи, що обґрунтовується їх експлуатацією на дорогах зі змінним рельєфом, хвилястим профілем, на ґрунтах з непостійною твердістю та вологістю. При русі агрегату як в режимі розгону, так і в режимі усталеного руху, має місце вплив причепа на тягач – процес нахату та відставання причепа в процесі експлуатації.

3. Питаннями динаміки колісних машин в різних технологічних операціях займалися багато вчених. Проте, більшість існуючих математичних моделей вивчають режим усталеного руху, в той час як перехідні режими розгону та гальмування трактора вивчені недостатньо, оскільки спрямовані на аналіз розгінних та інерційних характеристик тільки трансмісійної установки,

Тому вивчення динаміки розгону трактора у складі динамічної системи «трактор – причеп» є актуальним науковим завданням.

4. Для покращення динамічних показників колісних тракторів в процесі експлуатації передбачено використання підвісок мостів та кабін, що значно покращують ергономічні показники. Однак, наявність великих гачових навантажень призводить до перерозподілу вертикальних реакцій за мостами трактора та виникнення диферента остова, що суттєво змінює динамічну картину руху агрегату, особливо під час розгону.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ УЗАГАЛЬНЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО РУХУ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО ПОЇЗДУ

#### 2.1 Загальний випадок руху

При розгляді загальної динаміки слід мати на увазі, що трактор може експлуатуватися з навісними або причіпними машинами, тобто є складовою машинно-тракторного агрегату. Тому при аналізі динаміки окремого трактора завжди слід враховувати вплив машин, що агрегуються.

Розглянемо загальний випадок руху трактора з колісною формулою 4К2 в агрегаті з причіпною чи навісною машиною.

При неусталеному русі (прискореному чи сповільненому) на трактор діють такі сили та моменти (рисунок 2.1): сила тяжіння окремих частин трактора та навісної машини (агрегату); сили інерції агрегату та моменти дотичних сил інерції обертючих мас трактора та агрегату в цілому; тягові опори машини, що агрегуються; опір повітря та реакції ґрунту на рушіях.

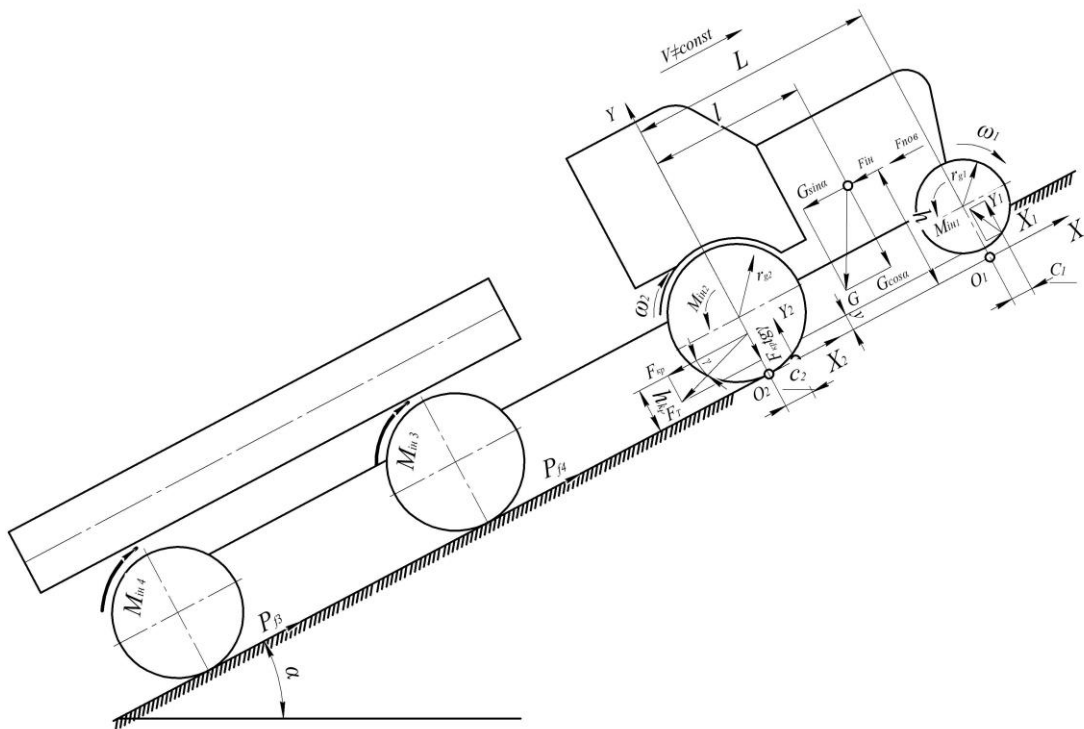


Рисунок 2.1 – Схема сил і моментів, що діють на колісний трактор при неусталеному русі

Для спрощення креслення колеса зображені на схемі кіл, радіуси яких рівні динамічним радіусам. Припустимо, що рух агрегату відбувається прискорено на підйом під кутом до горизонтальної площини.

*Сили тяжіння окремих частин агрегату.* Ці сили, включаючи вагу трактора, агрегатованої навісної машини, оператора, палива, охолоджувальної рідини, мастильних матеріалів тощо, можуть бути замінені їх рівнодіючою  $G$ , прикладеною в центрі мас агрегату. Оскільки причеп має опорні колеса, то його вага сприймається ними, а на трактор діє рівнодіюча  $G$ , рівна його експлуатаційній вазі і прикладена в центрі мас трактора.

Розкладемо рівнодіючу силу  $G$  на складову  $G\sin\alpha$ , що діє паралельно поверхні, і складову  $G\cos\alpha$ , що діє за нормаллю до сили  $G$ .

*Сили та моменти інерції агрегату.* При загальному динамічному дослідженні сили інерції окремих частин агрегату, що виникають при прямолінійно-поступальному неусталеному русі, можуть бути замінені їх рівнодіючою  $F_{in}$ , що прикладена в центрі мас агрегату:

$$F_{in} = ma = m \frac{dv_{\partial}}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv_{\partial}}{dt},$$

де  $m = \frac{G}{g}$  – маса агрегату;  $a = \pm \frac{dv_{\partial}}{dt}$  прискорення (уповільнення) агрегату при прямолінійно-поступальному русі (знак мінус відповідає прискореному руху, а знак плюс – уповільненому)  $g$  – прискорення вільного падіння.

Рівнодійна  $F_{in}$  спрямована паралельно опорній поверхні у бік, зворотний прискореному руху (уповільненому). Напрямок сили  $F_{in}$  (рисунок 2.1) відповідає прискореному руху трактора переднім ходом.

На трактор також діють моменти сил інерції деталей трактора, що обертаються, і агрегату в цілому. Ці моменти діють у двох взаємно перпендикулярних площинах. Можна припустити, що деталі двигуна, які обертаються (при поздовжньому розташуванні), силової передачі і приводу агрегатованої машини, розташовані на поздовжніх валах, а також маси двигуна, що рухаються зворотно-поступально, створюють моменти дотичних

сил інерції, що діють в поперечній площині. Колеса трактора і причепа, а також деталі приводу до них, що встановлені на поперечних валах, створюють моменти дотичних сил інерції, що діють в поздовжній площині.

При роботі трактора моменти сил інерції обертових і рухомих поворотно-поступально мас двигуна і агрегату періодично змінюється. Наявність цих моментів, що періодично змінюються, викликає вібрацію остова (рама) трактора. Кінетична енергія цих мас також періодично змінюється, але середнє за період значення кінетичної енергії при режимі, що встановився, залишається постійним.

При неусталеному русі агрегату виникає додатковий момент дотичних сил інерції обертових і рухомих поворотно-поступальних частин двигуна, деталей силової передачі та агрегату, встановлених на поздовжніх валах. Цей момент дорівнює добутку моменту інерції  $J'_x$  зазначених частин агрегату, приведених до колінчастого валу, на середнє за період кутове прискорення (уповільнення) колінчастого валу.

Приведення всіх зазначених мас до колінчастого валу двигуна провадимо на підставі рівності кінетичної енергії приведеної маси сумі кінетичної енергії деталей силової передачі, що обертаються на поздовжніх валах, і приводу агрегатованої машини:

$$J'_x \omega_o^2 = \sum \frac{J_r \omega_r^2}{2}$$

де  $J'_x$  – приведений момент інерції мас деталей силової передачі, що обертаються, встановлених на поздовжніх валах і приведених до колінчастого валу двигуна;  $\omega_o$  – кутова швидкість колінчастого валу;  $J_r$  – момент інерції маси будь-якої деталі, що обертається, кінематично пов'язаної з колінчастим валом;  $\omega_r$  – кутова швидкість зазначеної деталі,

тоді

$$J'_x = \sum J \frac{\omega_r^2}{\omega_o^2},$$

оскільки  $\omega_o / \omega_r = i_r$ , де  $i_r$  – передавальне число.

Позначимо момент інерції обертових і рухомих поворотно-поступально мас (у тому числі і деталей муфти зчеплення, встановлених на маховику) двигуна через  $J_o$ .

Тоді сумарний момент інерції мас, встановлених на поздовжніх валах і приведених до колінчастого валу двигуна, матиме вигляд:

$$J'_a = J'_x + J_o$$

Виникаючи при неусталеному русі агрегату моменти дотичних сил інерції, що діють в поздовжній площині, приводяться зазвичай, до двох моментів:  $M_{in1}$  – сумарному моменту дотичних сил інерції ведучих коліс і кінематично пов'язаних з ними деталей силової передачі трактора, що обертаються на поперечних валах і опорних коліс;  $M_{in2}$  – моменту, що стосується сил інерції ведених коліс.

*Тяговий опір машини, що агрегатується.* Тяговий опір машини, що агрегатується, в загальному випадку можна представити еквівалентною системою сил і моментів, що складається з рівнодіючої і сил опору коченню опорних коліс, а також моментів, що діють в трьох, взаємно перпендикулярних площинах.

Для спрощення аналізу динаміки колісного трактора припустимо, що тяговий опір машини, що агрегатується, представлено рівнодіючої  $F_T$ , розташованої в поздовжній площині під кутом  $\gamma$  до поверхні шляху.

Перенесемо рівнодіючу тягового опору в точку перетину її з площиною, нормальною до поверхні шляху, що проведена через геометричну вісь ведучих коліс і розкладемо її на складові:  $F_{kp}$  – паралельну поверхні шляху (рисунок 2.1), і  $F_{kp} \operatorname{tg} \gamma$  – нормальну до неї.

Точку перетину напрямку рівнодіючого тягового опору з нормаллю до шляху називають умовною точкою причепа.

*Опір повітря.* Опір повітря  $F_{нов}$  складається з лобового опору потоку повітря, що стискається рухомим агрегатом, опору, створюваного завихреннями повітря навколо агрегату, що рухається, і опору граничному тертю повітря об поверхню агрегату.

Опір повітря

$$F_{нов} = k_g A v_o^2$$

де  $k_g$  – приведений коефіцієнт опору повітря (коефіцієнт обтічності),  $H \cdot c^2 / m^4$ ;  $A$  – площа лобової поверхні агрегату, тобто проекція контуру машини на площину, перпендикулярну до поверхні руху,  $m^2$ ;  $v_o$  – швидкість руху,  $m / c$ .

Коефіцієнт опору повітря – це опір повітряного середовища, що припадає на  $1 m^2$  лобової поверхні тіла даної форми, що рухається зі швидкістю  $1 m/c$ .

При швидкостях руху до  $15 km/год$  опір повітря незначний, і ним можна знехтувати. Однак при транспортних роботах, коли швидкість руху у сучасних колісних тракторів досягає  $35 km/год$ , цей опір майже дорівнює тяговому опору причепів і його слід враховувати.

Площу лобового опору трактора можна у першому наближенні визначити за формулою

$$A = BH$$

де  $B$  – ширина колії трактора;  $H$  – висота трактора.

Причепи також викликають збільшення опору повітря. Орієнтовно приймають, що з тракторних поїздів кожен причіп збільшує коефіцієнт опору повітря на  $20 - 30 \%$  проти одиночного трактора.

Значення коефіцієнта  $k_g$  опору повітря коливаються у певних межах, але у першому наближенні його можна прийняти так само, як й у вантажних автомобілів, тобто  $0,5-0,8$ .

Рівнодіюча  $F_{нов}$  елементарна сила опору повітря прикладена в так званому «центрі парусності» агрегату, положення якого може бути

встановлено лише експериментально. При орієнтовних розрахунках вважають, що центр парусності розташований на одній висоті з центром мас.

*Реакція ґрунту на рушій.* При неусталеному русі сила опору коченню ведених коліс спрямована паралельно опорній поверхні і прикладена на відстані  $r_{\partial}$  від геометричної осі колеса:

$$X_1 = \frac{M_{cnp1} + M_{in}}{r_{\partial 1}} = Y_1 \frac{c_1}{r_{\partial 1}} + \frac{M_{in}}{r_{\partial 1}} \quad (2.1)$$

Реакція ґрунту на напрямні колеса  $Y_1$  спрямована по нормалі до опорної поверхні на відстані  $c_1$  від площини, проведеної через геометричну вісь колеса.

Рушійна сила або реакція ґрунту  $X_2$ , спрямована паралельно опорній поверхні і прикладена на відстані  $c_2$  від геометричної осі ведучих коліс,

$$X_2 = F_k - Y_2 \frac{c_2}{r_{\partial 2}} - \frac{M_{in2}}{r_{\partial 2}} = F_k \frac{M_{cnp2} + M_{in2}}{r_{\partial 2}} \quad (2.2)$$

Реакція ґрунту  $X_2$  завжди і є рушійною силою, що викликає переміщення тракторного агрегату.

Реакція ґрунту на ведучі колеса  $Y_2$  спрямована по нормалі до опорної поверхні на відстані  $c_2$  від площини, проведеної через геометричну вісь ведучих коліс нормально до зазначеної поверхні.

*Тяговий баланс.* Складемо рівняння проекцій сил на вісь  $X$  (рисунк 2.1):

$$\sum X = X_1 - X_2 - F_{kp} - G \sin \alpha - F_{in} - F_{нов} = 0$$

Отриманий вираз є тяговим балансом трактора.

Підставивши в цей вираз замість сил  $X_1$  та  $X_2$  їх значення з рівнянь (2.1) та (2.2) і здійснивши відповідні перетворення, отримаємо рівняння тягового балансу неусталеного руху трактора

$$F_k = F_{kp} + G \sin \alpha + F_{нов} + \left( Y_1 \frac{c_1}{r_{\partial 1}} + Y_2 \frac{c_2}{r_{\partial 2}} \right) + \frac{M_{in1}}{r_{\partial 1}} + \frac{M_{in2}}{r_{\partial 2}} + F_{in}$$

Вираз, що стоїть у дужках, можна умовно розглядати як силу опору коченню ведучих та ведених коліс внаслідок деформації ґрунту та шин. Позначимо цей вираз через  $F_{cnp}$ .

Рівняння тягового балансу у диференціальній формі має вигляд

$$F_k = F_{kp} + G \sin \alpha + F_{нов} + F_{cnp} + \frac{G}{g} \cdot \frac{dv_{\partial}}{dt} + \frac{J_1}{r_{\partial 1}} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{J_2}{r_{\partial 2}} \cdot \frac{d\omega_2}{dt}$$

Відповідно до рівняння тягового балансу, дотична сила тяги в розглянутому випадку неусталеного руху агрегату на підйом є сумарною силою, що складається з наступних сил:

- 1) складової тягового опору, що діє паралельно поверхні колії;
- 2) складової ваги агрегату (експлуатаційної ваги), що діє паралельно поверхні шляху;
- 3) опору повітря;
- 4) опору коченню внаслідок деформації ґрунту та шин;
- 5) сили інерції агрегату при переносному поступальному русі;
- 6) дотичної сили інерції при відносному обертанні ведучих і ведених коліс і кінематично пов'язаних з ними деталей силової передачі.

Для визначення сумарної сили опору коченню трактора можна скористатися формулами, виведеними для кочення еластичних ведених і ведучих коліс по різних поверхнях. У цьому випадку необхідно знати їх нормальні реакції, для визначення яких складемо рівняння моментів усіх сил, що діють на трактор (рисунок 2.1) відносно точок  $O_1$  і  $O_2$ :

$$\sum M_{O1} = -Y_2(L - c_2) + Y_1c_1 + (G \sin \alpha + F_{ин} + F_{нов})h + G(L - l) \cos \alpha + F_{kp}(h_{kp} + Ltg \gamma) + M_{ин1} + M_{ин2} = 0$$

$$\sum M_{O2} = -Gl \cos \alpha + (G \sin \alpha + F_{ин} + F_{нов})h + F_{kp}h_{kp} + Y_2c_2 + Y_1L + Y_1c_1 + M_{ин1} + M_{ин2} = 0$$

Моментом реакції ґрунту  $X_1Y_2$  на ведені колеса нехтуємо через його мале значення.

Замінюючи добутки  $Y_1 c_1$  та  $Y_2 c_2$  відповідними моментами опору коченню  $M_{оп1}$  та  $M_{оп2}$  ведучих та ведених коліс, отримуємо наступні формули для визначення реакції ґрунту на колеса:

$$Y_1 = \frac{Gl \cos \alpha - (G \sin \alpha + F_{ин} + F_{нов})h - F_{kp} h_{kp} - M_{cnp1} - M_{cnp2} - M_{ин1} - M_{ин2}}{L} \quad (2.3)$$

$$Y_2 = \frac{G(L-l) \cos \alpha + (G \sin \alpha + F_{ин} + F_{нов})h + F_{kp} h_{kp} + M_{cnp1} + M_{cnp2} + M_{ин1} + M_{ин2}}{L} \quad (2.4)$$

При роботі трактора на горизонтальній ділянці дороги ( $\alpha = 0; v = const; F_{нов} \approx 0; \gamma = 0$ ) Застосування формул (2.3) та (2.4) дає наступні результати:

$$Y_1 = \frac{Gl - F_{kp} h_{kp} - M_{cnp1} - M_{cnp2}}{L} \quad (2.5)$$

$$Y_2 = \frac{G(L-l) + F_{kp} (h_{kp} + Lt\gamma) + M_{cnp1} + M_{cnp2}}{L} \quad (2.6)$$

Розглядаючи початок руху, коли трактор стоїть нерухомо, прирівняємо моменти опору коченню та тягові опори нулю, та отримаємо формули для визначення реакцій ґрунту на передні і задні колеса:

$$Y_1 = \frac{Gl}{L} \quad (2.7)$$

$$Y_2 = \frac{G(L-l)}{L} \quad (2.8)$$

## 2.2 Вплив розгону тракторно-транспортного поїзда на величину сили опору руху причепа

Основою для виконання поставлених завдань у транспортних процесах є забезпечення сталого руху трактора та причепа, тобто переміщення транспортних засобів з постійною швидкістю у певному режимі руху (рисунок 2.2, а)

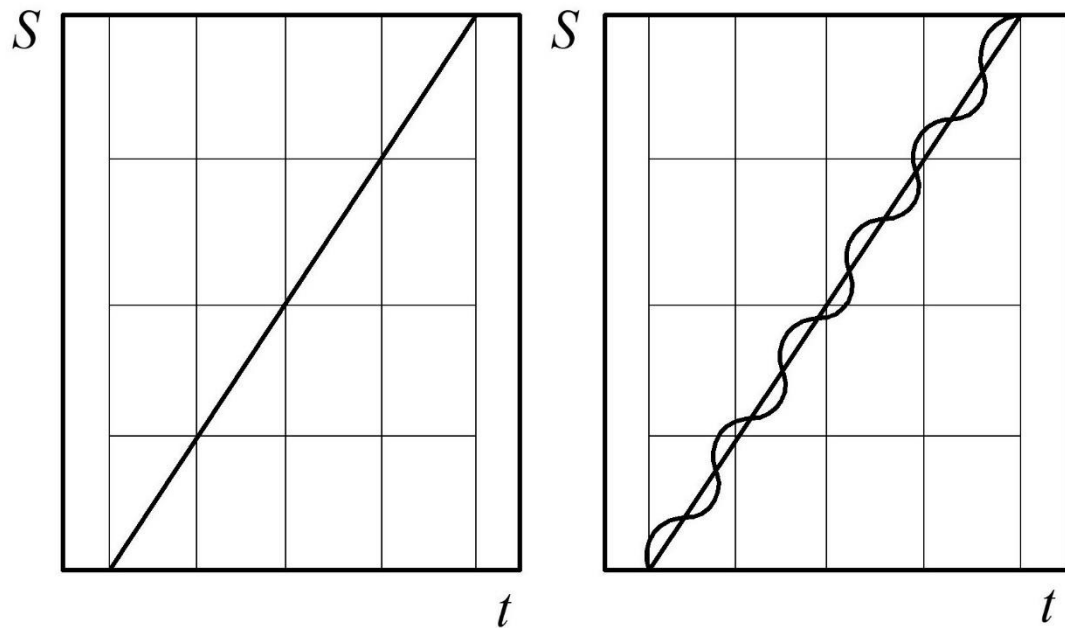


Рисунок 2.2 – Характер руху ТТП

Проте, під час експлуатації спостерігається нестійкий процес руху транспортних засобів. Це створює збурюючий вплив на трактор з боку причепа, і йому періодично доводиться витратити енергію для гасіння інерції причепа, що виникає в результаті коливань. Причому сила інерції причепа  $P_i$  є складовою горизонтальною силою  $P$  відносно трактора і позначається на процес руху ТТП однаково негативно незалежно від її спрямованості. В цьому можна переконатися, розглядаючи характер взаємодії транспортного агрегату з опорною поверхнею в площині контакту еластичного колеса, що є рушієм транспортного агрегату, і твердою опорою поверхні. Дія горизонтальної сили  $P$  причепа на тягач передається на вісь колеса і викликає спочатку поступальне переміщення обода колеса по відношенню до опорної поверхні, що призводить, за рахунок деформації гуми, до зміщення проекції  $B$  вісі колеса на опорну площину від центру  $A$  контакту (рисунок 2.3, а).

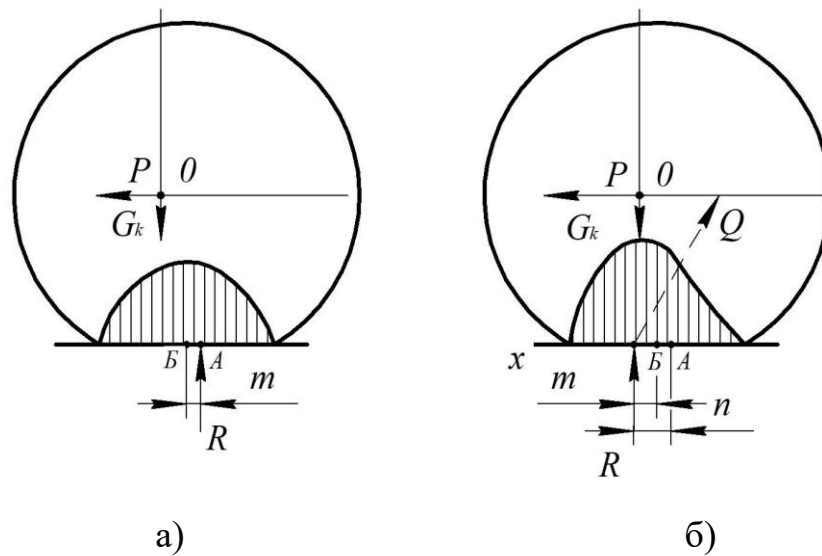


Рисунок 2.3 – Схеми до аналізу кочення колеса з еластичною шиною

Зміщення  $m$  залежить від пружних властивостей шини і може мати як позитивний, так і негативний знак в залежності від напрямку дії горизонтальної сили  $P$ .

Коли колесо під впливом сили  $P$  може котитися по опорній поверхні, симетрія опори елементарних реакцій порушується, результуюча реакція  $Q$  нахиляється і зміщується вперед на величину  $n$  від центру контакту (рисунок 2.3, б). Таким чином, вертикальна складова  $R$  результуючої реакції виявиться винесеною вперед від точки Б проекції осі на величину алгебраїчної суми зсувів  $n$  і  $m$ .

Фізичний сенс зсуву  $n$  реакції  $R$  і порушення симетрії епюри елементарних сил полягає в тому, що в передній частині шини, що вступає в контакт з опорною поверхнею, накопичуються деформації стиснення, а в задній частині деформації розтягування, і кожна ділянка шини відчуває багаторазовий процес поперемінного навантаження та розвантаження. Внаслідок явища гістерезу матеріалу шини процес багаторазової її деформації протікає з незворотними втратами енергії, які зумовлюють опір коченню еластичного колеса [45].

Сумарний вплив інерційних сил причепа за час дорівнює:

$$P_n = \pm \frac{G_n}{g} \cdot a_n, \quad (2.9)$$

де  $G_n$  – вага причепа;  $g$  – відносне прискорення вільного падіння;  $a_n$  – прискорення причепа.

Імпульс інерційних сил під час напівперіоду, тобто  $0 \leq t \leq \frac{\pi}{\omega}$ , становить

$$\begin{aligned} J_u &= \int_0^{\pi/\omega} \frac{G_n}{g} \cdot a_n dt = \frac{G_n}{g} [V_n]_0^{\pi/\omega} = \frac{G_n}{g} [A\omega \cos \omega t + V_n]_0^{\pi/\omega} = \\ &= \frac{G_n}{g} [A\omega(-1) + V_n - A\omega \cdot 1 - V_n] = \frac{2 \cdot G_n \cdot A \cdot \omega}{g} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Таких напівперіодів за час  $T$  буде  $\frac{T\omega}{\pi}$ , отже, за час  $T$  імпульс сили складе

$$J_u = \pm \frac{2 \cdot G_n \cdot A \cdot T \cdot \omega^2}{g \cdot \pi}, \quad (2.11)$$

де  $A$  – амплітуда коливання;  $\omega$  – частота коливання.

Зауважимо, що хоча фактично коливання підпорядковуються складнішим законам, проте вони періодичні і характером дуже близькі до синусоїдального закону (рисунок 2.4), що починаючи з моменту розгону агрегату, утворюючи затухаючий процес.

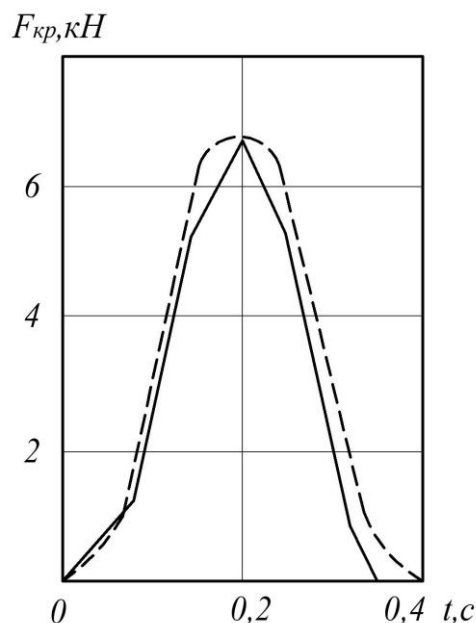


Рисунок 2.4 – Характер зміни навантаження у тягово-зчіпному пристрої ТТП в усталеному режимі руху (синусоїдальний закон зміни  $F_{кр}$ )

### 2.3 Загальне рівняння неусталеного руху трактора у складі тракторно-транспортного агрегату

Розумний вибір сукупності припущень вже на початку розрахунку визначає час і кошти, які необхідно витратити на розв'язок отриманої системи рівнянь. Незважаючи на те, що дослідник в даний час, як правило, може скористатися персональним комп'ютером, найчастіше виявляється нераціональним зловживати надмірною деталізацією розрахункової схеми.

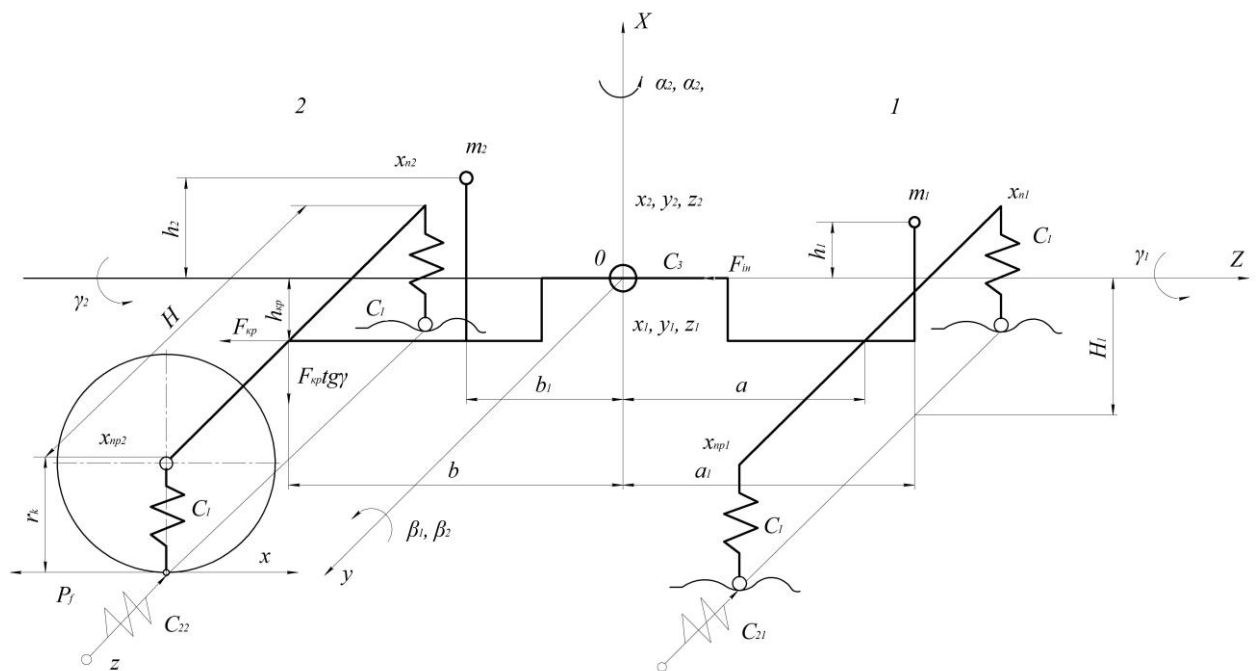


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема колісного трактора із шарнірною рамою

Це пов'язано не так з тим, що отримана система не може бути розв'язана за допомогою комп'ютера, як з труднощами налагодження розв'язку та інтерпретації результатів. Тому доцільно на початку розрахунку максимально спростити розрахункову схему, вводячи уточнення відповідно до кінцевих поставлених завдань.

Звернемося до розрахункової схеми трактора (рисунок 2.5). Схема є системою двох тіл 1 і 2, пов'язаних шарніром з двома ступенями свободи. Розглянемо неусталений рух трактора поверхнею довільного мікро профілю,

що не має спусків і підйомів. Вважатимемо, що в тракторі відсутні елементи підресорювання. Для запису рівнянь руху приймемо такі припущення:

1) конструкції передньої та задньої частин трактора являють собою тверді тіла і весь трактор симетричний відносно поздовжньої площини;

2) єдиними пружними елементами в системі є шини та механізм системи складання. Шини характеризуються в бічному напрямку параметрами  $k$  і  $\eta$  і мають радіальну жорсткість  $c_1$ , механізм складання характеризується коловою приведеною жорсткістю  $c_3$ . Спосіб завдання бічних реакцій на колесі обговорюватиметься щоразу залежно від постановки завдання;

3) механізм рульового керування зафіксований у положенні, що відповідає прямолінійному руху машини;

4) розглядаються лише малі зміни кутів щодо прийнятого початкового положення рівноваги. Таке обмеження добре відображає умови пересування машини дорогами малої кривизни;

5) всі елементи системи мають лінійні характеристики, тобто сухе тертя та зазори відсутні, колеса здійснюють безвідривний рух, жорсткості лінійні. На етапі виведення рівнянь дисипативні втрати у системі до уваги не беруться.

На прийнятій розрахунковій схемі (рисунк 2.5)  $m_1$  та  $m_2$  – маси передньої та задньої напіврам трактора, зосереджені у відповідних точках центрів тяжіння;  $J_x, J_y, J_z$  та  $J_{xy}, J_{yz}, J_{zx}$  – осьові та відцентрові моменти інерції.

Введемо нерухому систему координат  $OXYZ$ . Початок відліку суміщений із шарніром. Вісі  $X$  і  $Z$  направимо у площині симетрії машини у напрямку осей двоступеневого шарніра.

Для визначення положення тіл 1 і 2 в нерухомій системі координат введемо системи зв'язаних координат  $O_1x_1y_1z_1$  та  $O_2x_2y_2z_2$ . У початковому положенні зв'язані та нерухомі осі суміщені. Відносну орієнтацію зв'язаних та нерухомої осей визначимо кутовими координатами поперечного крену –  $\gamma_1$  та  $\gamma_2$ ; поздовжнього крену –  $\beta_1$  і  $\beta_2$ ; ристання –  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ .

Умова шарніру відповідає співвідношенням

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x_2; \quad y_1 = y_2 \\ z_1 &= z_2; \quad \beta_1 = \beta_2 \end{aligned} \right\}. \quad (2.12)$$

Система описується вісьмома незалежними координатами  $x_1, y_1, z_1, \beta_1, \alpha_1, \alpha_2, \gamma_1, \gamma_2$ . Таким чином, ми маємо систему з вісьмома ступенями свободи.

Рівняння руху шукатимемо у формі рівнянь Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (2.13)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи;  $q_i$  – узагальнена координата;  $\Pi$  – потенційна енергія системи;  $Q_i$  – результуюча узагальнена сила.

Визначимо кінетичну енергію як суму енергій поступального та обертального рухів тіл 1 і 2:

$$T = T_{\text{ном1}} + T_{\text{вр1}} + T_{\text{ном2}} + T_{\text{вр2}}. \quad (2.14)$$

Кінетична енергія обертального руху тіла (наприклад, тіла 1) відносно центру тяжіння

$$T_{\text{вр1}} = \frac{1}{2} (J_{x1} \alpha_1^2 + J_{y1} \beta_1^2 + J_{z1} \gamma_1^2) - 2 (J_{x1y1} \dot{\alpha}_1 \dot{\beta}_1 + J_{y1z1} \dot{\beta}_1 \dot{\gamma}_1 + J_{x1z1} \dot{\gamma}_1 \dot{\alpha}_1), \quad (2.15)$$

У силу симетрії машини вираз (15) спрощується, оскільки

$$J_{x1y1} = J_{y1z1} = 0.$$

Для запису енергії поступального руху визначимо попередньо положення центрів ваги тіл 1 і 2 в прийнятій системі координат. З геометричних міркувань випливає:

$$\left. \begin{aligned} x_1^0 &= x_1 + a_1 \beta_1; & x_2^0 &= x_1 + b_1 \beta_1 \\ y_1^0 &= y_1 + a_1 - a_1 \alpha_1 + h_1 \gamma_1; & y_2^0 &= y_1 + b_1 - b_1 \alpha_2 + h_2 \gamma_2 \\ z_1^0 &= z_1 + a_1; & z_2^0 &= z_1 + b_1 \end{aligned} \right\}. \quad (2.16)$$

Тут знаком  $^0$  позначено центр ваги тіл 1 і 2. Кінетична енергія поступального руху

$$T_{\text{ном1}} + T_{\text{ном2}} = \frac{m_1}{2} \left[ (x_1^0)^2 + (y_1^0)^2 + (z_1^0)^2 + \frac{m_2}{2} (x_2^0)^2 + (y_2^0)^2 + (z_2^0)^2 \right]. \quad (2.17)$$

Після підстановки виразів (2.15) - (2.17) у формулу (2.14) отримаємо повну кінетичну енергію

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{m_1 + m_2}{2} (x_1^2 + y_1^2 + z_1^2) + \dot{x}_1 \dot{\beta}_1 (m_1 a_1 - m_2 b_1) + \frac{\dot{\beta}_1^2}{2} (m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2) - \\
 & - m_1 a_1 \dot{y}_1 \dot{\alpha}_1 + m_2 b_1 \dot{y}_1 \dot{\alpha}_2 + \frac{m_1}{2} a_1^2 \alpha_1^2 + \frac{m_2}{2} b_1^2 \alpha_2^2 + m_1 a_1 h_1 \dot{\alpha}_1 \dot{\gamma}_1 + m_1 h_1 \dot{\gamma}_1 \dot{y}_1 + \\
 & + m_2 b_1 h_2 \dot{\alpha}_2 \dot{\gamma}_2 + m_2 h_2 \dot{\gamma}_2 \dot{y}_2 + \frac{m_1}{2} h_1^2 \gamma_1^2 + \frac{m_2}{2} h_2^2 \gamma_2^2 + \\
 & + \frac{1}{2} \left[ J_{x1} \alpha_1^2 + J_{z1} \gamma_1^2 + J_{x2} \alpha_2^2 + J_{z2} \gamma_2^2 + (J_{y1} + J_{y2}) \beta_1^2 \right] - (J_{x_1 z_1} \dot{\gamma}_1 \dot{\alpha}_1 + J_{x_2 z_2} \dot{\gamma}_2 \dot{\alpha}_2).
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

Потенційна енергія системи є сумою роботи сил ваги та енергії пружин  $c_1$  і  $c_3$ . Щоб визначити енергію пружин, встановимо попередньо положення точок центрів коліс у прийнятій системі координат відповідно до розрахункової схеми.

Переміщення центру кожного колеса складається з вертикального переміщення всієї машини, а також поздовжніх та поперечних поворотів відповідних секцій:

$$\left. \begin{aligned} x_{np1} &= x_1 + a\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_1 \\ x_{np2} &= x_1 - b\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_2 \\ x_{л1} &= x_1 + a\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_1 \\ x_{л2} &= x_1 - b\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_2 \end{aligned} \right\}. \tag{2.19}$$

тут індекс «*np*» відноситься до правих коліс, а «*л*» – до лівих. Позначивши  $x(t)$  з відповідним індексом як збурюючий вплив (зміна мікропрофілю під кожним колесом), потенційну енергію представимо залежністю виду:

$$\begin{aligned}
\Pi = & \frac{c_1}{2} \left[ x_{np1}(t) - x_1 - a\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_1 \right]^2 + \frac{c_1}{2} \left[ x_{n1}(t) - x_1 - a\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_1 \right]^2 + \\
& + \frac{c_1}{2} \left[ x_{np2}(t) - x_1 + b\beta_2 + \frac{H}{2}\gamma_2 \right]^2 + \frac{c_1}{2} \left[ x_{n2}(t) - x_1 + b\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_2 \right]^2 + \quad (2.20) \\
& + m_1 g(x_1 + a_1\beta_1) + m_2 g(x_1 - b\beta_1) + \frac{c_3}{2} (\alpha_1 - \alpha_2)^2.
\end{aligned}$$

Відповідно до формули (2.13) обчислимо похідні від кінетичної та потенційної енергії по кожній координаті.

Похідні від кінетичної енергії:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + (m_1 a_1 - m_2 b_1) \ddot{\beta}_1; \quad (2.21)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{y}_1 - m_1 a_1 \ddot{\alpha}_1 + m_2 b_1 \ddot{\alpha}_1 + m_1 h_1 \ddot{\gamma}_1 + m_2 h_2 \ddot{\gamma}_2; \quad (2.22)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{z}_1} \right) = (m_1 + m_2) \ddot{z}_1; \quad (2.23)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_2} \right) = m_2 b_1 \ddot{y}_1 + m_2 b_2^2 \ddot{\alpha}_2 + J_{x_2} \ddot{\alpha}_2 - J_{z_2 x_2} \ddot{\gamma}_2 + m_2 b_1 \ddot{\gamma}_2; \quad (2.24)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_1} \right) = -m_2 a_1 \ddot{y}_1 + m_1 a_1^2 \ddot{\alpha}_1 + J_{x_1} \ddot{\alpha}_1 - J_{z_1 x_1} \ddot{\gamma}_1 - m_1 a_1 h_1 \ddot{\gamma}_1; \quad (2.25)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) = (m_1 a_1 - m_2 b_1) \ddot{x}_1 + (J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2) \ddot{\beta}_1; \quad (2.26)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_1} \right) = m_1 a_1 h_1 \ddot{\alpha}_1 + m_1 h_1 \ddot{y}_1 + m_1 h_1^2 \ddot{\gamma}_1 + J_{z_1} \ddot{\gamma}_1 - J_{z_1 x_1} \ddot{\alpha}_1; \quad (2.27)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_2} \right) = m_2 b_1 h_2 \ddot{\alpha}_2 + m_2 h_2 \ddot{y}_1 + m_2 h_2^2 \ddot{\gamma}_2 + J_{z_2} \ddot{\gamma}_2 - J_{z_2 x_2} \ddot{\alpha}_2; \quad (2.28)$$

Похідні від потенційної енергії:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = & -c_1 \left[ x_{np1}(t) - x_1 - a\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_1 \right] - c_1 \left[ x_{n1}(t) - x_1 - a\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_1 \right] - \\
& - c_1 \left[ x_{np2}(t) - x_1 + b\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_2 \right] - c_1 \left[ x_{n2}(t) - x_2 + b\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_2 \right] + m_1 g + m_2 g; \quad (2.29)
\end{aligned}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} = 0; \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_1} = c_3 (\alpha_1 - \alpha_2); \quad (2.31)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha_2} = c_3 (\alpha_1 - \alpha_2); \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Pi}{\partial \beta_1} = & -c_1 a \left[ x_{np1}(t) - x_1 - a\beta_1 + \frac{H}{2} \gamma_1 \right] - c_1 a \left[ x_{л1}(t) - x_1 - a\beta_1 - \frac{H}{2} \gamma_1 \right] + \\ & + c_1 b \left[ x_{np2}(t) - x_1 + b\beta_1 + \frac{H}{2} \gamma_2 \right] + c_1 b \left[ x_{л2}(t) - x_1 + b\beta_1 - \frac{H}{2} \gamma_2 \right] + m_1 a_1 g - m_2 b_1 g; \end{aligned} \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \gamma_1} = c_1 \frac{H}{2} \left[ x_{np1}(t) - x_1 - a\beta_1 + \frac{H}{2} \gamma_1 \right] - c_1 \frac{H}{2} \left[ x_{л1}(t) - x_1 - a\beta_1 - \frac{H}{2} \gamma_1 \right]; \quad (2.34)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \gamma_2} = c_1 \frac{H}{2} \left[ x_{np2}(t) - x_1 + b\beta_1 + \frac{H}{2} \gamma_2 \right] - c_1 \frac{H}{2} \left[ x_{л2}(t) - x_1 + b\beta_1 - \frac{H}{2} \gamma_2 \right]. \quad (2.35)$$

Рівняння (2.21) – (2.35) дають можливість записати ліву частину шуканих рівнянь у формі (2.13).

Для визначення узагальнених сил  $Q_i$  розглянемо заздалегідь вираз, що описує роботу неконсервативних сил на можливих переміщеннях. До таких сил відносяться сила тяги  $x$  на кожному колі; сила опору руху  $P_f$  колеса; реакція зв'язків  $z$ , прикладена до колеса у бічному напрямку в точці його контакту з опорною поверхнею; Природу цієї сили поки не уточнюємо, тобто оперуватимемо силою  $z$  незалежно від того, з яким ступенем наближення вона описана. Тоді елементарна робота сил:

$$\begin{aligned} dA = & -\left(x_{np1} + x_{л1} + x_{np2} + x_{л2}\right) dy_1 + \left(z_{np1} + z_{л1}\right) \cdot adc_1 - \left(z_{np2} + z_{л2}\right) bd\alpha_2 + \\ & + \left(x_{np1} + x_{л1}\right) H_1 d\gamma_1 + \left(x_{np2} + x_{л2}\right) H_1 d\gamma_2 + \left(x_{np1} + x_{л1} + x_{np2} + x_{л2}\right) dz_1 - \\ & - \left(P_{fnp1} + P_{fл1} + P_{fnp2} + P_{fл2}\right) dz_1 + \left(x_{np1} + x_{л1} + x_{np2} + x_{л2}\right) r_k d\beta_1 - \\ & - \left(P_{fnp1} + P_{fл1} + P_{fnp2} + P_{fл2}\right) r_k d\beta_1 - F_{kp} dz_2 - F_{kp} tg\gamma \cdot h_{kp} \cdot dx - F_{in} \cdot dz_1. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Якщо взяти до уваги, що

$$Q_i = \frac{\partial A}{\partial q_i}. \quad (2.37)$$

то, підставивши вирази (2.21) – (2.35) формулу (2.13) і виконавши перетворення, отримаємо необхідну систему рівнянь.

Позначимо радіальні сили у кожному з коліс:

$$\begin{aligned} x_{np1} &= c_1 \left[ x_{np1}(t) - x_1 - a\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_1 \right]; \\ x_{\pi1} &= c_1 \left[ x_{\pi1}(t) - x_1 - a\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_1 \right]; \\ x_{np2} &= c_1 \left[ x_{np2}(t) - x_1 + b\beta_1 + \frac{H}{2}\gamma_2 \right]; \\ x_{\pi2} &= c_1 \left[ x_{\pi2}(t) - x_1 + b\beta_1 - \frac{H}{2}\gamma_2 \right]. \end{aligned} \quad (2.38)$$

Момент у пружному зв'язку механізму складання

$$M = c_3 (\alpha_1 - \alpha_2). \quad (2.39)$$

Тепер повну систему рівнянь запишемо як вирази (2.40).

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{z}_1 &= \sum x - \sum P_f - F_{kp} - F_{in} \\ (m_1 + m_2) \ddot{x}_1 + (m_1 a_1 - m_2 b_1) \ddot{\beta}_1 &= (m_1 + m_2) g - \sum x - F_{kp} (1 - \operatorname{tg} \gamma) - F_{in} \\ (m_1 a_1 - m_2 b_1) \ddot{x}_1 + (J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 a_1^2 - m_2 b_1^2) \ddot{\beta}_1 &= \left( \sum x - \sum P_f \right) r_k - \\ &\quad - (m_1 a_1 - m_2 b_1) g - (x_{np1} + x_{\pi1}) a - (x_{np2} + x_{\pi2}) b \\ (m_1 + m_2) \ddot{y}_1 - m_1 a_1 \ddot{\alpha}_1 + m_2 b_1 \ddot{\alpha}_2 + m_1 h_1 \ddot{\gamma}_1 + m_2 h_2 \ddot{\gamma}_2 &= - \sum z \\ - m_1 a_1 \ddot{y}_1 + (J_{x1} + m_1 a_1^2) \alpha_1 - (J_{z_1 x_1} + m_1 a_1 h_1) \ddot{\gamma}_1 &= (z_{np1} + z_{\pi1}) a - M \\ + m_2 b_1 \ddot{y}_1 + (J_{x2} + m_2 b_2^2) \alpha_2 + (J_{z_2 x_2} + m_2 b_1 h_2) \ddot{\gamma}_2 &= M - (z_{np2} + z_{\pi2}) b \\ + m_1 h_1 \ddot{y}_1 - (J_{z_1 x_1} + m_1 a_1 h_1) \ddot{\alpha}_1 + (J_{z_1} + m_1 h_1^2) \ddot{\gamma}_1 &= - \frac{H}{2} (x_{np1} - x_{\pi1}) + H_1 (z_{np1} + z_{\pi1}) \\ + m_2 h_2 \ddot{y}_1 + (J_{z_2 x_2} + m_2 b_2 h_2) \ddot{\alpha}_2 + (J_{z_2} + m_2 h_2^2) \ddot{\gamma}_2 &= - \frac{H}{2} (x_{np1} - x_{\pi1}) + H_1 (z_{np2} + z_{\pi2}). \end{aligned} \quad (2.40)$$

Щоб з'ясувати структуру зв'язків у системі, розглянемо окремі розрахункові випадки рівнянь (2.40). Деякі їх представляють самостійний інтерес.

Аналіз структури рівнянь показує, що не всі координати, що визначають рух машини, взаємопов'язані. За виконання деяких умов система (2.40) розпадається на чотири незалежні підсистеми. Це дуже спрощує дослідження, дозволяючи виділити окремі розрахункові випадки. Розглянемо їх.

Перший окремий випадок відповідає першому рівнянню системи. Він визначає прямолінійний неусталений поступальний рух машини і є основним для розрахунку тягово-динамічних властивостей машини.

Другий окремий випадок виходить із рівняння (2.40), якщо при  $z = const$  покласти рівними нулю значення всіх змінних, крім  $x_1$  і  $\beta_1$ . Таким чином, одержуємо рівняння вертикальних поперечних коливань машини.

Якщо перейти, як це прийнято в теорії автомобіля [25], до координат  $x_{01}$  і  $x_{02}$  – вертикальних переміщень точок передньої і задньої осей, то ввівши в рівняння, що залишилися, заміну

$$x_1 = \frac{b}{a+b} x_{01} + \frac{a}{a+b} x_{02}; \quad \beta_1 = \frac{x_{01} - x_{02}}{a+b}. \quad (2.41)$$

після перетворень матимемо:

$$\left. \begin{aligned} & \left[ (m_1 + m_2)b + (m_1 a_1 + m_2 b_1) \right] \ddot{x}_{01} + \left[ (m_1 + m_2)a - (m_1 a_1 + m_2 b_1) \right] \ddot{x}_{02} + \\ & + 2c_1(a+b)(x_{01} + x_{02}) = 0; \\ & \left[ (m_1 a_1 - m_2 b_1) + J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2 \right] \ddot{x}_{01} + \left[ (m_1 a_1 - m_2 b_1)a - \right. \\ & \left. - (J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2) \right] \ddot{x}_{02} + 2c_1(ab + a^2)x_{01} - 2c_1(ab + b^2)x_{02} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

Якщо помножити перше рівняння системи (2.42) на « $b$ » і скласти його з другим, а потім помножити перше рівняння на « $a$ » і відняти від нього друге рівняння, то отримаємо

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_{01} + 2c_1 x_{01} + M_3 \ddot{x}_{02} &= 0; \\ M_2 \ddot{x}_{02} + 2c_1 x_{02} + M_3 \ddot{x}_{01} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

де

$$M_1 = \frac{m_1(a_1 + b)^2 + m_2(b - b_1)^2 + J_{y_1} + J_{y_2}}{(a+b)^2};$$

$$M_2 = \frac{m_1(a_1 - a)^2 + m_2(a + b_1)^2 + J_{y_1} + J_{y_2}}{(a + b)^2};$$

$$M_{31} = \frac{m_1(a_1 - a)(a_1 + b) + m_2(b - b_1)(b_1 + a) - J_{y_1} - J_{y_2}}{(a + b)^2};$$

У формулах (2.43), що описують власні коливання машини, вирази для  $M_1$  і  $M_2$  визначають маси, що приведені до осей машини, коефіцієнт  $M_3$  – зв’язок (взаємовплив) коливань передньої та задньої осей. Видно, що при

$$J_{y_1} + J_{y_2} = m_1(a_1 - a)(a_1 + b) + m_2(b - b_1)(b_1 + a) \quad (2.44)$$

$M_3$  дорівнює нулю, що означає, що передня та задня частини машини коливаються незалежно.

Раніше на етапі виведення рівнянь руху передбачалося, що в системі відсутні дисипативні втрати, що не відповідає дійсності. Однак у нашому випадку легко врахувати дисипативні члени, оскільки елементи демпфування включаються в розрахункову схему завжди одночасно і паралельно з пружними елементами. Це означає, що в рівняннях дисипативні сили, що залежать від швидкості руху, можуть бути введені в кінцеві рівняння як деякі члени, пропорційні швидкості з тими самими коефіцієнтами, що і сили, які відповідають пружним елементам.

Таким чином, якщо ввести коефіцієнт демпфування в шинах  $\mathcal{D}$ , рівняння (2.43) можуть бути переписані у вигляді

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_{01} + 2\mathcal{D}x_{01} + 2c_1x_{01} + M_3 \ddot{x}_{02} &= 0; \\ M_2 \ddot{x}_{02} + 2\mathcal{D}x_{02} + 2c_1x_{02} + M_3 \ddot{x}_{01} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.45)$$

Залежність (104) збігається з аналогічними рівняннями відомими з теорії колісних машин. З цього випливає, що завдання розрахунку вертикальних коливань шарнірної машини збігається з автомобільним завданням, і таким чином на випадок, що розглядається, можуть бути поширені відомі розрахункові методи.

Для практичних розрахунків найбільш цінна умова (2.44), еквівалентна відомій умові в теорії підвіски автомобіля [25]:

$$\rho_{y_1}^2 = a_1 b_1,$$

де  $\rho_y$  – радіус інерції, що визначається із співвідношення

$$J_{y_1} + J_{y_2} + m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2 = \rho_y^2 (m_1 + m_2).$$

Третій розрахунковий випадок визначає кутові поперечні коливання машини і з останніх п'яти рівнянь системи (2.40). Кутові похитування машини, що визначаються координатами  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , у загальному випадку пов'язані з бічними зсувами машини  $y_1$  і змінами кутів складання  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Для розв'язання задачі необхідно визначити природу сил  $z$ . У цьому корисно обмежитися характерним розрахунковим випадком. Результати експериментального аналізу фактичних коливань машин [29] показують, що інтенсивні поперечні коливання трактора відзначаються на режимах, що відповідають періодам роботи з високою швидкістю. Тому можна застосувати модель бічних взаємодій шини і дороги.

Тоді бічні реакції шин

$$\left. \begin{aligned} z &= c_{21} (y_1 - H_1 \gamma_1 - a \alpha_1) \\ z &= c_{22} (y_1 - H_1 \gamma_2 - b \alpha_2) \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

тут  $c_{21}, c_{22}$  – сумарна бічна жорсткість передніх та задніх пар шин.

Перед тим, як записати рівняння коливань машини в поперечній площині, доцільно прийняти, що  $\alpha_1 = \alpha_2$ . Це припущення відповідає випадку, коли трактор має досить високу жорсткість зчіпного пристрою і відносно вісі  $Z$  повертається як єдине ціле. У цьому випадку п'яте і шосте рівняння системи (2.40) можна скласти і, підставивши (2.46) і (2.38) в систему (2.40), отримати рівняння (2.47).

З аналізу рівнянь (2.47) випливає, що бічні кутові коливання передньої та задньої частин трактора, а також бічні коливання та зміщення трактора в цілому пов'язані між собою досить складним чином. Для отримання результатів систему (2.47) необхідно розв'язати спільно чисельними методами.

Четвертий розрахунковий випадок можна отримати з останніх п'яти рівнянь системи (2.40). Він має особливий інтерес з погляду дослідження стійкості руху машини. Цей випадок описує плоскопаралельний рух машини в координатах  $y_1, \alpha_1, \alpha_2$ . Тут доцільно покласти  $\dot{z}_1 = v = \text{const}$  та  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$ . Бічні сили  $z$  можуть бути визначені як сили бічного відведення. Якщо шина характеризується коефіцієнтом бічного відведення  $1/2k$ , то відповідні бічні зусилля для кількох коліс однієї осі можуть визначатися залежностями:

$$z = k_1 \left( \frac{\dot{y}_1 - a\dot{\alpha}_1}{v} + \alpha_1 \right);$$

$$z = k_2 \left( \frac{\dot{y}_1 - b\dot{\alpha}_2}{v} + \alpha_2 \right).$$

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_2) \ddot{y}_1 + (c_{21} + c_{22}) y_1 + (m_2 b_1 - m_1 a_1) \ddot{\alpha}_1 + (c_{21} + c_{22})(b - a) \alpha_1 + \\ & + m_1 h_1 \ddot{\gamma}_1 - c_{21} H_1 \gamma_1 + m_2 h_2 \ddot{\gamma}_2 - c_{22} H_1 \gamma_2 = 0; \\ & (m_2 b_1 - m_1 a_1) \ddot{y}_1 + (c_{21} b - c_{22} a) y_1 + (J_{x_1} + m_1 a_1^2 + J_{x_2} + m_2 b_1^2) \ddot{\alpha}_1 + (c_{21} a^2 + c_{22} b^2) \alpha_1 - \\ & - (J_{z_2 x_2} + m_1 a_1 h_1) \cdot \ddot{\gamma}_1 + c_{21} H_1 \gamma_1 + (J_{z_2 x_2} + m_2 b_1 h_2) \cdot \ddot{\gamma}_2 - c_{22} b H_1 \gamma_2 = 0; \\ & m_1 h_1 \ddot{\gamma}_1 - c_{21} H_1 \gamma_1 - (J_{z_1 x_1} + m_1 a_1 h_1) \cdot \ddot{\alpha}_1 + c_{21} a H_1 \alpha_1 + (J_{z_1} + m_2 h_1^2) \ddot{\gamma}_1 + \\ & + (c_{21} H_1^2 + c_1 H^2) \gamma_1 = c_1 H^2 x_1(t); \\ & m_2 h_2 \ddot{\gamma}_1 - c_{22} H_1 \gamma_1 + (J_{z_2 x_2} + m_2 b_1 h_2) \ddot{\alpha}_1 - c_{22} b H_1 \alpha_1 + (J_{z_2} + m_2 h_2^2) \ddot{\gamma}_2 + \\ & - (c_{22} H_1^2 + c_1 H^2) \gamma_2 = c_1 H^2 x_2(t). \end{aligned} \quad (2.47)$$

$$\left. \begin{aligned} & (m_1 + m_2) \ddot{y} + \frac{k_1 + k_2}{v} \dot{y}_1 - m_1 a_1 \ddot{\alpha}_1 - \frac{k_1 a}{v} \dot{\alpha}_1 + k_1 \alpha_1 + m_2 b_1 \ddot{\alpha}_2 + \frac{k_2 b}{v} \dot{\alpha}_2 + k_2 \alpha_2 = 0; \\ & -m_1 a_1 \ddot{y}_1 - \frac{k_1 a}{v} \dot{y}_1 + (J_{x_1} + m_1 a_1^2) \ddot{\alpha}_1 + \frac{k_1 a^2}{v} \dot{\alpha}_1 + (c_3 - k_1 a) \alpha_1 - c_3 \alpha_2 = 0; \\ & m_2 b_1 \ddot{y}_1 + \frac{k_2 b}{v} \dot{y}_1 - c_3 \alpha_1 + (J_{x_2} + m_2 b_1^2) \ddot{\alpha}_1 + \frac{k_2 b^2}{v} \dot{\alpha}_2 + c_3 \alpha_2 = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Підставивши ці значення  $z$  у вираз (2.40) з урахуванням прийнятих припущень, отримаємо систему рівнянь, дослідження якої дозволить вирішити питання стійкості руху машини.

Якщо в отриманих рівняннях зробити спрощення, поклавши  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$ ;  $a_1 = b_1 = 0$ ;  $m_1 + m_2 = m$ ;  $J_{x_1} + J_{x_2} + m_1 a_1^2 + m_2 b_1^2 = J_0$ , що відповідає

перетворенням схеми машини з шарнірною рамою в машину з жорсткою рамою, то отримаємо рівняння

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y}_1 + \frac{k_1 + k_2}{\nu} \dot{y}_1 + \frac{k_1 a + k_2 b}{\nu} \dot{\alpha}_1 + (k_1 + k_2) \alpha_1 &= 0; \\ J_0 \ddot{\alpha}_1 + \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{\nu} \dot{\alpha}_1 + (k_1 a + k_2 b) \alpha_1 - \frac{k_1 a + k_2 b}{\nu} \dot{y}_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.49)$$

що збігаються із залежностями, що визначають шляхову стійкість [16].

## 2.4 Лінійна модель коливального руху трактора в повздовжній площині

Складемо коливальну модель трактора (рисунок 2.6).

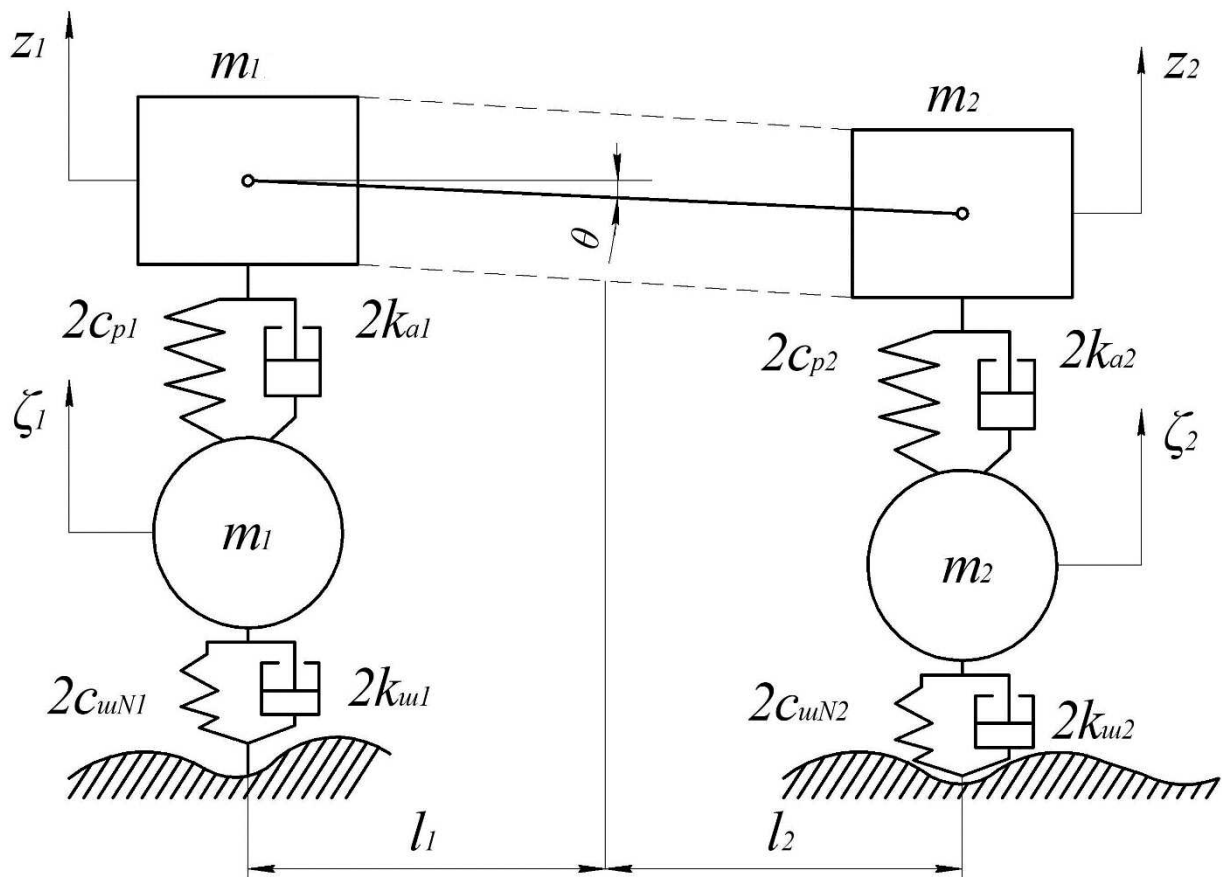


Рисунок 2.6 – Модель двовісної машини

Виберемо в якості узагальнених такі координати:

$$z_1 = z_0 + \Theta l_1; \quad z_2 = z_0 - \Theta l_2 \quad \text{та} \quad \Theta = (z_1 - z_2) / L,$$

звідки 
$$z_0 = (z_1 l_2 + z_2 l_1) / L \quad (2.50)$$

Для мас  $m_n$ ,  $m_l$  та  $m_2$  ( $m_n$  – повна маса трактора) напишемо рівняння рівноваги:

$$m_n \ddot{z}_0 + 2k_{a1}(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2k_{a2}(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p1}(z_1 - \zeta_1) + 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2) = 0; \quad (2.51)$$

$$I_y \ddot{\Theta} + 2k_{a1}l_1(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) - 2k_{a2}l_2(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p1}l_1(z_1 - \zeta_1) - 2c_{p2}l_2(z_2 - \zeta_2) = 0; \quad (2.52)$$

$$m_1 \ddot{\zeta}_1 + 2k_{m1}(\dot{\zeta}_1 - \dot{q}_1) - 2k_{a1}(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_{mN1}(\zeta_1 - q_1) - 2c_{p1}(z_1 - \zeta_1) = 0; \quad (2.53)$$

$$m_2 \ddot{\zeta}_2 + 2k_{m2}(\dot{\zeta}_2 - \dot{q}_2) - 2k_{a2}(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{mN2}(\zeta_2 - q_2) - 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2) = 0. \quad (2.54)$$

Великий практичний інтерес представляє встановлення зв'язку між вертикальними коливаннями рами над передньою і задньою віссю, тобто між координатами  $z_1$  і  $z_2$ . Для цього скористаємося рівняннями (2.51) і (2.52) і замінімо змінні  $z_0$  і  $\Theta$  на  $z_1$  і  $z_2$  за формулою (2.50).

З огляду на це, помножимо рівняння (2.51) на величину  $l_1$  і віднімемо рівняння (2.52), потім помножимо рівняння (2.51) на величину  $l_2$  і складемо отриманий вираз із рівнянням (2.52). У результаті замість рівнянь (2.51), (2.52) отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{z}_1 m_n}{L} (t_2^2 + \rho_y^2) + \frac{z_2 m_n}{L} (l_1 l_2 - \rho_y^2) + 2k_{a1}(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1)L + 2c_{p1}(z_1 - \zeta_1)L &= 0; \\ \frac{\ddot{z}_2 m_n}{L} (t_1^2 + \rho_y^2) + \frac{z_1 m_n}{L} (l_1 l_2 - \rho_y^2) + 2k_{a2}(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2)L + 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2)L &= 0. \end{aligned} \quad (2.55)$$

Співвідношення між координатами  $l_1$  і  $l_2$  центру підресореної маси і радіусом інерції  $\rho_y$  зазвичай оцінюють коефіцієнтом розподілу підресорених мас  $\varepsilon_y = \rho_y^2 / (l_1 l_2)$ . Якщо  $\varepsilon_y = 1$ , тобто,  $\rho_y^2 = (l_1 l_2)$ , то рівняння (2.55) набувають вигляду:

$$\begin{aligned} m_n l_2 \ddot{z}_1 / L + 2k_{a1}(\dot{z}_1 - \dot{\zeta}_1) + 2c_{p1}(z_1 - \zeta_1) &= 0; \\ m_n l_1 \ddot{z}_2 / L + 2k_{a2}(\dot{z}_2 - \dot{\zeta}_2) + 2c_{p2}(z_2 - \zeta_2) &= 0. \end{aligned} \quad (2.56)$$

У цьому разі система рівнянь (2.51) – (2.54) розпадається на дві двомасові системи: першу – з координатами  $z_1$  і  $\zeta_1$ , і другу – з координатами  $z_2$  і  $\zeta_2$ . Цим значно спрощуються дослідження коливань. Коефіцієнти при других похідних координат ( $\ddot{z}_1$  і  $\ddot{z}_2$ ) набувають фізичного сенсу. Вони дорівнюють

частинам підресореної маси, які припадають відповідно на передні та задні колеса і називаються приведеною підресореною масою  $m_1 = m_n l_2 / L$  передньої осі та  $m_2 = m_n l_1 / L$  задньої осі. За рахунок симетрії  $l_1 = l_2$  тому  $m_1 = m_2 = 0,5m_n$ . При розрахунках систем підресорювання припущення про те, що  $\rho_y^2 = l_1 l_2 (\varepsilon_y = 1)$  широко використовується.

Для більшості легкових автомобілів, вантажних двовісних автомобілів, а також тракторів коефіцієнт  $\varepsilon_y$  перебуває в діапазоні 0,8...1,2, тобто близький до одиниці. У цьому разі зв'язок між вертикальними коливаннями передньої і задньої частин підресореної маси є нехтувано малим і його можна не враховувати. Тоді рівняння коливань можуть бути записані в загальному вигляді таким чином:

$$\ddot{z}_i + h_{ni} \dot{z}_i + \omega_{ni}^2 z_i - h_{ni} \dot{\zeta}_i - \omega_{ni}^2 \zeta_i = 0; \quad (2.57)$$

$$\ddot{\zeta} + h_{Hi} \dot{z}_i + \omega_{Hi}^2 \zeta_i - h_{H0i} \dot{z}_i - \omega_{H0i}^2 z_i = (k_{mi} q_i + c_{mNi} \dot{q}_i) / m_i = Q_{qi} / m_i,$$

де

$$h_{nl} = 2k_{nl} / m_{nl}; \quad h_{Hl} = 2(k_{al} + k_{ml}) / m_l; \quad h_{H0l} = 2k_{al} / m_l$$

$$\omega_{ni}^2 = 2c_{pi} / m_{ni}; \quad \omega_{Hi}^2 = 2(c_{pi} + c_{mNi}) / m_i; \quad \omega_{H0i}^2 = 2c_{pi} / m_i.$$

Таким чином, отримано диференціальні рівняння, що описують коливання колісного трактора у поздовжній вертикальній площині.

## **2.5 Аналіз розгону технологічного тракторного агрегату за зчіпними та повздовжньою стійкістю**

Одним з головних питань ефективного та безпечного функціонування трактора є забезпечення його стійкості. При великих значеннях гакового навантаження питання втрати контакту передніх коліс з ґрунтом та забезпечення повздовжньої стійкості є найбільш актуальним.

Враховуючи необхідність забезпечення зчеплення ведучих коліс з ґрунтом та обмеження буксування трактора, визначимо критичну швидкість рушання.

Приведений момент зчеплення з ґрунтом

$$\eta_{\delta T} = 1 - \delta_{\text{поб}} \left( 1 + \frac{G + Q}{gP_{kp}} \cdot \frac{v}{t_M} \right)^2. \quad (2.58)$$

Коефіцієнт втрат від буксування під час розгону:

$$\eta_{\delta T} = 1 - \delta_{\text{поб}} \left( 1 + \frac{G + Q}{gP_{kp}} \cdot \frac{v}{t_M} \right)^2 \quad (2.59)$$

Мінімальна кутова швидкість двигуна:

$$\omega_{\delta \min} = \omega_1 = \frac{\omega_{\delta \cdot x} - \frac{M_H k_3}{2J_\delta^3 \beta} (\gamma \beta - k_M)}{1 + \frac{(\gamma \beta - k_M)}{(\gamma \beta - k_3)} A} \quad (2.60)$$

Коефіцієнт використання запасу муфти зчеплення:

$$\frac{M_{\phi \Pi}}{\beta M_H} \geq \gamma \leq \frac{k_3}{\beta} + \frac{J_c u}{\beta M_H r_k} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (2.61)$$

Тоді, враховуючи залежності (2.58) та (2.61) залежність для визначення критичної швидкості рушання матиме вигляд:

$$v_{kp} \approx \sqrt{\frac{1 + a_{\text{пов}}}{9,3 a_{\text{пов}}} \cdot \frac{J_\delta n_H^2 (\beta - k_3)^2}{\beta (\beta - k_M) (\delta_{\text{об}} + Q/G) G}}. \quad (2.62)$$

## 2.6 Результати аналітичного дослідження повздовжньої стійкості трактора при розгоні транспортно-технологічного агрегату

На основі спільного розв'язання рівняння тягового балансу трактора та рівень його рівноваги в повздовжній площині отримано залежність залежність вертикальних реакцій на передніх  $Y_1$  та задніх  $Y_2$  колесах трактора від гакового навантаження  $F_{kp}$  (на прикладі трактора John Deere 8310R)

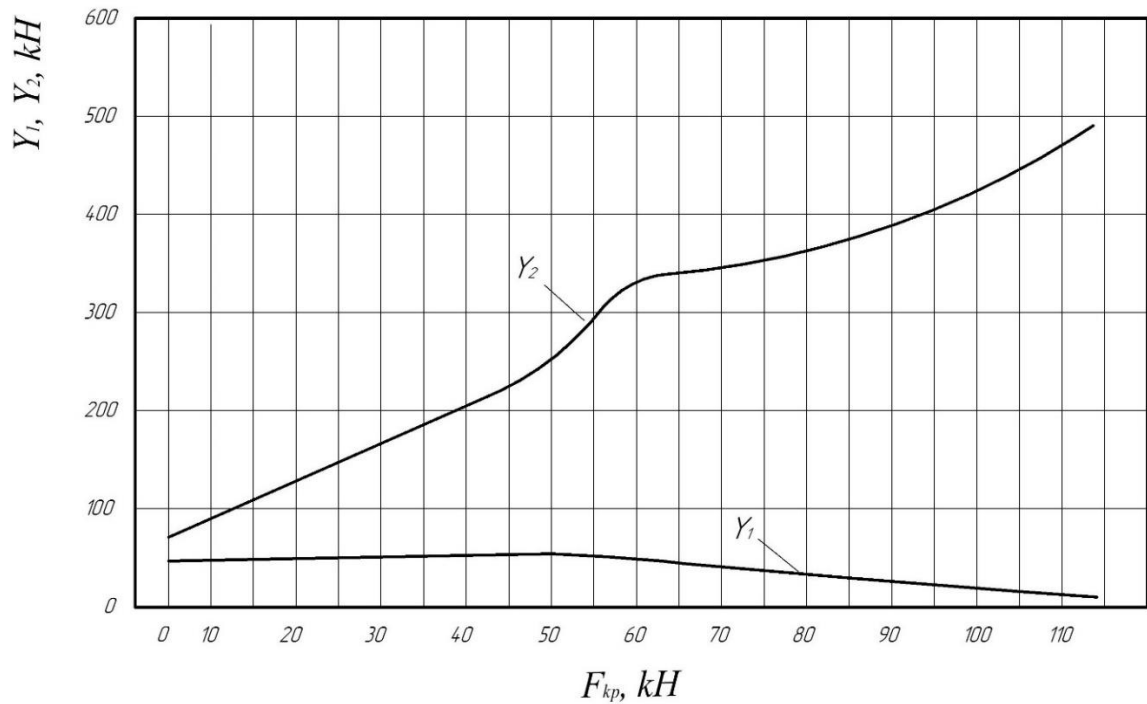


Рисунок 2.7 – Залежність вертикальних реакцій на передніх  $Y_1$  та задніх  $Y_2$  колесах трактора від гакового навантаження  $F_{kp}$  (на прикладі трактора John Deere 8310R)

З аналізу наведеної залежності можна зробити висновок, що зі збільшенням гакового навантаження  $F_{kp} \rightarrow \infty$  спостерігається зміна вертикальних реакцій на колесах трактора під час розгону. Причому, на задній вісі значення  $Y_2$  зростає з характерною різкою зміною залежності на рівні  $F_{kp} = 60 kH$ , що пояснюється недостатністю миттєвого значення потужності двигуна  $N_e$  під час розгону для стрибкоподібного подолання сил тертя, які для агрегату є зовнішніми – сили опору перекошування коліс трактора та причепа.

На передній вісі спостерігається зменшення вертикальної реакції  $Y_1$ , яка при  $F_{kp} = 110 kH$  наближається до нуля. Таким чином, можна говорити, що при  $F_{kp} > 110 kH$  буде спостерігатись втрата повздовжньої стійкості трактора.

Тому, інтервал  $F_{kp} = [0; 110] kH$  будемо вважати раціональним за повздовжньою стійкістю для трактора John Deere 8310R.

## 2.7 Результати аналітичного дослідження розгону трактора у складі тракторно-транспортного агрегату

Відповідно до прийнятих припущень, вертикальна координата деякої точки кузова  $E$  визначиться наступним чином:

$$z_E = z_C + a_E \psi - b_E. \quad (2.63)$$

Для спектральної щільності вертикальних прискорень точки  $E$  отримаємо

$$K_{z_E}(\omega) = a_E^2 K_{\ddot{\psi}}(\omega) + a_E K_{\ddot{z}_C \ddot{\psi}}(\omega) + a_E K_{\ddot{\psi} \ddot{z}_C}(\omega) - a_E b_E K_{\ddot{\psi}}(\omega). \quad (2.64)$$

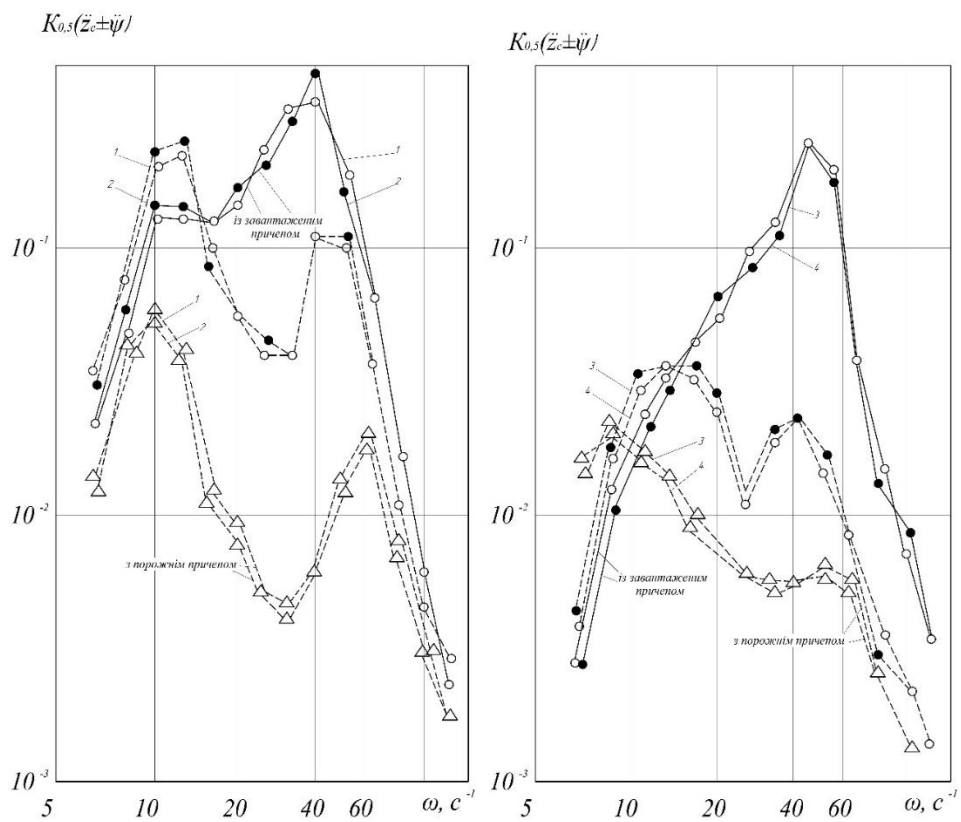


Рисунок 2.8 – Спектральні щільності коливань остова трактора у складі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16:

а – напівсуми і напіврізниці вертикальних прискорень центрів ваги і вздовжніх кутових прискорень остова; б – напівсуми і напіврізниці вертикальних прискорень центрів ваги і швидкостей повздовжніх кутових переміщень кузова; - - - асфальтоване шосе,  $v_a = 0 \text{ км / год}$ ; — бруківка в задовільному стані,  $v_a = 20 \text{ км / год}$ ;

$$1 - K_{0,5}(\ddot{z}_C + \ddot{\psi}); 2 - K_{0,5}(\ddot{z}_C - \ddot{\psi}); 3 - K_{0,5}(\ddot{z}_C + \dot{\psi}); 4 - K_{0,5}(\ddot{z}_C - \dot{\psi}).$$

Під час моделювання трактора з причепом визначали взаємні спектральні щільності  $K_{a\psi}(\omega)$ ,  $K_{\ddot{a}\psi}(\omega)$ ,  $K_{z_C\psi}(\omega)$ ,  $K_{\ddot{z}_C\psi}(\omega)$  процесів  $\ddot{\psi}$ ,  $z_C$  і  $\ddot{z}_C$ .

Аналіз результатів (рисунок 2.8, а і б) показує, що з точністю до 5% дійсні та уявні частини цих спектрів дорівнюють нулю. Тому формулу (2.64) можна записати так:

$$K_{\ddot{z}_E}(\omega) = a_E^2 K_{\ddot{\psi}}(\omega) + 2a_E \operatorname{Re} K_{\ddot{z}_C\psi}(\omega), \quad (2.65)$$

Відповідно до формули (2.58) для дисперсії вертикальних прискорень довільної точки кузова отримаємо

$$D_{\ddot{z}_E} = D_{\ddot{z}_C} + a_E^2 D_{\ddot{\psi}} + 2a_E D_{\ddot{z}_C\psi}. \quad (2.66)$$

Зона комфорту, тобто зона, де середнє квадратичне прискорень точок кузова не перевищує  $a_0$ , визначиться з (2.66), якщо прийняти  $D_{\ddot{z}_E} \leq a_0^2$ .

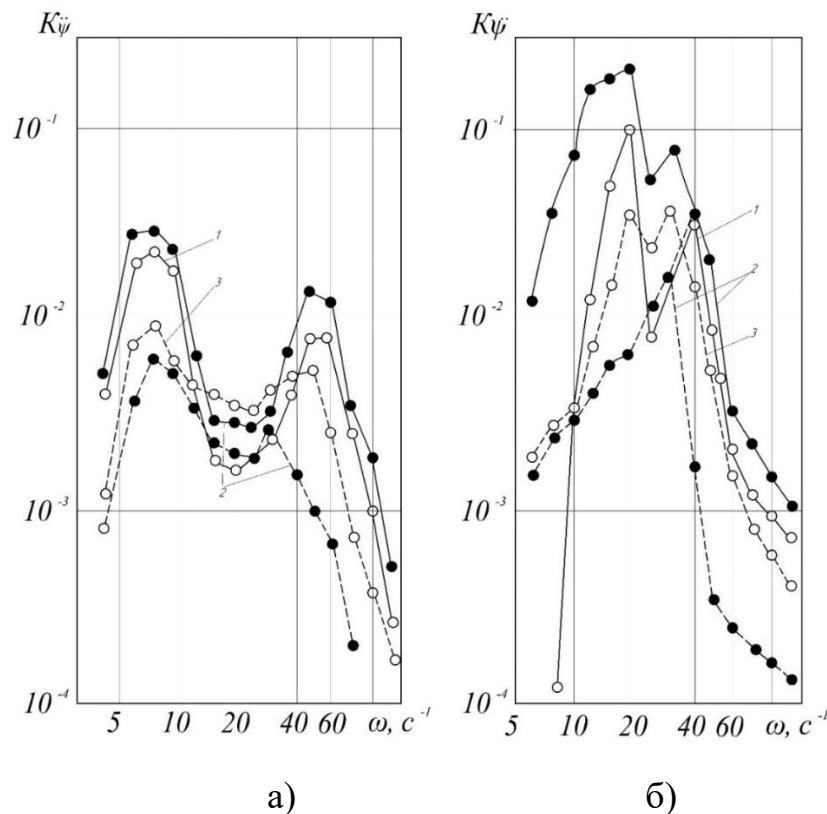


Рисунок 2.9 – Спектральні щільності поздовжніх кутових прискорень транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 під час розгону різними дорогами: а – порожній причіп; б – із завантаженим причіпом; — бруківка дорога в задовільному стані; - - - асфальтоване шосе; 1 –  $v_a = 0 \text{ км / год}$ ; 2 –  $v_a = 20 \text{ км / год}$ ; 3 –  $v_a = 30 \text{ км / год}$ .

Якщо в якості узагальнених координати, що характеризують положення кузова в поздовжній площині, узяті не  $a$  і  $z_C$ , а  $z_1$  і  $z_2$  – координати кінців остову трактора, отримаємо:

$$K_{\ddot{z}_D}(\omega) = (1 - \beta)^2 K_{\ddot{z}_1}(\omega) + \beta^2 K_{\ddot{z}_2}(\omega) + 2\beta(1 - \beta) \operatorname{Re} K_{\ddot{z}_1 \ddot{z}_2}(\omega); \quad (2.67)$$

$$D_{\ddot{z}_D} = (1 - \beta)^2 D_{\ddot{z}_1} + \beta^2 D_{\ddot{z}_2} + 2\beta(1 - \beta) D_{\ddot{z}_1 \ddot{z}_2}, \quad (2.68)$$

де  $\beta = l_D / L$ ;  $l_D$  – відстань від осі передньої підвіски до точки D.

Розглядаючи  $D_{\ddot{z}_D}$  як функцію параметра  $\beta$ , що характеризує положення точки D по довжині трактора, робимо висновок, що розподіл дисперсії вертикальних прискорень точок остова, які лежать у поздовжній площині, буде квадратичним (рисунок 2.10). Мінімальні прискорення має точка остова, для якої визначиться за формулою

$$\beta_{\min} = \beta_C - \frac{D_{\ddot{z}_C \ddot{\psi}}}{a D_{\ddot{\psi}}} = \frac{D_{\ddot{z}_1} - D_{\ddot{z}_1 \ddot{z}_2}}{D_{\ddot{z}_1} + D_{\ddot{z}_2} - 2D_{\ddot{z}_1 \ddot{z}_2}}, \quad (2.69)$$

де  $\beta_C = a / L$  – параметр, що характеризує положення центру ваги остова по базі трактора.

Аналізуючи (2.69), можна показати, що точка D, яка має мінімальне прискорення, при розгоні агрегату лежить усередині бази і зміщена в бік заднього мосту.

На думку деяких авторів, точка остова, що має мінімальне прискорення, збігається з його центром тяжіння, проте отримані результати свідчать, що в загальному випадку центр тяжіння остова не є такою точкою транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 повного завантаження сільськогосподарської машини встановлено, що  $\beta_{\min} = 0,74$ , тоді як центру тяжіння відповідає  $\beta_C = 0,5$ .

Для збігу центру тяжіння і точки з мінімальним прискоренням необхідно, як видно з (2.69), щоб взаємна дисперсія вертикальних прискорень центру тяжіння кузова і поздовжніх кутових прискорень кузова дорівнювала нулю, але, як зазначалося вище, це не виконується.

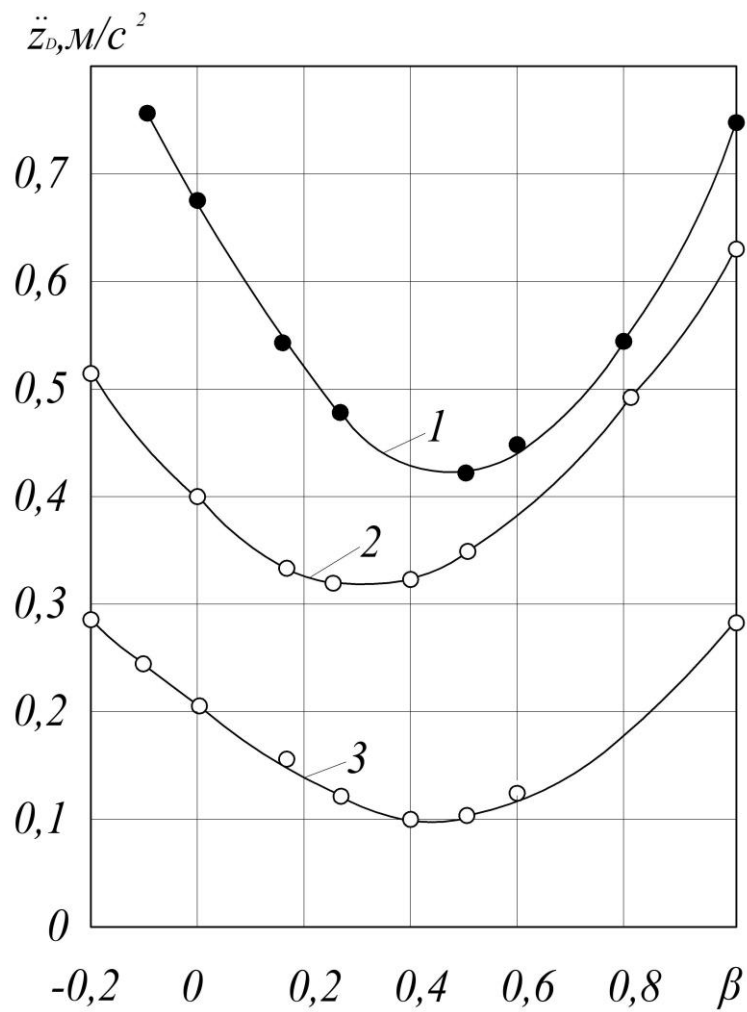


Рисунок 2.10 – Розподіли вертикальних прискорень точки  $D$  остова трактора у складі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 залежно від їхнього положення в поздовжній площині: 1 –  $0 \text{ км/год}$ ; 2 –  $20 \text{ км/год}$ ; 3 –  $30 \text{ км/год}$ .

Окрім того, отримано залежність диференту остову трактора від гакового навантаження  $F_{kp}$  (рисунок 2.11).

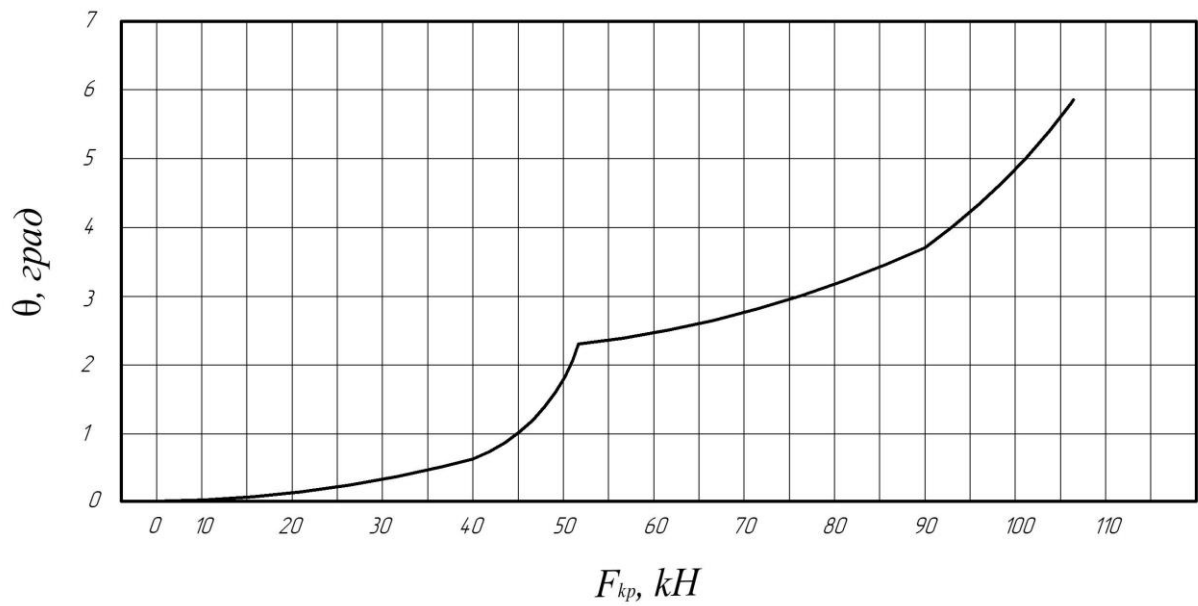


Рисунок 2.11 – Залежність кута повороту трактора  $\theta$  відносно поперечної осі, що проходить через центр тяжіння від гакового навантаження  $F_{кр}$  (на прикладі трактора John Deere 8310R)

З аналізу залежності можна зробити висновок, що через явище недостатньої миттєвої потужності двигуна, при  $F_{кр} > 55 kH$  спостерігається збільшення майже в 1,25 рази кута повороту трактора  $Q$  відносно поперечної осі, що проходить через центр тяжіння трактора.

З аналізу залежності, наведеної на рисунку 2.12, можна зробити висновок, що при рушанні трактора John Deere 8310R з місця спостерігається збільшення вертикального прискорення вище  $0,4 \text{ м/с}^2$ , що перевищує гранично-допустимі значення ( $0,15 \text{ м/с}^2$ ) більше ніж в 2 рази.

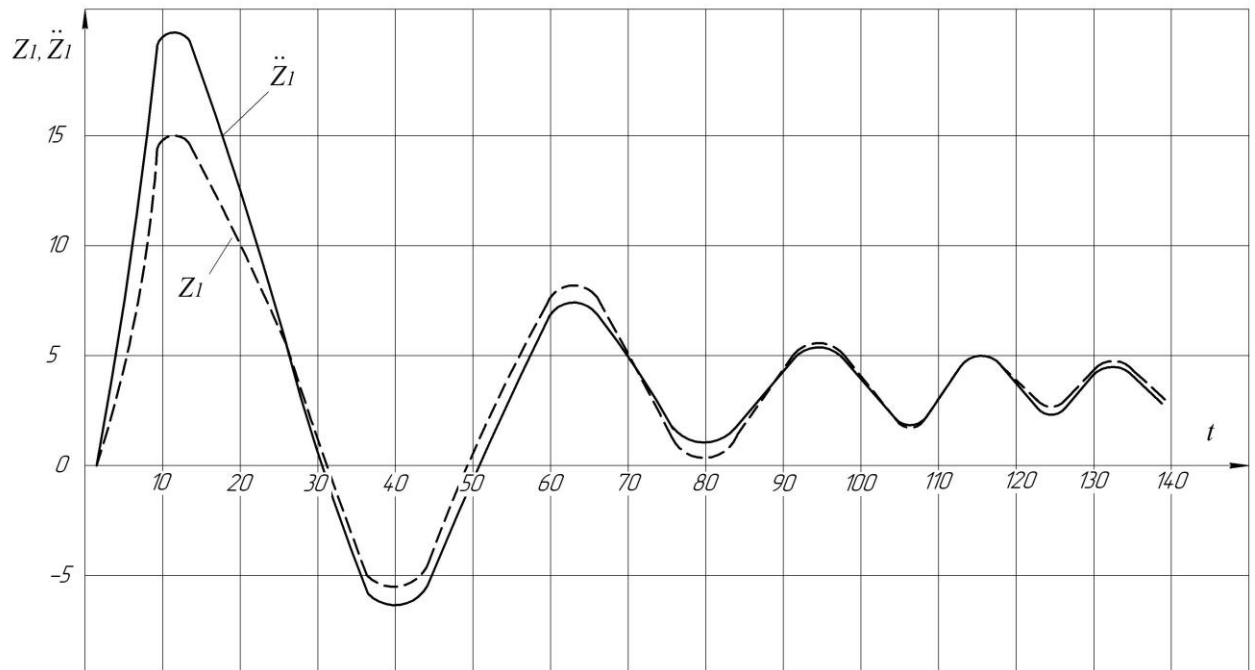


Рисунок 2.12 – Вертикальні переміщення  $z_1$  та лінійні прискорення переднього мосту трактора, у складі тракторно-транспортного агрегату, під час розгону з місця

## Висновки до розділу 2

1. Вирішена нова наукова задача, спрямована на підвищення динамічних та ергономічних показників тракторно-транспортного агрегату під час розгону. За допомогою вдосконаленої теорії формування вертикальних навантажень при перерозподілі зчіпної ваги трактора обґрунтований (на прикладі трактора John Deere 8310R) раціональний інтервал гакового навантаження, при якому спостерігається збереження зчеплення переднього мосту з опорною поверхнею.

2. Зі збільшенням гакового навантаження  $F_{kp} \rightarrow \infty$  спостерігається зміна вертикальних реакцій на колесах трактора під час розгону. Причому, на заданій вісі значення  $Y_2$  зростає з характерною різкою зміною залежності на рівні  $F_{kp} = 60 \text{ кН}$ , що пояснюється недостатністю миттєвого значення потужності двигуна  $N_e$  під час розгону для стрибкоподібного подолання сил тертя, які для агрегату є зовнішніми – сили опору перекочування коліс трактора та причепа.

3. На передній вісі спостерігається зменшення вертикальної реакції  $Y_1$ , яка при  $F_{kp} = 110 \text{ кН}$  наближається до нуля. Таким чином, можна говорити, що при  $F_{kp} > 110 \text{ кН}$  буде спостерігатись втрата повздовжньої стійкості трактора. Тому, інтервал  $F_{kp} = [0; 110] \text{ кН}$  будемо вважати раціональним за повздовжньою стійкістю для трактора John Deere 8310R.

4. Встановлені залежності зміни вертикальних навантажень та диферента остова трактора від гакового навантаження. Дані закономірності відрізняються від відомих врахуванням граничних значень гакового навантаження та їх вплив на розгінні характеристики агрегату.

5. Через явище недостатньої миттєвої потужності двигуна, при  $F_{kp} > 55 \text{ кН}$  спостерігається збільшення майже в 1,25 рази кута повороту трактора  $Q$  відносно поперечної осі, що проходить через центр тяжіння трактора.

6. При рушанні трактора John Deere 8310R з місця спостерігається збільшення вертикального прискорення вище  $0,4 \text{ м/с}^2$ , що перевищує гранично-допустимі значення ( $0,15 \text{ м/с}^2$ ) більше ніж в 2 рази.

### РОЗДІЛ 3

## АНАЛІЗ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КАБІНИ ТРАКТОРА ПРИ РОЗГОНІ

Для дослідження коливань тракторів та їх елементів статистичні методи можуть бути використані повною мірою, проте завдання полягає в тому, щоб у кожному конкретному випадку правильно враховувати особливості конструкції та умови роботи машини.

При оцінці рівня та розрахунку коливань аналізованих машин за допомогою статистичних методів приймають, що:

1) коливання трактора визначаються нерівностями під колесом машини, які називаються мікропрофілем;

2) мікропрофіль розглядається як реалізація деякого стаціонарного випадкового процесу, характеристиками якого є:

а) дисперсія  $D_q$  або середньоквадратичне відхилення висоти мікропрофілю  $\sigma_q$ ;

б) вид нормованої автокореляційної функції  $p_q(l)$  або відповідне її перетворення, яке визначається функцією спектральної щільності  $S_q(\omega)$ ;

3) динамічні властивості трактора повністю визначаються модулем передавальної функції  $|W_{q/x}(i\omega)|$  від входу  $q$  до виходу  $x$  якщо відповідна розрахункова схема може бути представлена у вигляді лінійної системи;

4) коливання трактора в цілому або будь-якої його частини є також стаціонарним випадковим процесом, який при заданому спектрі збурюючого впливу, може бути обчислений і визначається:

а) дисперсією  $D_x$  (або середньоквадратичним відхиленням  $\sigma_x$ ) сигналу переміщення точки машини, що цікавить, або відповідно прискорення ( $D_{\ddot{x}}$ ;  $\sigma_{\ddot{x}}$ ), що вимірюється в частках  $g$ ;

б) видом функції спектральної щільності  $S_x(\omega)$  та  $S_{\ddot{x}}(\omega)$  цих сигналів;

5) значення  $S_x(\omega)$ ,  $D_x$  (і  $S_{\ddot{x}}(\omega)$ ;  $D_{\ddot{x}}$ ) можна обчислити за допомогою відомих залежностей [23]:

$$S_x(\omega) = |W_{q/x}(i\omega)|^2 S_q(\omega); \quad S_{\ddot{x}}(\omega) = \omega^4 |W_{q/x}(i\omega)|^2 S_q(\omega); \quad (3.1)$$

$$D_{x; \ddot{x}} = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{x; \ddot{x}}(\omega) d\omega. \quad (3.2)$$

### 3.1 Вертикальні коливання остову трактора (одномасова коливальна система)

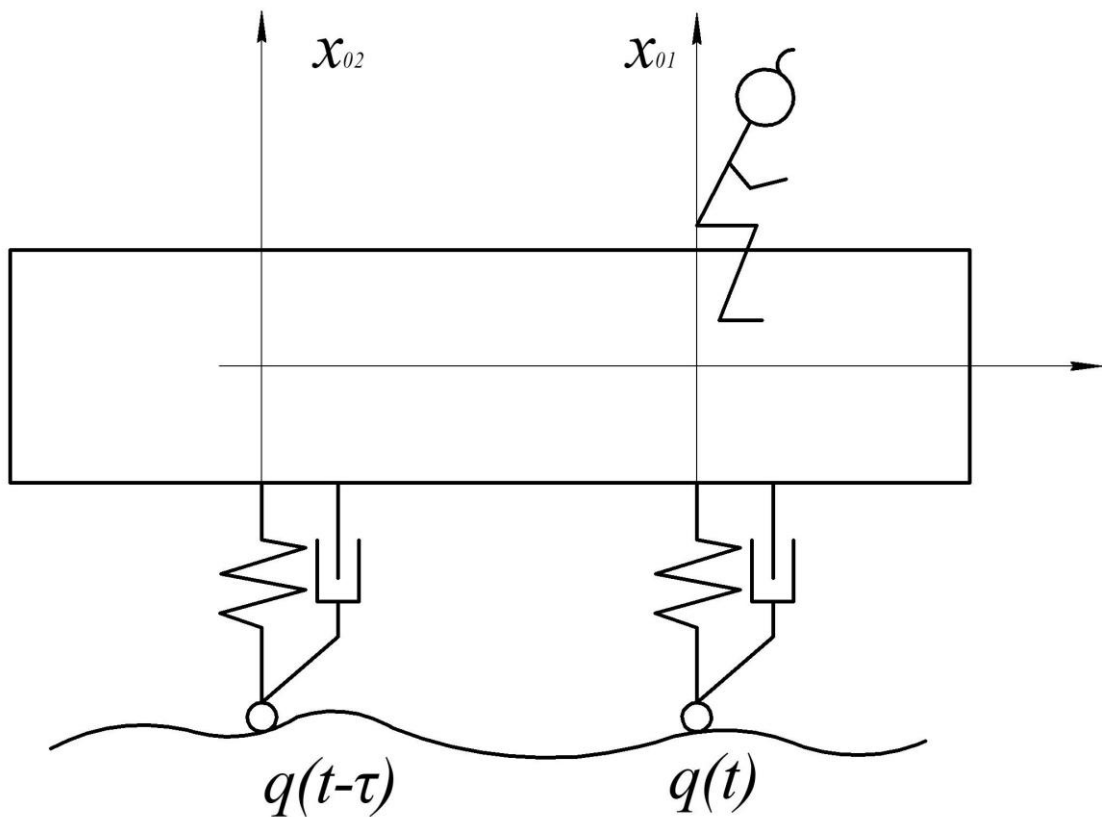


Рисунок 3.1 – Схеми розрахунку вертикальних коливань трактора

Звернемося до розрахункової схеми, показаної на рисунку 3.1 позначимо сумарний момент інерції  $J = J_{y_1} + J_{y_2}$ , масу двох секцій машини  $m = m_1 + m_2$ , базу машини  $l = a + b$ , відстані від загального центру ваги машини до передньої осі

$$\Delta_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} (a - a_1) + \frac{m_2}{m_1 + m_2} (b_1 - a),$$

до задньої осі

$$\Delta_2 = \frac{m_1}{m_1 + m_2}(b + a_1) + \frac{m_2}{m_1 + m_2}(b - b_1).$$

З урахуванням збурюючої дії дороги під передньою і задньою віссю рівняння можна переписати так:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_{01} \frac{J + m\Delta_2^2}{l^2} + \mathfrak{G}_1 \dot{z}_{01} + c_1 z_{01} + \\ \frac{m\Delta_1\Delta_2 - J}{l^2} \ddot{z}_{02} = c_1 q_1(t) + \mathfrak{G}_1 \dot{q}_1(t); \\ \ddot{z}_{02} \frac{J + m\Delta_1^2}{l^2} + \mathfrak{G}_2 \dot{z}_{02} + c_2 z_{02} + \\ \frac{m\Delta_1\Delta_2 - J}{l^2} \dot{z}_{01} = c_2 q_2(t) + \mathfrak{G}_2 \dot{q}_2(t); \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

або в операторній формі:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 \rho^2 + T_2 \rho + 1) z_{01} + T_3 \rho^2 z_{02} &= (k_1 \rho + 1) q_1(\rho); \\ (T_4 \rho^2 + T_5 \rho + 1) z_{02} + T_6 \rho^2 z_{01} &= (k_2 \rho + 1) q_2(\rho), \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

де

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{J + m\Delta_2^2}{c_1 l^2}; & T_2 &= \frac{\mathfrak{G}_1}{c_1}; & T_3 &= \frac{m\Delta_1\Delta_2 - J}{c_1 l^2}; \\ T_4 &= \frac{J + m\Delta_1^2}{c_1 l^2}; & T_5 &= \frac{\mathfrak{G}_2}{c_2}; & T_6 &= \frac{m\Delta_1\Delta_2 - J}{c_2 l^2}; \\ k_1 &= \frac{\mathfrak{G}_1}{c_1}; & k_2 &= \frac{\mathfrak{G}_2}{c_2}. \end{aligned}$$

Необхідно врахувати, що для плоскої розрахункової схеми сигнал  $q_2(t)$  являє собою той самий сигнал  $q_1(t)$ , але зсунутий у часі на величину  $\tau = \frac{l}{v}$ .

Тоді, якщо

$$L\{q_1(t)\} \div \rightarrow q_1(\rho), \quad (3.5)$$

то відповідно до теореми запізнювання [8]

$$L\{q_2(t)\} = L\{q_1(t - \tau)\} \div \rightarrow e^{-\rho\tau} q_1(\rho). \quad (3.6)$$

З урахуванням останнього виразу з рівнянь (3.4) можна записати необхідні передавальні функції:

першу – з приводу  $x_{01}$  при вході  $q(t)$

$$W_{q/x_{01}}(\rho) = \frac{(T_4 p^2 + T_5 \rho + 1)(k_1 \rho + 1) T_3 \rho^2 (k_2 \rho + 1) e^{-\rho \frac{l}{v}}}{(T_1 p^2 + T_2 \rho + 1)(T_4 p^2 + T_5 \rho + 1) - T_3 T_6 \rho^4}; \quad (3.7)$$

другу – по виходу  $x_{02}$  при вході  $q(t)$

$$W_{q/x_{02}}(\rho) = \frac{(T_1 p^2 + T_2 \rho + 1)(k_2 \rho + 1) e^{-\rho \frac{l}{v}} - T_3 \rho^2 (k_1 \rho + 1)}{(T_1 p^2 + T_2 \rho + 1)(T_4 p^2 + T_5 \rho + 1) - T_3 T_6 \rho^4}. \quad (3.8)$$

Як і в попередніх випадках, визначимо модуль відповідних амплітудно-частотних характеристик  $|W_{q/z_{01}}(i\omega)|$  і  $|W_{q/z_{02}}(i\omega)|$ . Якщо підставити  $\rho = i\omega$  і врахувати, що

$$e^{-i\omega \frac{l}{v}} = \cos \omega \frac{l}{v} - i \sin \omega \frac{l}{v},$$

то після перетворень можна отримати

$$|W_{q/x_{01}}(i\omega)| = \sqrt{\frac{a_2^2 + b_2^2}{M_1^2 + N_1^2}}; \quad (3.9)$$

$$|W_{q/x_{02}}(i\omega)| = \frac{a_3^2 + b_3^2}{M_1^2 + N_1^2}, \quad (3.10)$$

де

$$a_2 = 1 - (T_4 + T_5 k_1) \omega^2 + T_3 \omega^2 \cos \omega \frac{l}{v} - T_3 k_2 \omega^3 \sin \omega \frac{l}{v};$$

$$b_2 = (T_5 + k_1) \omega + T_4 k_1 \omega^3 + T_3 k_2 \omega^3 \cos \omega \frac{l}{v} + T_3 \omega^2 \sin \omega \frac{l}{v};$$

$$M_1 = (T_1 T_4 - T_3 T_6) \omega^4 - (T_1 + T_4 + T_2 T_5) \omega^2 + 1;$$

$$N_1 = -(T_1 T_5 + T_2 T_4) \omega^3 + (T_2 + T_5) \omega;$$

$$\begin{aligned}
a_3 &= \cos \omega \frac{l}{v} + T_6 \omega^2 - T_1 k_2 \omega^3 \sin \omega \frac{l}{v} - (T_1 + T_2 k_2) \omega^2 \times \\
&\times \cos \omega \frac{l}{v} + (T_2 + k_2) \omega \sin \omega \frac{l}{v}; \\
b_3 &= -\sin \omega \frac{l}{v} + T_6 k_1 \omega^3 - T_1 k_2 \omega^3 \cos \omega \frac{l}{v} + \\
&+ (T_1 + T_2 k_2) \omega^2 \times \sin \omega \frac{l}{v} + (T_2 + k_2) \omega \cos \omega \frac{l}{v}.
\end{aligned}$$

Під час розв'язання отриманих залежностей необхідно пам'ятати, що кожне зі значень  $|W(i\omega)|$  за наведеними формулами слід розглядати як деяке значення  $W(i\omega)$ , де  $\omega_i$  проходить усі значення від 0 до заданого  $\omega_{\max}$  з деяким кроком  $\Delta\omega$ . Обчислене в цьому випадку для кожного  $\omega_i$  значення функції

$$S_{\ddot{x}}(\omega_i) = |W(\omega_i)|^2 S_q(\omega_i) \omega_i^4 \quad (3.11)$$

дає можливість визначити

$$D_{\ddot{x}} = \frac{1}{\pi} \sum_{i=0}^n S_{\ddot{x}}(\omega_i) \Delta\omega, \quad (3.12)$$

і

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{D_{\ddot{x}}}.$$

### 3.2 Вертикальні коливання кабіни трактора (послідовно з'єднана одномасова та двомасова система)

Якщо врахувати, що підресорювання кабіни зазвичай виконують таким чином, що можна знехтувати впливом коливань кабіни на коливання корпусу трактора, то схему, що наведено на рисунку 3.2 можна подати у вигляді послідовно з'єднаних одномасової та двомасової схем.

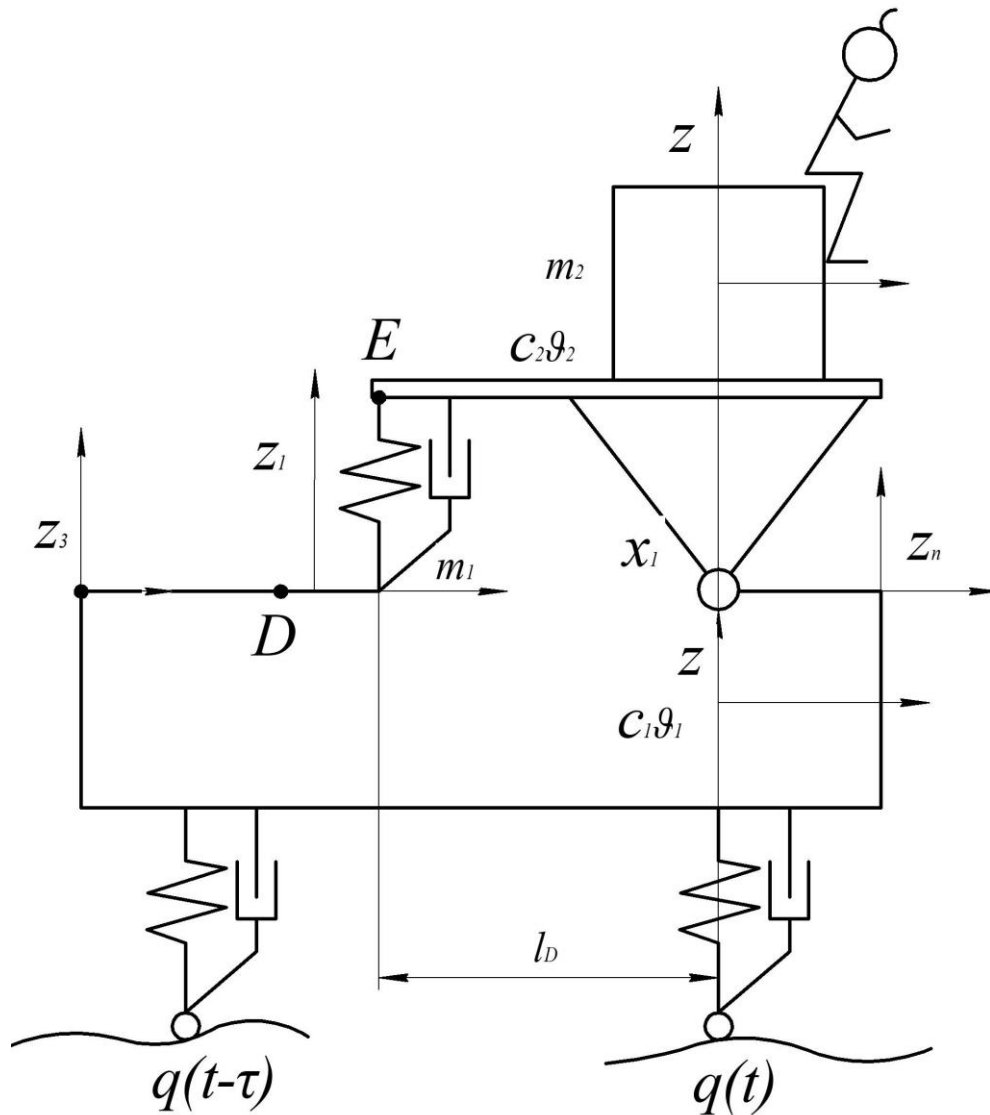


Рисунок 3.2 – Схеми розрахунку вертикальних коливань кабіни трактора з підресореною кабіною (з улаштуванням динамічного гасіння або без нього)

Зауважимо, що вихідний параметр  $D_{\ddot{x}}$ , при розрахунках фіксується на корпусі кабіни, тобто демпферні властивості сидіння не враховуються. Однак, якщо припускати, що коливання водія на сидінні практично не впливають на коливання корпусу машини (або навіть усієї кабіни), то ефект згладжування сидіння можна врахувати, додавши в розрахункову формулу відповідний множник, що відображає динамічну характеристику системи «сидіння-людина».

Отже, щоб визначити рівень діючих прискорень  $D_{\ddot{x}}$ , достатньо визначити значення  $|W(i\omega)|$ .

Для опису розрахункової схеми прийнято такі позначення:  $x, x_1, x_2$  – координати вертикальних коливань;  $m, m_1, m_2$  – маси, що приведені до розрахункової осі;  $c, c_1, c_2$  – жорсткості;  $\vartheta, \vartheta_1, \vartheta_2$  – відповідні коефіцієнти демпфування.

Рівняння руху одномасової частини системи:

$$m\ddot{z} + \vartheta\dot{z} + cz = cq(t) + \vartheta\dot{q}(t), \quad (3.13)$$

або

$$(Tp^2 + T_1p + 1)z = (kp + \rho)q(\rho), \quad (3.14)$$

де

$$T = \frac{m}{c}; \quad T_1 = \frac{\vartheta}{c}; \quad k = \frac{\vartheta}{c}; \quad \rho = 1.$$

З виразу (3.14) випливає, що передавальну функцію від входу  $q(t)$  до виходу  $x$  можна подати в елементарному вигляді

$$W_{q/z}(\rho) = \frac{k\rho + 1}{Tp^2 + T_1\rho + 1}. \quad (3.15)$$

Після підстановки  $\rho = i\omega$  у формулу (127) можна визначити

$$|W_{q/z}(i\omega)|^2 = \frac{k^2\omega^2 + 1}{(1 - T\omega^2)^2 + T_1^2\omega^2}. \quad (3.16)$$

Аналогічно для двомасової частини розрахункової схеми можна записати:

$$\left. \begin{aligned} m_1\ddot{z}_1 + \vartheta_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) &= 0; \\ m_2\ddot{z}_2 + \vartheta_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + \vartheta_2\dot{z}_2 + c_1(z_2 - \\ - z_1) + c_2z_2 &= c_2q(t) + \vartheta_2\dot{q}(t). \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

або

$$\left. \begin{aligned} (T_1\rho^2 + T_2\rho + 1)z_1 &= (k_1\rho + \rho_1)z_2; \\ (T_3\rho^2 + T_4\rho + 1)z_2 &= (k_2\rho + \rho_2)q(\rho) + (k_3\rho + \rho_3)z_1, \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

де

$$T_1 = \frac{m_1}{c_1}; \quad T_2 = \frac{\vartheta_1}{c_1}; \quad T_3 = \frac{m_2}{c_1 + c_2};$$

$$T_4 = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{c_1 + c_2}; \quad k_1 = \frac{\vartheta_1}{c_1};$$

$$k_2 = \frac{\vartheta_2}{c_1 + c_2}; \quad k_3 = \frac{\vartheta_1}{c_1 + c_2};$$

$$\rho_1 = 1; \quad \rho_2 = \frac{c_2}{c_1 + c_2}; \quad \rho_3 = \frac{c_1}{c_1 + c_2}.$$

Розв'язуючи систему (3.18) двічі за виходом  $x_1$  і по входу  $x_2$ , отримаємо:

$$W_{q/z_2}(\rho) = \frac{(k_1\rho + \rho_1)(k_2\rho + \rho_2)}{(T_1\rho^2 + T_2\rho + 1)(T_3\rho^2 + T_4\rho + 1) - (k_1\rho + \rho_1)(k_3\rho + \rho_3)}; \quad (3.19)$$

$$W_{q/z_1}(\rho) = \frac{(k_2\rho + \rho_2)(T_1\rho^2 + T_2\rho + 1)}{(T_1\rho^2 + T_2\rho + 1)(T_3\rho^2 + T_4\rho + 1) - (k_1\rho + \rho_1)(k_3\rho + \rho_3)}. \quad (3.20)$$

Після перетворень і підстановки  $\rho = i\omega$  матимемо для двомасової схеми:

за виходом  $x_1$

$$|W_{q/z_1}(i\omega)| = \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{M^2 + N^2}}. \quad (3.21)$$

де

$$a = \rho_2 - k_1 k_2 \omega^2; \quad b = (k_2 + k_1 \rho_2) \omega;$$

$$M = T_1 T_3 \omega^4 - (T_1 + T_2 T_4 + T_3 - k_1 k_3) \omega^2 + (1 - \rho_3);$$

$$N = (T_2 + T_4 - k_1 \rho_3 - k_3) \omega - (T_1 T_4 + T_2 T_3) \omega^3;$$

за виходом  $x_2$

$$|W_{q/z_2}(i\omega)| = \sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{M^2 + N^2}}, \quad (3.22)$$

де

$$a_1 = \rho_2 - (k_2 T_2 + T_1 \rho_2) \omega^2;$$

$$b_1 = (k_2 + T_2 \rho_2) \omega - k_2 T_1 \omega^3.$$

Наведені розрахункові формули відповідають випадку, коли умова  $\rho_{y_1}^2 = a_1 b_1$  виконується.

### **3.3 Результати розрахунку вертикальних прискорень кабіни трактора John Deere 8310R**

Спектри вертикальних прискорень різних точок кабіни відрізняються один від одного.

На рисунку 3.3, а і б показано спектри повздовжніх кутових прискорень кабіни при порожньому причепі та із завантаженим причепом під час розгону з різними швидкостями різними дорогами. Як видно, вони значною мірою залежать від рівня діючих збурень. Якщо для порожнього причепа ця залежність проявляється тільки в зміні ординат спектрів і у відносній зміні рівня високочастотних і низькочастотних складових у спектрі, то для завантаженого причепа змінюється форма спектра. Це пояснюється наявністю великого сухого тертя в підвісці причепа, що призводить до її блокування за малих збурень. Максимум на спектрі при цьому відповідає частоті коливань остова на шинах (для завантаженого причепа ця частота дорівнює 4,5-5 Гц). У разі збільшення рівня впливу на спектрах прискорень утворюються два чітко виражені максимуми. Їхнє положення на шкалі частот визначається переважно параметрами підвіски кабіни трактора і значно меншою мірою залежить від спектра мікропрофілю дороги і швидкості руху.

Тому області максимумів збігаються з низькочастотною і високочастотною резонансними зонами коливань підресорених мас трактора.

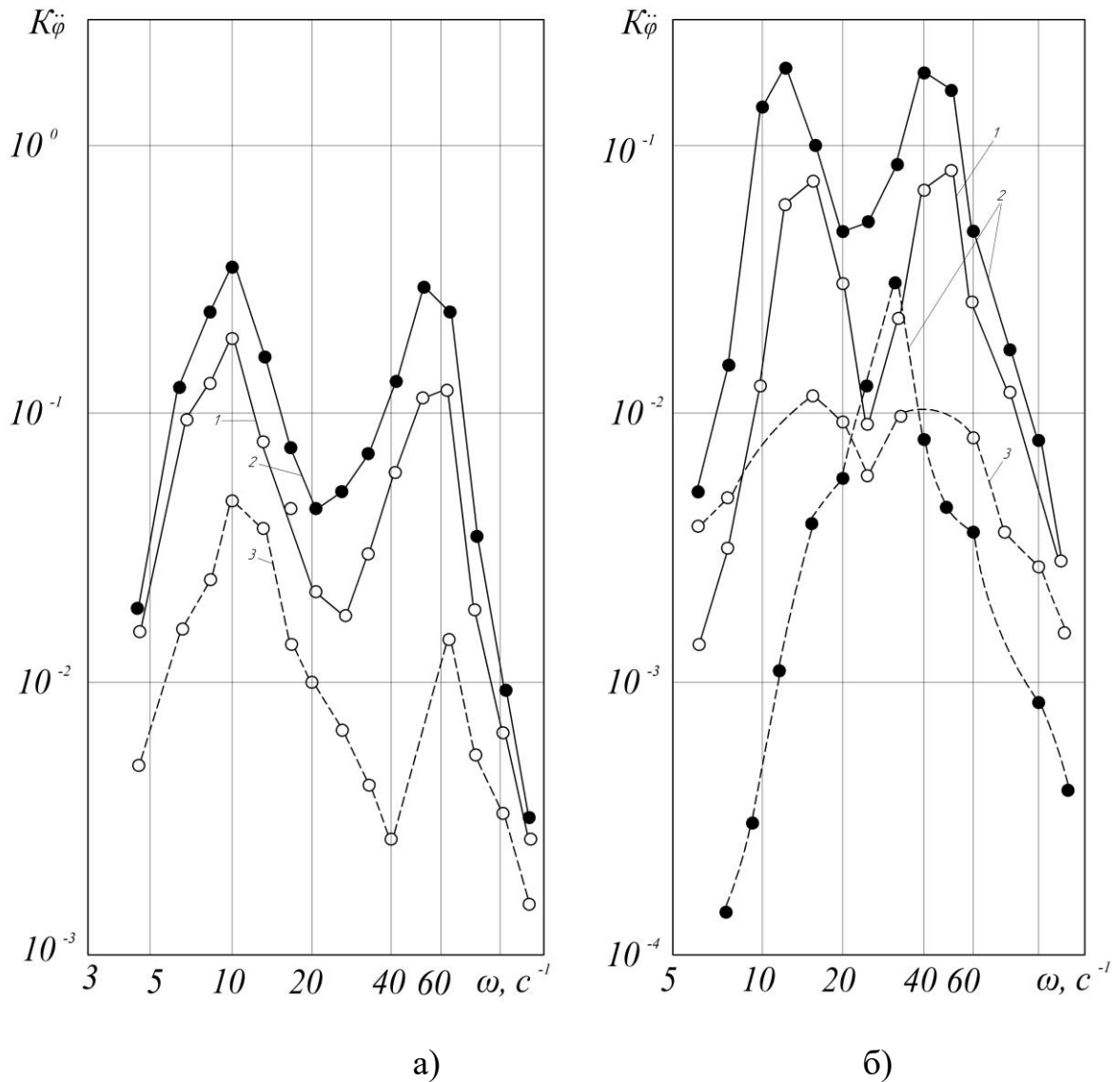


Рисунок 3.3 – Спектральні щільності повздовжніх кутових прискорень кабіни трактора John Deere у складі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 під час розгону на різних поверхнях з початковою швидкістю: а – порожній причіп; б – із завантаженим причіпом; — бруківка в задовільному стані; - - - асфальтоване шосе; 1 –  $v_a = 0 \text{ км/год}$ ; 2 –  $v_a = 20 \text{ км/год}$ ; 3 –  $v_a = 30 \text{ км/год}$ .

Загальні закономірності спектрів вертикальних прискорень точки  $E$  кабіни трактора близькі до закономірностей спектрів кутових прискорень. За достатнього рівня збурень спектр вертикальних прискорень також має два максимуми, що лежать в обох зонах, на частотах, близьких до низької  $\omega_1$  і

високої  $\omega_2$  частотам власних коливань підвіски. Зміна мікропрофілю дороги і швидкості руху мало впливає на положення цих максимумів (поки рівень збурень достатній). За дуже малих збурень на спектрі прискорень точки  $E$  кабіни трактора через блокування підвіски силами сухого тертя утворюється тільки один максимум, що відповідає частоті, близькій до частоти коливань трактора на шинах.

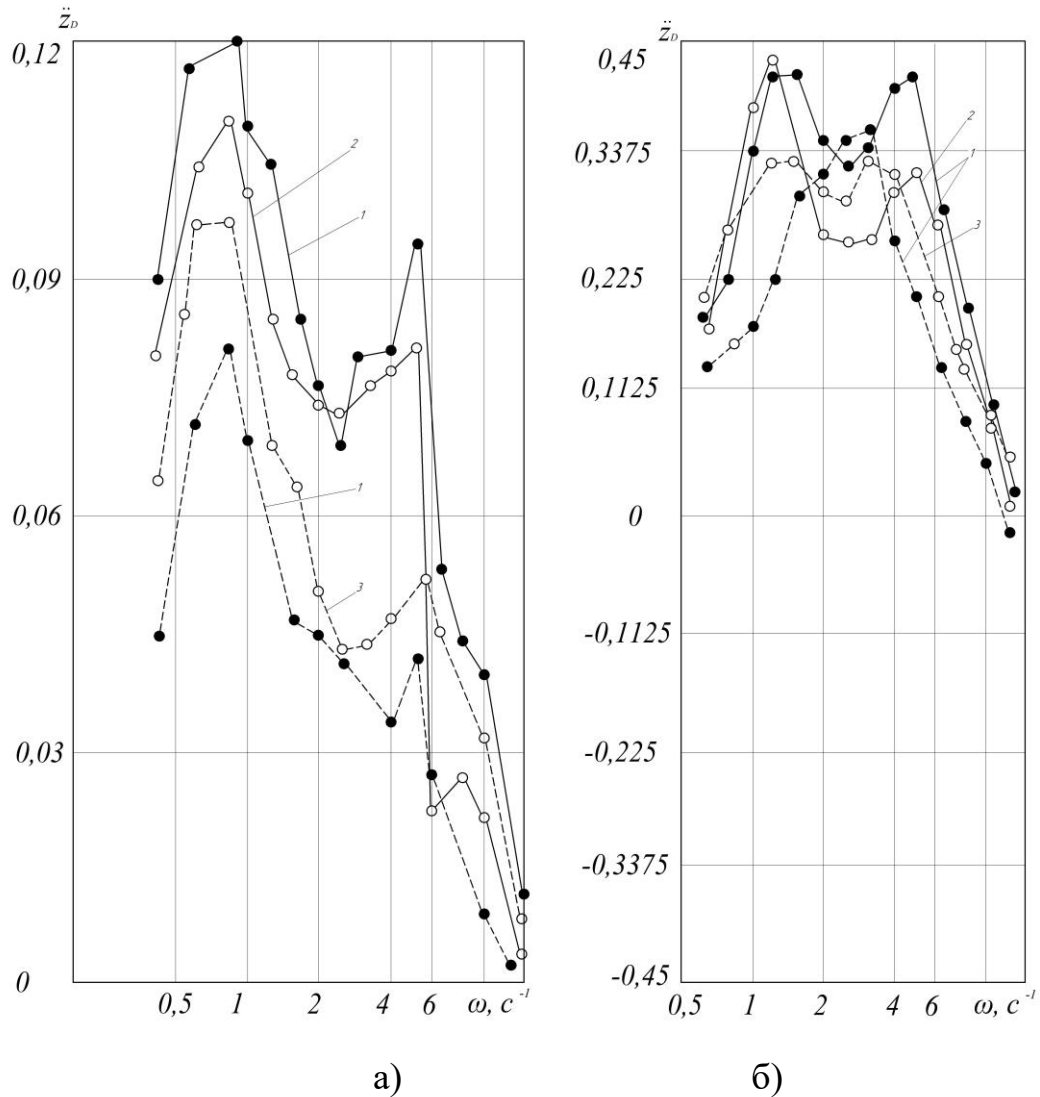


Рисунок 3.4 – Спектральні щільності вертикальних прискорень точки  $E$  кабіни трактора John Deere у складі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при розгоні на різних опорних поверхнях з різною початковою швидкістю: а – порожній причіп; б – із завантаженим причепом; — бруківка в задовільному стані; - - - асфальтоване шосе; 1 –  $v_a = 0 \text{ км / год}$ ; 2 –  $v_a = 20 \text{ км / год}$ ; 3 –  $v_a = 30 \text{ км / год}$ .

У більшості випадків ординати низькочастотного максимуму більші за ординати високочастотного, але на їхнє співвідношення впливають початкова швидкість розгону, параметри підвіски тощо.

Це співвідношення значною мірою залежить від навантаження: для завантаженого причепа відношення цих ординат спектра може сягати 10, для порожнього – лише 1,5-2,0 [43], тобто при порожньому причепі спектр коливань точки  $E$  кабіни збагачується середніми і високими частотами. Для порожнього причепа це відношення більш стабільне.

### Висновки до розділу 3

1. Розроблена динамічна коливальна модель підвіски кабіни трактора John Deere, яка, на відміну від існуючих, враховує диферент остову енергетичного засобу під час розгону з місця з завантаженим причепом при виконанні транспортно-технологічної операції на виробництві продукції рослинництва.

2. Змодельовані режими функціонування підвіски кабіни трактора John Deere 8310R разом з остовом трактора, як елементів послідовно з'єднаної одномасової та двомасової систем, що дозволило оцінити вертикальні прискорення підлоги кабіни зазначеного енергетичного засобу.

3. За вдосконаленою динамічною моделлю підвіски кабіни колісного трактора отримані амплітудно-частотні характеристики кабіни трактора John Deere 8310R, з яких можна зробити висновок, що при розгоні з розблокованою підвіскою кабіни коливання остову трактора передаються на підвіску кабіни, частково гасяться в ній, але через наявність диференту остову знову підвищуються до початкових рівнів (до  $0,42 \text{ м/с}^2$ ), що перевищує допустимі межі.

4. Блокування підвіски кабіни під час розгону агрегату дозволяє знизити рівень вертикальних прискорень до  $0,12 \text{ м/с}^2$ , забезпечивши ергономічні показники кабіни під час розгону.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАКТОРІВ НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ

#### **4.1 Мета і завдання польових досліджень**

Метою експериментальних досліджень є підтвердження аналітичних залежностей між динамікою транспортно-технологічного агрегату та точкою кріплення кабіни трактора під час розгону з нульової швидкості на різних опорних поверхнях з метою визначення раціонального режиму функціонування системи підресорювання кабіни.

При проведенні експериментальних досліджень необхідно вирішити такі завдання:

- підтвердження зміни положення остову трактора під час розгону з 0 км/год у складі транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16;
- експериментальне підтвердження збільшення вертикального та кутового прискорення кабіни трактора при його розгоні з 0 км/год на різних несучих поверхнях;
- експериментальне підтвердження ефективності блокування підвіски трактора під час розгону з 0 км/год для підтримання мінімальних кутів нахилу.

##### **4.1.1 Реєстраційно-вимірювальне обладнання для визначення прискорення центра мас транспортно-технологічного агрегату**

Для визначення повного прискорення центру мас транспортно-технологічного агрегату, та окремих його елементів, прикладеної до нього, було застосовано вимірювально-реєстраційний комплекс «ВДВММ 4-001» для випробувань мобільної техніки та її компонентів (ПАСПОРТ 4-001.000.00 ПС [107]). Цей комплекс включає два сенсори Freescale Semiconductor моделі MMA 7260 QT і спеціалізоване програмне забезпечення, яке забезпечує аналітичну обробку й архівацію даних, отриманих під час експериментів [108] – рисунок 4.1.

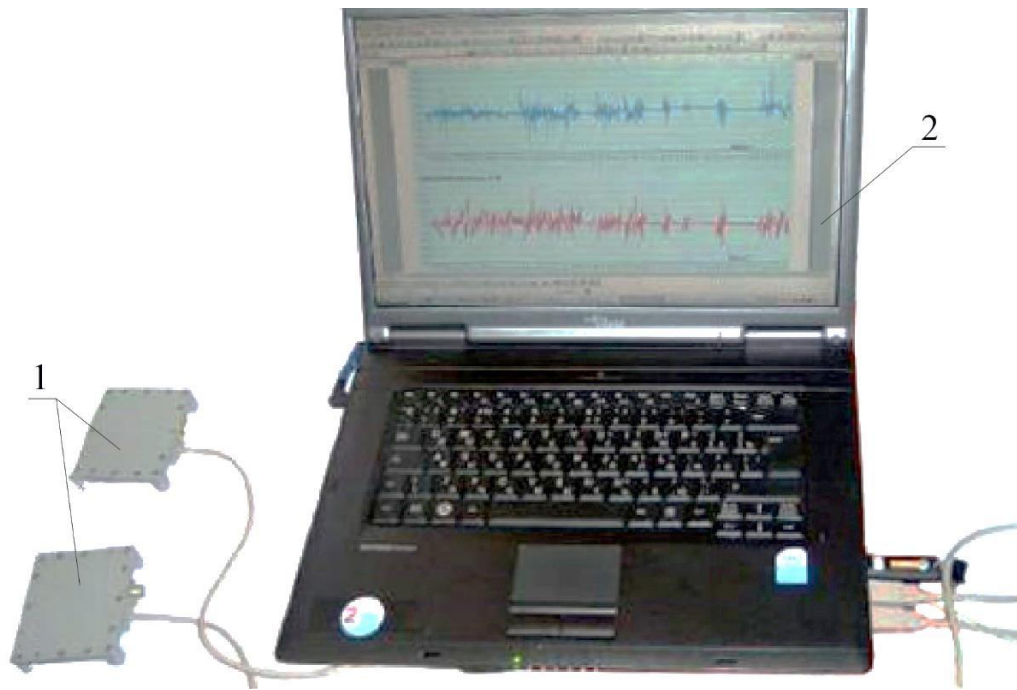


Рисунок 4.1 – Комплекс вимірювально-реєстраційного типу «ВДВММ 4-001», призначений для проведення випробувань мобільних машин та їх складових елементів.

Акселерометр MMA7260QT є ємнісним датчиком, що виконує вимірювання прискорення в трьох взаємно перпендикулярних напрямках у межах  $\pm 1,5g$  – дивись рисунок 4.2.

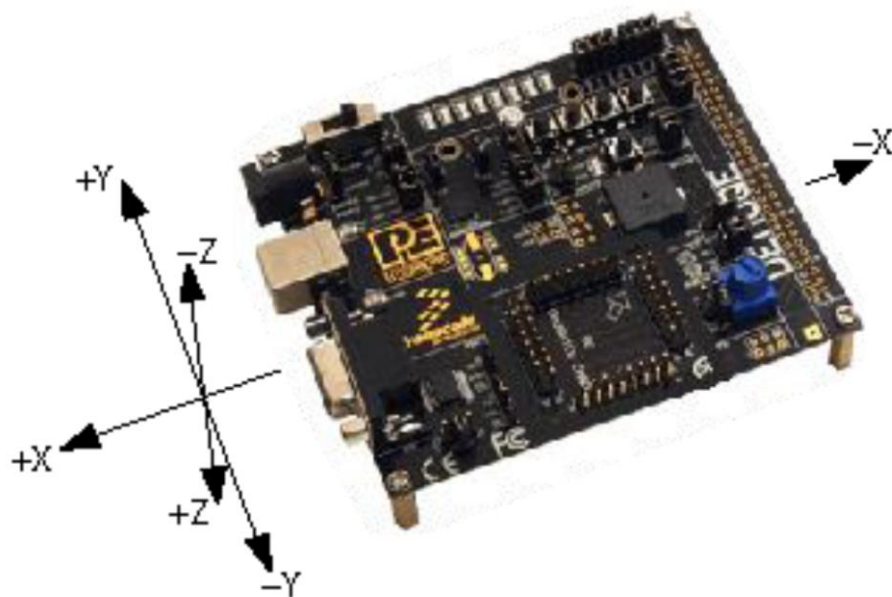


Рисунок 4.2 – Акселерометр MMA7260QT з трьома ортогональними робочими вісями координат [109]

Даний сенсор функціонує в межах напруги живлення 2,2...3,6 В, що дозволяє його безперешкодно застосовувати з різноманітними низьковольтними джерелами енергії. Водночас варто враховувати, що точність вимірювання датчика обернено залежить від рівня напруги: при мінімальному значенні 2,2 В похибка досягає 3%. За своєю конструкцією акселерометр відноситься до механічного типу сенсорів – дивись рисунок 4.3.

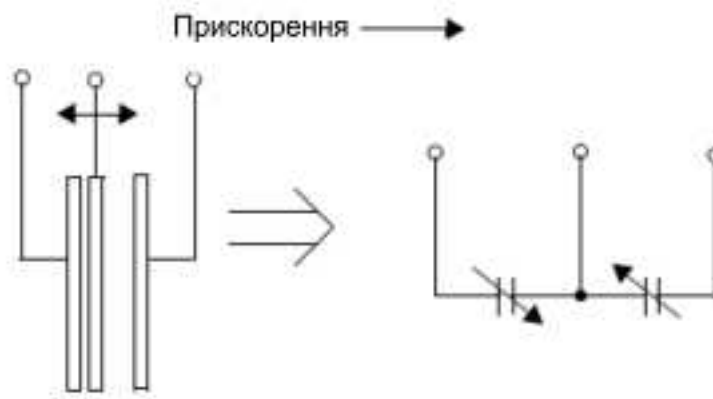


Рисунок 4.3 – Схема роботи акселерометра [240]

У герметичному корпусі розташовується система, яка складається з двох послідовно з'єднаних конденсаторів, що мають спільні електроди-обкладки. Дві зовнішні обкладки закріплені всередині корпусу датчика й залишаються нерухомими, тоді як центральна обкладка встановлена на спеціальних напрямних і може переміщуватися поступально між крайніми обкладками, зберігаючи до них паралельність. Таким чином, вимірювальна система акселерометра функціонує в неінерціальній системі координат.

Під дією зовнішнього прискорення у вимірювальній системі виникає сила інерції, що діє в напрямку, протилежному вектору прикладеного прискорення, збігаючись з його лінією дії. Ця сила інерції викликає зсув центральної обкладки, в результаті чого відбувається зміна ємностей обох конденсаторів. Оскільки вони з'єднані послідовно, виникає перерозподіл електричних напруг, спричинений постійністю заряду на обкладках.

Зміна напруги, що виникає в результаті перерозподілу, слугує вихідним сигналом і надходить до підсилювача, проходячи при цьому через

низькочастотні фільтри та каскади температурної компенсації. Після цього сигнал передається на вихідні канали, які відповідають прискоренням у напрямках ортогональної системи координат.

Дані передаються у вигляді аналогового сигналу. Для правильної обробки сигналів з вимірювальної системи необхідно знати початкове значення напруги при відсутності зовнішніх дій (за винятком сили тяжіння), а також значення чутливості датчика.

У застосованому акселерометрі рівень чутливості складає 800 мВ/г (цей параметр наведений для режиму 1,5g і змінюється залежно від обраного режиму чутливості) [110].

Існуючі підходи до градуювання акселерометрів класифікуються за типом вимірюваного прискорення: синусоїдальне, постійне або перехідне. Розробниками вимірювального комплексу було запропоновано метод калібрування шляхом подачі постійного прискорення – тобто калібрування в полі сили тяжіння [111, 112].

Суть методу полягає в реєстрації сигналу, коли чутлива вісь акселерометра орієнтована під певним кутом до локальної вертикалі.

#### **4.1.2 Монтаж датчиків прискорення на транспортно-технологічному агрегаті з метою визначення прискорень його елементів**

Розглянемо рух транспортно-технологічного агрегату зі змінною масою як взаємодію двох абсолютно твердих тіл, з'єднаних ідеальним зв'язком. Для динамічного аналізу такої системи приймемо низку припущень:

- конструкції складових елементів агрегату є абсолютно твердими тілами. Це узгоджується з реальністю, оскільки несучі частини трактора й машини мають високу жорсткість, а їхні деформації не впливають на розрахунки;

- агрегат переміщується по абсолютно рівній горизонтальній поверхні. Таке припущення дозволяє зменшити складність геометричних обчислень без істотної втрати точності;

– у системі відсутні енергетичні втрати (дисипація). Це дозволяє використовувати загальні динамічні теореми, трактуючи систему як сукупність елементарних масових точок.

Припустимо, що на агрегат встановлено чотири акселерометри (рисунок 4.4).

Проаналізуємо просторову динаміку точок установки датчиків.

Приймається, що монтаж кожного акселерометра виконується так, щоб його вісь  $X$  збігалася з поздовжнім напрямком машини (трактора), вісь  $Y$  орієнтувалася праворуч відносно ходу руху, а вісь  $Z$  була перпендикулярна площині  $XU$  й спрямована вертикально вгору.

Розглянемо переміщення зазначених точок відносно полюса обертання – точки  $O$ , яка вважається центром повороту. На рисунку 4.4 точки  $C_1$  і  $C_2$  позначають центри мас трактора та транспортної машини відповідно, тоді як точка  $C$  відповідає центру мас усього агрегату. Позиції  $A$ ,  $B$ ,  $D$  та  $E$  вказують на місця встановлення акселерометрів для проведення експериментів.

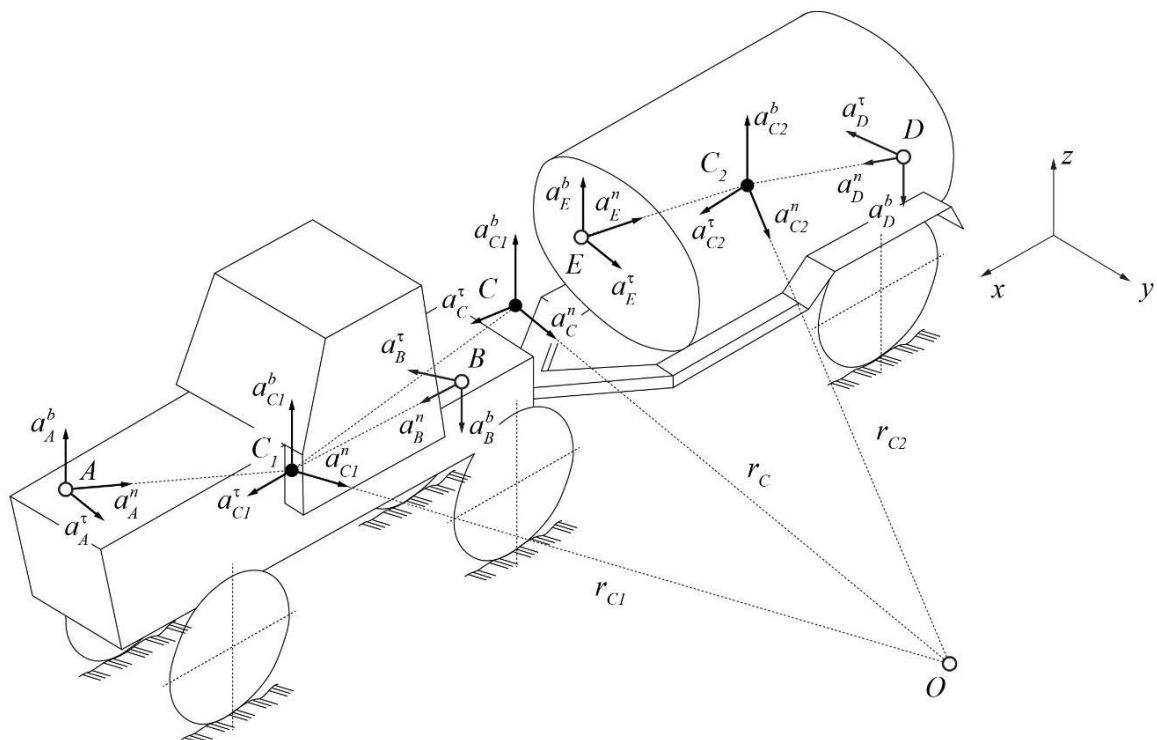


Рисунок 4.4 – Схема динамічного розташування акселерометрів, закріплених на агрегаті, та положення центрів мас транспортно-технологічного комплексу.

Здійснимо аналіз динаміки функціонування всього агрегату. Відповідно до визначення центра мас, можна подати наступне співвідношення:

$$r_C = r_{C1} \frac{m_{mp}}{m_{agr}} + r_{C2} \frac{m_{маш}}{m_{agr}}. \quad (4.1)$$

де  $r_{C1}$  і  $r_{C2}$  – радіус-вектор від центру повороту агрегату до центру мас трактора і транспортно-технологічної машини відповідно;  $m_{mp}$  і  $m_{маш}$  – маса трактора і транспортно-технологічної машини відповідно;  $m_{agr} = m_{mp} + m_{маш}$  – маса транспортно-технологічного агрегату.

Складемо векторну суму виду:

$$\bar{r}_{C1} + \overline{C_1C} = \bar{r}_C. \quad (4.2)$$

де  $C_1C$  – відстань від центру мас трактора до центру мас агрегату, підставляючи яку в залежність (4.1), після перетворення, отримаємо:

$$C_1C = r_{C1} \left( \frac{m_{mp}}{m_{agr}} - 1 \right) + r_{C2} \frac{m_{маш}}{m_{agr}}. \quad (4.3)$$

Для обчислення відповідних радіус-векторів  $r_{C1}$  і  $r_{C2}$  проаналізуємо обертальний рух агрегату та його складових відносно полюса  $O$  у двох взаємно перпендикулярних площинах – поздовжній та поперечній.

У межах поздовжньої площини прискорення кожного з центрів мас визначається як векторна сума двох компонентів: тангенціальної, яка спрямована по дотичній до траєкторії та є перпендикулярною до радіуса кривизни, і нормальної складової, орієнтованої вздовж самого радіуса. Відповідно, для кожного центру мас агрегату можна сформулювати наступне рівняння:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= a_{C1}^n + a_{C1}^\tau; \\ a_{C2} &= a_{C2}^n + a_{C2}^\tau. \end{aligned} \quad (4.4)$$

З огляду на порядок установки акселерометрів, можна говорити про те, що  $a_{C1}^n = a_{C1}^y$ ,  $a_{C2}^n = a_{C2}^y$ ,  $a_{C1}^\tau = a_{C1}^x$ ,  $a_{C2}^\tau = a_{C2}^x$ . Тоді, за визначенням нормального прискорення, запишемо:

$$\begin{aligned} a_{C1}^y &= \omega_{C1}^2 r_{C1}; \\ a_{C2}^y &= \omega_{C2}^2 r_{C2}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

де  $\omega_{C1}$  і  $\omega_{C2}$  – кутові швидкості обертання трактора і транспортно-технологічної машини відносно центру повороту – точки  $O$ .

Тоді:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= \omega_{C1}^2 r_{C1} + a_{C1}^x; \\ a_{C2} &= \omega_{C2}^2 r_{C2} + a_{C2}^x. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Враховуючи той факт що:

$$\begin{aligned} a_{C1} &= \sqrt{(a_{C1}^x)^2 + (a_{C1}^y)^2}; \\ a_{C2} &= \sqrt{(a_{C2}^x)^2 + (a_{C2}^y)^2}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

використовуючи залежність (4.6), остаточно можемо записати:

$$\begin{aligned} r_{C1} &= \sqrt{\frac{(a_{C1}^y)^2}{\omega_{C1}^4}}; \\ r_{C2} &= \sqrt{\frac{(a_{C2}^y)^2}{\omega_{C2}^4}}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

Значення кутової швидкості обертання окремих елементів агрегату може бути визначене на основі зміни кута повороту протягом інтервалу часу, що відповідає періоду опитування акселерометра. Таким чином, припустимо, що у певний момент часу  $t_0$  прискорення точки  $C_i$  за напрямками природного тригранника має такі значення  $a_{Ci}^r(t_0)$ ,  $a_{Ci}^n(t_0)$ , і  $a_{Ci}^b(t_0)$ , а в певний момент часу  $t_1$  –  $a_{Ci}^r(t_1)$ ,  $a_{Ci}^n(t_1)$ , і  $a_{Ci}^b(t_1)$ . Тоді, кут повороту в просторі трактора за час може бути визначений із залежності виду:

$$\Delta\theta_{np} = \arccos \left( \frac{a_{C1}^r(t_0)a_{C1}^r(t_1) + a_{C1}^n(t_0)a_{C1}^n(t_1) + a_{C1}^b(t_0)a_{C1}^b(t_1)}{\sqrt{(a_{C1}^r(t_0))^2 + (a_{C1}^n(t_0))^2 + (a_{C1}^b(t_0))^2} \sqrt{(a_{C1}^r(t_1))^2 + (a_{C1}^n(t_1))^2 + (a_{C1}^b(t_1))^2}} \right); \quad (4.9)$$

$$\Delta\theta_{маш} = \arccos \left( \frac{a_{C2}^r(t_0)a_{C2}^r(t_1) + a_{C2}^n(t_0)a_{C2}^n(t_1) + a_{C2}^b(t_0)a_{C2}^b(t_1)}{\sqrt{(a_{C2}^r(t_0))^2 + (a_{C2}^n(t_0))^2 + (a_{C2}^b(t_0))^2} \sqrt{(a_{C2}^r(t_1))^2 + (a_{C2}^n(t_1))^2 + (a_{C2}^b(t_1))^2}} \right),$$

або, в показаннях акселерометрів:

$$\Delta\theta_{np} = \arccos \left( \frac{a_{C1}^x(t_0)a_{C1}^x(t_1) + a_{C1}^y(t_0)a_{C1}^y(t_1) + a_{C1}^z(t_0)a_{C1}^z(t_1)}{\sqrt{(a_{C1}^x(t_0))^2 + (a_{C1}^y(t_0))^2 + (a_{C1}^z(t_0))^2} \sqrt{(a_{C1}^x(t_1))^2 + (a_{C1}^y(t_1))^2 + (a_{C1}^z(t_1))^2}} \right); \quad (4.10)$$

$$\Delta\theta_{маш} = \arccos \left( \frac{a_{C2}^x(t_0)a_{C2}^x(t_1) + a_{C2}^y(t_0)a_{C2}^y(t_1) + a_{C2}^z(t_0)a_{C2}^z(t_1)}{\sqrt{(a_{C2}^x(t_0))^2 + (a_{C2}^y(t_0))^2 + (a_{C2}^z(t_0))^2} \sqrt{(a_{C2}^x(t_1))^2 + (a_{C2}^y(t_1))^2 + (a_{C2}^z(t_1))^2}} \right).$$

У такому випадку, кутову швидкість обертання кожного з елементів агрегату можна визначити як частку зміни кута повороту на відповідний проміжок часу, протягом якого відбувається це обертання:

$$\omega_{C1} = \frac{\Delta\theta_{np}}{\Delta t};$$

$$\omega_{C2} = \frac{\Delta\theta_{маш}}{\Delta t}. \quad (4.11)$$

Отже, застосовуючи залежності (4.3), (4.8) та (4.10) – (4.11), і знаючи прискорення центрів мас трактора й агрегату, можна визначити обертання та прискорення центру мас у поздовжній площині всього агрегату та окремих його елементів. Подібні висновки справедливі і для вертикальної площини, якщо розглядати прискорення точок  $C_1$  і  $C_2$  як прискорення їх обертального руху відносно того ж центра повороту  $O$  у вертикальній площині: вектор тангенціального прискорення  $a_{Ci}^r$  і вектор бінормального прискорення  $a_{Ci}^b$ . Для того, щоб визначити прискорення центра мас окремих складових агрегату, розглянемо приклад – визначення прискорення точки  $C_1$ , що є центром мас трактора, із застосуванням датчиків прискорень, які встановлені в точках  $A$  і  $B$  – рисунок 4.4 – у горизонтальній площині.

Припустимо, що трактор у цій площині рухається плоскопаралельно. В такому випадку прискорення точок  $A$  і  $B$  можна обчислити за допомогою залежностей такого типу:

$$\begin{aligned} a_A &= a_{C1} + a_{AC1} = a_{C1} + a_A^\tau, \\ a_B &= a_{C1} + a_{BC1} = a_{C1} + a_B^\tau. \end{aligned} \quad (4.12)$$

де  $a_{AC1}$  і  $a_{BC1}$  – прискорення обертального руху точок  $A$  і  $B$ , відповідно, відносно центра ваги трактора – дотичні прискорення обертального руху трактора  $a_{\tau A}$  і  $a_{\tau B}$ .

Використовуючи визначення дотичного прискорення, можемо записати:

$$\begin{aligned} a_A^\tau &= \varepsilon_{mp} \cdot AC_1; \\ a_B^\tau &= \varepsilon_{mp} \cdot BC_1. \end{aligned} \quad (4.13)$$

де  $\varepsilon_{mp}$  – кутове прискорення повороту трактора в горизонтальній площині;  $AC_1$  і  $BC_1$  – відстані від центра ваги трактора до місць установки акселерометрів.

З огляду на установку датчиків прискорень, можемо записати:

$$\begin{aligned} a_A^\tau &= a_A^y; \\ a_B^\tau &= a_B^y. \end{aligned} \quad (4.14)$$

і, з урахуванням залежності (4.13), отримаємо:

$$\frac{a_A^y}{AC_1} = \frac{a_B^y}{BC_1}. \quad (4.15)$$

Якщо прийняти, що акселерометр, встановлений в точці  $A$  – основний, а в точці  $B$  – допоміжний, то з (4.15) можна записати:

$$a_A^y = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1}. \quad (4.16)$$

або, з урахуванням (4.12), після перетворення, отримаємо:

$$a_{C1} = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1} - a_A. \quad (4.17)$$

Підставляючи показання датчика в точці  $A$  за відповідними вісями координат, матимемо:

$$a_{C1} = \frac{a_B^y AC_1}{BC_1} - \sqrt{(a_A^x)^2 + (a_A^y)^2}. \quad (4.18)$$

Залежність (4.18) дає можливість досить легко обчислити поперечну складову вектора прискорення центру мас трактора в поздовжній площині, враховуючи, що трактор є абсолютно твердим тілом, а отже, відповідно,  $a_{C1}^x = a_A^x = a_B^x$ .

У цьому випадку поперечну компоненту можна знайти як суму поздовжньої та поперечної складових:

$$a_{C1} = \sqrt{(a_{C1}^x)^2 + (a_{C1}^y)^2}. \quad (4.19)$$

Подібним чином, спираючись на ті ж самі міркування, можна обчислити прискорення та обертання центру мас трактора та його елементів у вертикальній площині, а також прискорення транспортно-технологічної машини у двох розглянутих ортогональних площинах.

#### 4.1.3 Вимір кута нахилу точок кріплення остову трактора

Для перевірки відповідності показань акселерометрів та зменшення розрахунків, кут нахилу остова трактора під час розгону визначався інклінометром.

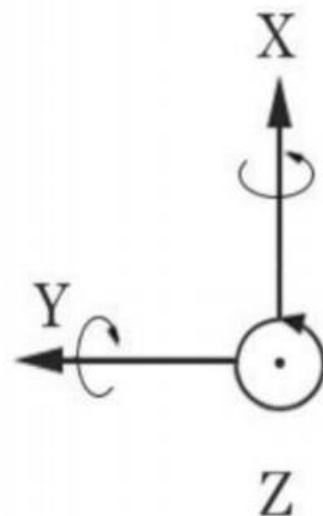


Рисунок 4.5 – Цифровий інклінометр із зазначенням осей обертання



Рисунок 4.6 – Інклінометр (кутомір P15-01) [114]

Цифровий кутомір P15-01 призначений для вимірювання кутів нахилу в машинобудуванні, меблевому виробництві, побуті.

Прилад може вимірювати кути в градусах, відсотках, перепад висот в мм/м. Основа приладу має V-подібний виріз із вбудованим магнітом для кріплення на феромагнітних поверхнях, в тому числі трубах. Довжина бази 150 мм. Важливою перевагою даного приладу є надійний корпус із класом захисту IP65. Кутомір має підсвітку дисплея, що автоматично вимикається через 30 секунд. Автовимкнення приладу через 5 хвилин бездіяльності.

Технічні характеристики [114]:

|                           |                             |
|---------------------------|-----------------------------|
| Діапазон вимірювань, °    | 4 x 90                      |
| - мм/м                    | 0 - 1000                    |
| - %                       | 0 - 100                     |
| Найменша ціна поділки, °  | 0,05                        |
| Похибка вимірювань, °     | ±0,15                       |
| Довжина бази, мм          | 150                         |
| Параметри електроживлення | батарея 1,5 типу ААА - 2 шт |
| Габаритні розміри, мм     | 151 x 60 x 32               |

#### 4.1.4 Методика дослідження прискорення кабіни трактора у складі транспортно-технологічного агрегату

Об'єкт експериментальних досліджень – трактор John Deere 8310R в агрегаті з транспортно-технологічною машиною МЖТ-16 на ґрунтовій дорозі – рисунок 4.7.



Рисунок 4.7 – Об'єкт експериментальних досліджень

Порядок проведення експериментальних робіт:

1. Монтування вимірювальних приладів на об'єкт дослідження;
2. Транспортно-технологічний агрегат перевозиться до місця проведення експерименту, а трактор переводиться в робочий режим експлуатації його складових;
3. На транспортно-технологічний агрегат встановлюють чотири датчики прискорень (по два на трактор, на підлогу кабіни, і на транспортно-технологічну машину), вимірюється відстань від центру мас трактора та машини (згідно з їх технічними характеристиками) до кожного датчика. Нахил остову визначається інклінометром, закріпленим на рамі трактора біля його центру мас. Виконується калібрування і самодіагностика датчиків за допомогою вбудованих алгоритмів;
4. Відмічається ділянка ґрунтової дороги довжиною 100 м з ухилом несучої поверхні, що не перевищує 2%;
5. На початку заїзду транспортно-технологічна машина заповнюється до максимально допустимого рівня;

6. Виконується розгін транспортно-технологічного агрегату з нульової швидкості за працюючої та заблокованої системи амортизації кабіни;

7. За допомогою реєстраційно-вимірювального комплексу фіксуються такі параметри:

- а) компоненти векторів прискорень за кожним датчиком,  $\text{м/с}^2$ ;
- б) фактична швидкість руху агрегату,  $\text{м/с}$ ;
- в) температура датчиків та навколишнього середовища (для оцінки точності вимірювань),  $^{\circ}\text{C}$ ;

8. Операції, описані в пункті 6, повторюються не менше п'яти разів на різних типах опорних поверхонь (грунтова та асфальтована дорога);

9. По завершенню основних досліджень проводиться детальний аналіз отриманих експериментальних даних.

#### **4.2 Результати експериментальних досліджень**

За результатами експериментальних досліджень побудовані спектральні щільності вертикальних прискорень підлоги кабіни трактора John Deere у складі транспортно-технологічного агрегату John Deere 8310R+МЖТ-16 при розгоні на різних опорних поверхнях (рисунок 4.8).

Встановлено, що при розблокованій підвісці спостерігається збільшення вертикальних прискорень підлоги кабіни до  $0,43 \dots 0,44 \text{ м/с}^2$  в залежності від типу опорної поверхні.

Блокування підвіски кабіни при розгоні агрегату дозволяє знизити дані значення до  $0,12 \text{ м/с}^2$ , підтверджує результати аналітичних досліджень.

При виконанні польових досліджень встановлено максимальне значення кута нахилу остову трактора в  $2,25$  град.

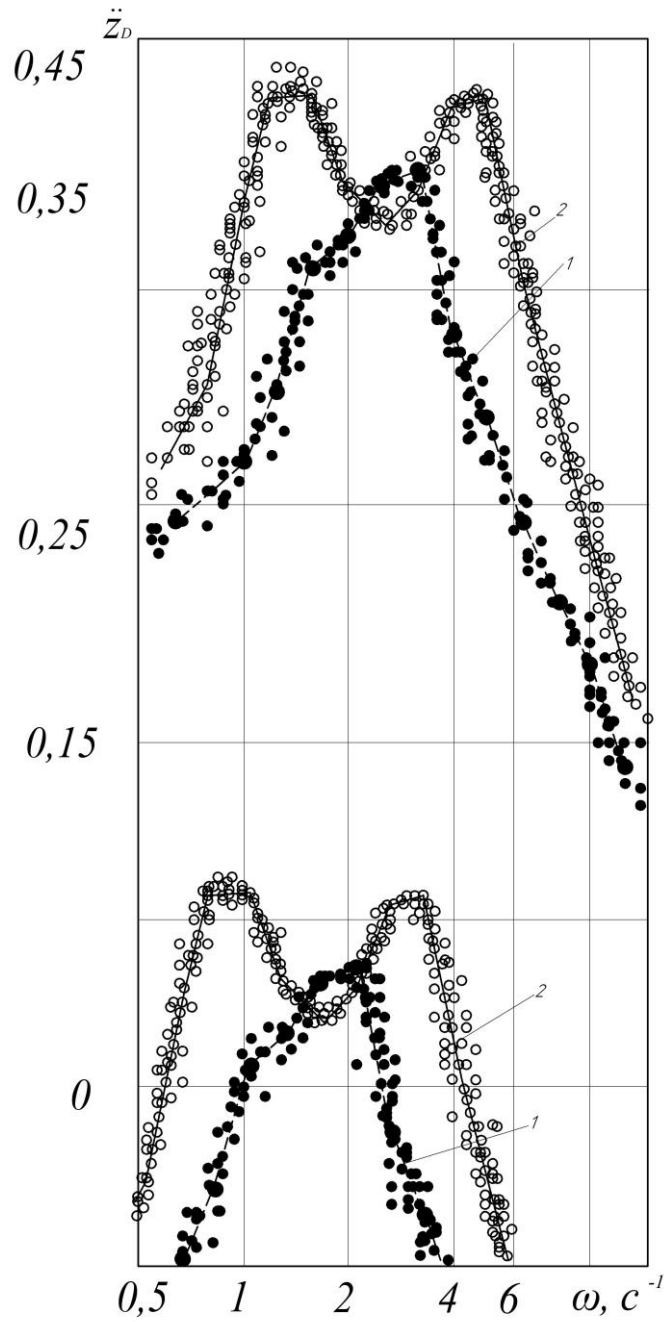


Рисунок 4.8 – Спектральні щільності вертикальних прискорень точки  $E$  кабіни трактора John Deere у складі транспортного агрегату John Deere 8310R + МЖТ-16 при розгоні на різних опорних поверхнях з різною початковою швидкістю з блокованим та незаблокованим мостом;  
1 – ґрунтова дорога, 2 – асфальтована дорога

## Висновки до розділу 4

1. У процесі виконання експериментальних досліджень, які проводились у реальних польових умовах згідно з попередньо розробленими методиками, була підтверджена відповідність побудованої математичної та фізичної моделей. Зокрема, результати підтвердили адекватність моделі, що описує процеси формування вертикальних реакцій на колесах сільськогосподарського трактора загального призначення, а також амплітудно-частотних характеристик окремих вузлів і конструктивних елементів даного енергетичного засобу.

2. У ході досліджень встановлено, що при експлуатації трактора з розблокованою підвіскою кабіни спостерігається зростання рівня вертикальних прискорень на поверхні підлоги кабіни до значень, які коливаються в межах від 0,43 до 0,44 м/с<sup>2</sup>, причому ці значення змінюються залежно від типу опорної поверхні, по якій рухається транспортно-технологічний агрегат.

3. Додатково з'ясовано, що у випадку застосування блокування підвіски кабіни в процесі розгону агрегату, рівень вертикальних прискорень значно знижується – до величини, що дорівнює 0,12 м/с<sup>2</sup>. Такий результат цілком співпадає з даними, отриманими в процесі проведення аналітичного моделювання, що слугує підтвердженням достовірності застосованих методів дослідження.

4. Розбіжність розрахункових і експериментальних результатів, яка оцінена за середнім та максимальним значенням, є задовільною та не перевищує 10%.

## ВИСНОВКИ

В дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукового завдання, що виявляється в моделюванні процесів формування коливального руху елементів при розгоні колісного трактора загального призначення у складі тракторно-транспортного агрегату, як процесу нелінійної динаміки багатомасової механічної системи з характеристиками, які залежать від гакового навантаження на трактор та диференту його остова. Це дозволило підвищити динамічні та ергономічні показники тракторно-транспортного агрегату на базі трактору загального призначення.

1. Проведеним аналізом результатів відомих досліджень встановлено, що на сучасному етапі розвитку виробництва продукції рослинництва транспортні агрегати на базі колісних тракторів є найбільш затребуваними. При цьому експлуатація таких агрегатів передбачає високі коливальні навантаження, що викликані суттєвими гаковими зусиллями, нерівністю опорної поверхні тощо. Для покращення динамічних показників колісних тракторів в процесі експлуатації передбачено використання підвісок мостів та кабін, що значно покращують ергономічні показники. Однак, наявність великих навантажень на гаку трактора призводить до перерозподілу вертикальних реакцій за мостами трактора та виникнення диференту остову, що суттєво змінює динамічну картину руху агрегату, особливо під час розгону.

2. Вирішена нова наукова задача, спрямована на підвищення динамічних та ергономічних показників тракторно-транспортного агрегату під час розгону. За допомогою вдосконаленої теорії формування вертикальних навантажень при перерозподілі зчіпної ваги трактора обґрунтований (на прикладі трактора John Deere 8310R) раціональний інтервал гакового навантаження, при якому спостерігається збереження зчеплення переднього мосту з опорною поверхнею. Встановлені залежності зміни вертикальних навантажень та диферента остова трактора від гакового навантаження.

У результаті аналітичного моделювання обґрунтовано раціональний інтервал гакового навантаження  $F_{kp} = [0; 110] \text{ кН}$ , що забезпечує збереження зчеплення переднього мосту з опорною поверхнею та повздовжню стійкість машини.

Встановлено, що при  $F_{kp} \rightarrow \infty$  спостерігається значна зміна вертикальних реакцій на колесах. При цьому значення  $Y_2$  різко зростає на рівні  $F_{kp} = 60 \text{ кН}$ , що пов'язано з недостатньою миттєвою потужністю двигуна  $N_e$ , в той час як вертикальна реакція  $Y_1$  на передній вісі при  $F_{kp} = 110 \text{ кН}$  наближається до нуля, а при  $F_{kp} > 110 \text{ кН}$  можлива втрата повздовжньої стійкості трактора. При  $F_{kp} > 55 \text{ кН}$  кут повороту трактора  $\theta$  відносно поперечної осі збільшується майже у 1,25 рази, а при рушанні з місця вертикальне прискорення перевищує  $0,4 \text{ м/с}^2$ , що більше за гранично-допустиме значення  $0,15 \text{ м/с}^2$  у понад 2 рази.

Дані закономірності відрізняються від відомих врахуванням граничних значень гакового навантаження та їх впливу на розгінні характеристики агрегату.

3. За вдосконаленою теорією формування вертикального переміщення та вертикального прискорення остова трактора, яка враховує граничне значення гакового навантаження, визначено, що при роботі трактора виникають низькочастотні коливання кабіни ( $2 \dots 3 \text{ Гц}$ ), з вертикальними прискореннями до  $0,45 \text{ м/с}^2$ , що перевищують граничні значення ( $0,15 \text{ м/с}^2$ ) більше ніж в два рази.

4. Розроблено динамічну коливальну модель підвіски кабіни трактора John Deere, яка враховує диферент остову при розгоні з місця з завантаженим причепом. За вдосконаленою моделлю отримано амплітудно-частотні характеристики кабіни трактора John Deere 8310R, які показують, що при розблокованій підвісці коливання остову передаються на кабіну та частково гасяться, але внаслідок впливу диференту амплітуда вертикальних прискорень знову досягає  $0,42 \text{ м/с}^2$ , що перевищує допустимі межі.

Блокування підвіски під час розгону дозволяє знизити вертикальні коливання до  $0,12 \text{ м/с}^2$ , що відповідає ергономічним вимогам для комфортної роботи оператора.

5. Проведені по розроблених методиках експериментальні дослідження в польових умовах підтвердили адекватність математичної моделі формування вертикальних реакцій на колесах трактора та амплітудно-частотних коливань окремих його елементів. Розбіжність розрахункових і експериментальних результатів, яка оцінена за середнім та максимальним значенням, є задовільною та не перевищує 10%.

7. На основі проведених досліджень розроблені рекомендації по експлуатації тракторів загального призначення, обладнаних активною підвіскою кабіни, що прийняті для практичного використання.

Результати експлуатаційно-технологічних досліджень в Приватній науково-дослідній та комерційно-консультативній фірмі «КОНКОРД-ГЕЙ» трактора загального призначення John Deere 8310R в агрегаті з сільськогосподарською машиною для внесення добрив МЖТ-16 показали зменшення втомлюваності оператора за рахунок блокування підвіски кабіни під час розгону агрегату на 23,8% (за годинами наробітку). Це дозволило отримати річний економічний ефект при виконанні робіт в розмірі *15014,23 грн.* на один агрегат в 2024 р.

8. Теоретичні результати дослідження використовуються Харківською філією Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» у напрямку оцінки тягово-динамічних та енергетичних показників тракторів загального призначення при їх затвердження типу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Трактори та автомобілі. Ч.7. Практикум. Технологічні основи мобільних енергетичних засобів: Навч. посібник / В.М. Антощенко, Р.В. Антощенко, М.П. Артьомов, А.Т. Лебедєв. За ред. проф. А.Т. Лебедєва. – Х.: Факт, 2013. – 232 с.
2. Швець, В. М. (2015). Трактори і автомобілі: експлуатація та ремонт. – Вінниця: ТОВ «Нілан-ЛТД», 326 с.
3. Сердюк В. С., Гудзь В. О. Трактори: будова, експлуатація, обслуговування (2017). Полтава. 348 с.
4. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles (4th ed.) (2008). John Wiley & Sons. Hoboken, USA. 558 с.
5. Goering C.E., Stone M.L., Smith D.W., Turnquist P.K. Off-road vehicle engineering principles (2003). ASAE. St. Joseph, USA. 606 с.
6. Hettiarachchi H.A.N.P., Wijesundara C. Effect of tire configurations on field performance of tractors (2020). International Journal of Agricultural Research 15(2). Sri Lanka. C. 62–69.
7. Shafaei S., Loghavi M. Field performance of 4WD tractors with dual wheels (2011). Journal of Agricultural Science and Technology 13. Iran. C. 901–910.
8. Beckett T.S., Moreira V.R. Field performance indicators of agricultural tractors (2010). Journal of Agricultural Engineering Research 76(4). UK. C. 405–412.
9. Сахно В.П. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів: навчальний посібник. -Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014. – 444 с.
10. Шевченко В. І. Трактори: конструкція, технологічні властивості та експлуатація / В. І. Шевченко. — Київ : Урожай, 2019. — 350 с. — ISBN 978-966-1234-56-7.
11. Rashidi M., Jahanshahi R. Evaluation of fuel consumption efficiency of two-wheel-drive and four-wheel-drive tractors (2011). ARPN Journal of Agricultural and Biological Science 6(6). Malaysia. C. 49–54.

12. Іванов О. С. Основи тракторної техніки: конструкція і технологічні властивості / О. С. Іванов. — Одеса: Технопрес, 2018. — 270 с. — ISBN 978-966-7890-12-3.

13. Семененко Г. М. Класифікація та технологічні властивості тракторної техніки в сільському господарстві / Г. М. Семененко. — Дніпро : Агропром, 2016. — 240 с. — ISBN 978-617-6543-21-4.

14. Лебедєв С. А., Козлов Ю. Ю., Лебедєв А. Т., Коробко А. І. Вимірювання тягового зусилля на гаку трактора з використанням інформаційних технологій. Матеріали Міжнародної наук.-практ. конф. «Молодь і технічний прогрес в АПВ», 23–24 листопада 2023 р., Харків: ДБТУ, 2023, с. 40–41.

15. Лебедєв А. Т., Шуляк М., Стельмах А. Аналіз методів та засобів оцінки тягових властивостей трактора. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле та тракторобудування. 2022, № 2 (156), с. 108–117. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.2.12>.

16. Прогнозування тягово-динамічних характеристик локомотивів методом імітаційного моделювання : монографія / М. І. Горбунов, М. В. Ковтанець, О. В. Сергієнко, Т. М. Ковтанець, В. С. Ноженко. — Сєверодонецьк : ЄНУ, 2021. — 94 с.

17. Wu Q., Spiryagin M., Wolfs P. та Cole C., (2019). Traction modelling in train dynamics. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 233(4), pp.389–400. DOI: 10.1177/0954409717754091.

18. Wu, Q., Spiryagin, M. та Cole, C., (2020). Train energy simulation with locomotive adhesion model. Railway Engineering Science, 28(1), pp.75–84. DOI: 10.1007/s40534-019-0188-4.

19. Zhu T., Liu S., Xiao S. та Che Q., (2019). Train collision dynamic model considering longitudinal and vertical coupling. Advances in Mechanical Engineering, 11(10), pp.1–12. DOI: 10.1177/1687814019880123.

20. Li H., Li L., Dong X. та ін., (2025). Research on train vertical vibration and electromechanical system interaction. *Railway Engineering Science*. (Опубліковано онлайн 18 березня 2025). DOI: 10.1007/s40534-025-00345-2.

21. Bureika G. та Mikaliūnas Š., (2002). Peculiarities of traction forces in wheel/rail contact area. *Transport*, 17(1), pp.8–14. DOI: 10.3846/16484142.2002.10414034.

22. Кравченко І. В. Дослідження підвищення ефективності використання енергонасиченості та маси машино-тракторного агрегату / І. В. Кравченко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2012. – № 19. – С. 15-21.

23. А. Лебедєв, С. Лебедєв, А. Коробко, І. Шевченко Формування тяговошвидкісних властивостей трактора загального призначення. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Сільськогосподарська техніка та обладнання: прогнозування, конструювання, випробування. № 31(45) (2022). С. 86-95. [http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-2-31\(45\)-7](http://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2022-2-31(45)-7).

24. Zhao H., Liu Z., et al. A dynamic model of tractor-trailer system for traction force measurement // *Sensors*. – 2019. – Vol. 19(3). – Article ID: 502. – DOI: 10.3390/s19030502.

25. Kobelski A., Osinenko P., Streif S. Online identification of traction parameters using adaptive Kalman filtering // *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. – 2023. – Early Access. – DOI: 10.1109/TCST.2023.3252345

26. Watanabe M., Sakai K. Modeling tractor instability during side-slope operations // *Journal of Terramechanics*. – 2021. – Vol. 95. – P. 27–36. – DOI: 10.1016/j.jterra.2020.12.002.

27. Сахно В. П., Мурований І. С., Онищук В. П., Стельмашук С. В. Стійкість автопоїздів під час гальмування: вплив коефіцієнтів зчеплення та ухилів дороги // Вісник ХНАДУ. – 2020. – № 89. – С. 34–40.

28. Подригало М. А. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобіля / М. А. Подригало // Науковий вісник НУХТ. – 2017. – № 3(119). – С. 85–91.

29. Стоцко З. А. Теорія динамічної стійкості транспортних засобів / З. А. Стоцко. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015. – 230 с.

30. Гузь О. М. Лінійні моделі пружних тіл у механіці деформівного тіла / О. М. Гузь. – К.: Наук. думка, 2009. – 384 с.

31. Тимошенко С. П. Теорія пружності / С. П. Тимошенко. – К.: Наукова думка, 2006. – 480 с. (Оригінал: Timoshenko S. Theory of Elasticity. New York: McGraw-Hill, 1951).

32. Ларін О. А., Матейчик В. П. Застосування багатомасштабного підходу до моделювання надійності пневматичної шини як елемента системи «автомобіль–шина–дорога» // Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. – 2013. – № 758. – С. 45–52.

33. Полянський О. О., Дубінін Є. О., Коробко А. А., Байдала В. О. Підвищення якості оцінювання стійкості колісних машин при змінних умовах експлуатації за допомогою теорії обмежень // Проблеми механіки транспорту. – 2023. – № 3. – С. 74–81.

34. Осташевський С. С. Дослідження здатності системи «автомобіль–водій–дорога» до об’їзду несподіваної перешкоди // Науковий вісник НТУ. – 2014. – № 100. – С. 51–57.

35. Нанівський С. М., Цимбаліста О. Й. Моделювання динамічної взаємодії колісного транспортного засобу з дорожнім покриттям з урахуванням опорів руху // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2020. – № 4(92). – С. 97–105.

36. Калінчук В. П., Горобець В. Ю. Система автоматизованого моделювання руху транспортного засобу у змінних дорожніх умовах // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2022. – № 3. – С. 62–67.

37. Кожушко А. П. Динамічний аналіз та методи поліпшення плавності ходу колісного трактора при транспортуванні рідких вантажів: дис. ... д ра

техн. наук: 05.22.02 / Кожушко Андрій Павлович. – Харків: НТУ «ХПІ», 2021. – 333 с.

38. Галич І. В., Антощенко Р. В. До аналізу впливу коливань елементів машинно тракторного агрегату на динамічні та експлуатаційні показники // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2017. – № 9. – С. 103–107.

39. Галич І.В. Підвищення ефективності експлуатації машиннотракторного агрегату зниженням коливань елементів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Галич Іван Васильович. – Харків: ХНТУСГ, 2021. – 197 с.

40. Антощенко Р. В. Динаміка та енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Антощенко Роман Вікторович. – Харків: ХНТУСГ, 2018. – 244 с.

41. Кухаренко П. М. Дослідження впливу параметрів налаштувань на техніко експлуатаційні показники та надійність машинно тракторних агрегатів на базі тракторів John Deere 8335R // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортних комплексів. – 2018. – № 11. – С. 207–213.

42. Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. 317 с.

43. Кюрчев В. М. Механіко-технологічні основи агрегування орнопросапних тракторів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11, Нац. акад. аграр. Наук України, Нац. наук. центр "Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва". Глеваха, 2015. 440 с.

44. Козаченко О. В. Ресурсозбереження в сільськогосподарських агрегатах при виконанні технологічних операцій у рослинництві: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 317 с.

45. Шуляк М. Л. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах: дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 - автомобілі та

трактори, 27 - транспорт / Шуляк Михайло Леонідович; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2017. - 402 с.

46. Біліченко В. В., Матвійчук Д. М. Покращення динамічних властивостей засобу рухомості озброєння шляхом встановлення дизельних двигунів при проведенні модернізації // Вісник машинобудування та транспорту. – 2023. – № 2. – С. 16–24. – DOI:10.31649/2413 4503 2023 18 2 16 24.

47. Проблеми та перспективи аграрної галузі в 2025 році: інтерв'ю Міністра аграрної політики та продовольства [Електронний ресурс]. URL: <https://uga.ua/meanings/problemy-ta-perspektyvy-agrarnoyi-galuzi-v-2025-rotsi-interv-yu-ministra-agrarnoyi-polityky-ta-prodovolstva/>.

48. Колеснік І.В. Підвищення ефективності контролю технічного стану рульового керування трактора на транспортних роботах: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Колеснік Іван Васильович. – Харків: ХНАДУ, 2018. – 191 с.

49. Калінін Є. І. Формування системних властивостей транспортно-технологічних агрегатів змінної маси: дис. ... доктора техн. наук : 05.22.20 - автомобілі та трактори, 27 - транспорт / Калінін Євген Іванович; М-во освіти і науки України, ХНАДУ. - Харків, 2019. - 378 с.

50. Сільськогосподарська техніка, потенціал ринку в Україні [Електронний ресурс]. URL: [https://www.mondomacchina.it/en/agricultural-machinery-market-potential-in-ukraine-c3055?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.mondomacchina.it/en/agricultural-machinery-market-potential-in-ukraine-c3055?utm_source=chatgpt.com).

51. А.Т. Лебедєв, С.А. Лебедєв, А.І. Коробко, М.Л. Шуляк, М.М. Мурчич, О.О. Пирогов Енерготехнологічна адаптація тракторів загального призначення. Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування №2, 2023. С. 61-69. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.2.07>.

52. Причіп зерновоз DL-ПС 1020 [Електронний ресурс]: URL: [https://dlight.com.ua/ua/product/prichip-zernovoz-dl-ps-1020?utm\\_source=chatgpt.com](https://dlight.com.ua/ua/product/prichip-zernovoz-dl-ps-1020?utm_source=chatgpt.com).

53. Що вибрати: причіп чи напівпричіп? Топ-3 причепа від виробника. [Електронний ресурс]. URL: <https://dellif.com.ua/uk/chto-vybrat-pricep-ili-polupricep-top3-pricepa-ot-proizvoditelya>.

54. Трактори і автомобілі. Частина 3. Шасі / А.Т. Лебедеєв, В.М. Антощенко, М.Ф. Бойко, Д.І. Мазоренко та ін.; Під ред. А.Т. Лебедеєва. – К.: Вища освіта, 2004. – 340 с.

55. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни: Навч. посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедеєв та ін.: За ред. проф. А.Т. Лебедеєва. – К.: Вища шк., 2000. – 357 с.

56. ХТЗ-248К.20: офіційний сайт [Електронний ресурс]. URL: <http://xtz.ua/ua/kolisni-tractory/xtz-248k-20.html>.

57. Овсієнко, М. І. Статистичний аналіз результатів експериментальних вимірювань сигналів динамічних систем : магістерська кваліфікаційна робота / М. І. Овсієнко ; наук. керівник: В. І. Литвиненко. – Київ : Нац. авіац. ун-т, 2023. – 92 с.

58. Ріпецький, Є. Й., Ріпецький, Р. Й. Методи опрацювання експериментальних даних експлуатаційного навантаження частотної структури при оцінці довговічності / Є. Й. Ріпецький, Р. Й. Ріпецький // Сучасні проблеми наукового забезпечення інноваційного розвитку техніки і технологій для агропромислового комплексу України : матеріали Всеукр. наук.-техн. конф., Харків, 15–16 квітня 2015 р. – Харків : ХНТУСГ, 2015. – С. 124–127.

59. Саєнко, Ю. Л., Бараненко, Т. К. Спектрально-кореляційний аналіз різкозмінних навантажень як випадкових процесів / Ю. Л. Саєнко, Т. К. Бараненко // Вісник машинобудування та транспорту. – 2014. – № 1(8). – С. 55–62.

60. Боднар Б. Є., Капіца М. І., Кислий Д. М. Визначення сили тяги локомотива з урахуванням нерівномірності навантаження колісно-моторних блоків / Б. Є. Боднар, М. І. Капіца, Д. М. Кислий // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, № 6 (48), с. 63–71. doi:10.15802/stp2013/19677.

61. Кожушко, А. П., Кальченко, Б. І., Янчик, О. Г., Кобець, Г. О. Обґрунтування впровадження системи підресорювання кабіни колісного

трактора / А. П. Кожушко, Б. І. Кальченко, О. Г. Янчик, Г. О. Кобець // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and Tractor Construction. – Харків : НТУ "ХПІ", 2022. – № 1. – С. 73-83. – DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.09

62. Погорілий, В. Л., Говоруха, В. С., Склярова, Г. А. Оцінка ймовірнісних змін вертикальних реакцій на колесах трактора при нерівномірному розподілі тягового зусилля / В. Л. Погорілий, В. С. Говоруха, Г. А. Склярова // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2020. – № 213. – С. 110–115.

63. Боднар, Б. Є., Капіца, М. І., Кислий, Д. М. Визначення сили тяги локомотива з урахуванням нерівномірності навантаження колісно-моторних блоків / Б. Є. Боднар, М. І. Капіца, Д. М. Кислий // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – 2013. – № 6(48). – С. 63–71. – DOI: 10.15802/stp2013/19677.

64. Watanabe K., Sakai S. Simulation analysis of dynamic instability in tractor steering caused by uneven traction loads / K. Watanabe, S. Sakai // Biosystems Engineering. – 2021. – Vol. 200. – P. 117–126. – DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2020.11.009.

65. Filla R., Ericsson A., Palmberg J.-O. (2005) Filla, R., Ericsson, A., Palmberg, J.-O. Dynamic simulation of construction machinery: Towards an operator-in-the-loop simulation environment / R. Filla, A. Ericsson, J.-O. Palmberg // Proceedings of the 6th International Fluid Power Conference (IFK). – 2005. – Vol. 2. – P. 443–454.

66. Мамонтов, А.Г. Поліпшення показників плавності ходу та динамічної навантаженості ходових систем колісних тракторів на транспортних роботах : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / Мамонтов Анатолій Григорович. – Харків, 2019. – 194 с.

67. Кожушко, А. П. Динамічний аналіз та методи поліпшення плавності ходу колісного трактора при транспортуванні рідких вантажів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Кожушко Андрій Петрович. – Харків : НТУ "ХПІ", 2021. – 180 с.

68. Митропан, Д. М., Великодний, В. М., Ребров, О. Ю. Поліпшення динамічних характеристик гусеничних рушіїв тракторів на основі оптимізації параметрів ходової частини / Д. М. Митропан, В. М. Великодний, О. Ю. Ребров // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – 2017. – № 25(1252). – С. 59–64.

69. Bonanno, A., Paoluzzi, R. Vehicle dynamic simulation for efficiency improvement in agricultural tractors / A. Bonanno, R. Paoluzzi // Proceedings of the 11th ISTVS European Conference and the 20th Annual Meeting of the Terramechanics Society. – Italy, 2011. – P. 221–228.

70. Sim, K. B., Yoo, D. Y., Kim, S. H. Ride comfort improvement of agricultural tractor by semi-active cab suspension / K. B. Sim, D. Y. Yoo, S. H. Kim // Journal of Terramechanics. – 2017. – Vol. 72. – P. 29–36. – DOI: 10.1016/j.jterra.2017.03.001.

71. Hung, T. T., Long, L. X. Analysis of hydro-pneumatic suspension system for agricultural vehicle in dynamic mode / T. T. Hung, L. X. Long // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – Springer, 2023. – P. 437–446. – DOI: 10.1007/978-981-99-3221-1\_40.

72. Є Калінін, І Колеснік, І Лебедева, Т Балабай Математична модель гусеничного трактора з урахуванням зміни гакового навантаження та вертикальних коливань остова. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. Сільськогосподарська техніка та обладнання: прогнозування, конструювання, випробування № 24(38) (2019), С. 49-62.

73. Іваненко, П. М., Ковальчук, В. О. (2018). Вплив типу опорної поверхні на вібраційні характеристики рухомого обладнання. Журнал "Транспортні системи", 12(3), 45-52.

74. Петренко, С. В., Лисенко, О. І. (2020). Дослідження вібраційного режиму автомобілів при русі по різних типах доріг. Матеріали конференції "Сучасні технології в транспорті", Київ, 112-118.

75. Смірнов, Д. А., Гончарук, Ю. М. (2019). Вплив нерівностей дорожнього покриття на динамічні навантаження автомобіля. Технічний вісник, 8(1), 27-33.

76. Коваленко В. П., Іваненко М. С. Аналіз резонансних процесів у системі підресорювання автомобіля з урахуванням властивостей шин / В. П. Коваленко, М. С. Іваненко // Транспортні технології. — 2019. — Т. 14, № 2. — С. 33–40.

77. Петренко О. І., Литвиненко С. В. Вплив релаксаційних коливань шин на динамічну поведінку підвісної системи / О. І. Петренко, С. В. Литвиненко // Динаміка транспортних засобів: Матеріали міжнар. конф. — Київ, 2020. — С. 55–60.

78. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів // Ndipvt.com.ua. URL: [https://www.ndipvt.com.ua/zbirnyk\\_2018\\_10.html](https://www.ndipvt.com.ua/zbirnyk_2018_10.html).

79. Оцінка умов праці при роботі на тракторах // Studopedia.su. URL: [https://studopedia.su/13\\_43039\\_otsinka-umov-pratsi-pri-roboti-na-traktorah.html](https://studopedia.su/13_43039_otsinka-umov-pratsi-pri-roboti-na-traktorah.html).

80. Іванов І. П. Стійкість коливань трактора як двомасової системи з двома нелінійностями типу сухого тертя в режимах резонансів / І. П. Іванов // Вісник транспортних технологій. — 2020. — Вип. 3. — С. 45–52.

81. Петров О. В. Метод виявлення втрати стійкості руху тракторів при буксируванні причепа або зчіпленого агрегату / О. В. Петров // Технічна механіка. — 2019. — Т. 36, № 4. — С. 88–95.

82. Сидоренко М. С. Фрикційні сили в зоні контакту колеса з ґрунтом при повороті транспортного засобу / М. С. Сидоренко // Механіка машин. — 2018. — Т. 29, № 2. — С. 113–120.

83. Метод виявлення втрати стійкості руху тракторів при буксируванні причепа або зчіпленого агрегату // Вісник екологічної безпеки та

збалансованого розвитку. URL: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/article/view/321266>.

84. Моделювання стійкості руху машинно-тракторних агрегатів на базі трактора модульного типу / *Applied Sciences*, MDPI. — Режим доступу: <https://www.mdpi.com/2076-3417/15/5/2822> (дата звернення: 21.06.2025).

85. Іваненко С. П., Коваленко В. М. Моделювання та симуляція динаміки трансмісії та коливань трансмісії для ґрунтових транспортних засобів // *Вісник машинобудування*. — 2021. — Т. 34, № 2. — С. 115–124.

86. Кузьменко Д. М. Вплив вібрацій на тертя: контактено-механічна перспектива // *Фізика тертя та зношування*. — 2018. — Т. 54, № 1. — С. 23–32.

87. Ребров О. Ю. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту: дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.22.02 : галузь знань 13 / Олексій Юрійович Ребров ; наук. консультант Кальченко Б. І. ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". — Харків, 2021. — 423 с.

88. Liu H., Gao H., Wang J., Zhang Q. Multi-body model of agricultural tractor for vibration transmission investigation // *Journal of Vibration and Control*. — 2023. — Vol. 29, № 3–4. — P. 471–483.

89. Zeng Y., Li L., Ma J., Wang Y. Analysis of vibration characteristics of tractor–rotary cultivator combination based on time domain and frequency domain // *Agronomy*. — 2022. — Vol. 12, № 10. — P. 2431.

90. Zhang C., Guo S., Wu M., Jiang Y. Vibration characteristics analysis and suspension parameter optimization of tractor/implement system with front axle suspension under ploughing operation condition // *Applied Sciences*. — 2022. — Vol. 12, № 17. — P. 8725.

91. ДСТУ ГОСТ 16519:2008 Вібрація. Визначення параметрів вібраційної характеристики ручних машин і машин з ручним керуванням. Загальні вимоги (ГОСТ 16519-2006 (ИСО 20643:2005), IDT; ISO 20643:2005, NEQ).

92. Надикто В., Кюрчев В., Аюбова Н., Масалабов В., Кістечок О. Перспективи підвищення продуктивності машинно-тракторного агрегату // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2019. – Т. 8, № 2(2). – С. 85–89.

93. Основні відомості про коливання трактора й автомобіля. Рівняння коливань. Студопедія. URL: [https://studopedia.org/10\\_10186\\_osnovni-vidomosti-pro-kolivannya-traktora-i-avtomobilya.html](https://studopedia.org/10_10186_osnovni-vidomosti-pro-kolivannya-traktora-i-avtomobilya.html).

94. Охмат П.К., Мельниченко В.І. Основи теорії та розрахунку трактора і автомобіля: навч. посібник / П.К. Охмат, В.І. Мельниченко. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. – 257 с.

95. Трактори та автомобілі. – Ч. 8. – Практикум. Основи теорії та розрахунку тракторів і автомобілів: навч. посібник / В. М. Антощенков, Р. В. Антощенков, М. П. Артьомов, А. Т. Лебедєв // за ред. проф. А. Т. Лебедєва. – Х.: Факт, 2013. – 256 с.

96. Ладанюк А.П., Кишенько В.Д. Математичне моделювання нестационарних режимів технологічних комплексів // Харчова промисловість. – 2004. – № 3. – С. 160–162.

97. Іванов І.І., Петренко П.П. Влияние вертикальных и продольных угловых колебаний на организм оператора // Медична інженерія. – 2019. – № 2. – С. 45–50.

98. Сидоренко В.В. Динамічні характеристики транспортних засобів та їх вплив на здоров'я водіїв // Технічна механіка транспорту. – 2020. – № 3. – С. 22–27.

99. Ковальчук О.М. Вібраційне навантаження на операторів сільськогосподарської техніки // Агроінженерія. – 2021. – № 1. – С. 15–20.

100. Мельник С.С. Вплив вібрацій на здоров'я водіїв автомобілів // Журнал транспорту та безпеки. – 2022. – № 4. – С. 30–35.

101. Кальченко Б.І., Ребров О.Ю., Мамонтов А.Г., Кожушко А.П., Якунін М.Є. Динаміка руху колісних тракторів. Харків: Мірошніченко О.А., 2021. 280 с.

102. Ребров О.Ю. Динаміка руху колісного трактора та вібронавантаження оператора. Харків: ХНТУСГ, 2017. 245 с.
103. Сурядний В.О. Динамічні характеристики колісного трактора і методи їх оцінки. Харків: ХНТУСГ, 2018. 160 с.
104. Ребров О.Ю., Мамонтов А.Г., Кожушко А.П. Динаміка руху колісних тракторів. Харків: Мірошніченко О.А., 2021. 280 с.
105. Калінін Є.І. Критерії віброзахисту водія транспортних машин / Є.І. Калінін // Тези доповідей Всеукраїнської конференції «Безпека і комфорт у транспорті». – Київ, 2019. – С. 45–52.
106. Бурій С.В. Динамічний аналіз комплексних віброзахисних систем транспортних засобів: дис. ... канд. техн. наук / С.В. Бурій. – Київ, 2020. – 145 с.
107. Вимірювально-реєстраційний комплекс для випробувань мобільних машин і їх елементів. Модифікація «ВДВММ 4-001». Паспорт 4-001.000.00 ПС.
108. MMA7260QT datasheet. – . URL: [http://www.freescale.com/files/sensors/doc/data\\_sheet/MMA7260QT.pdf](http://www.freescale.com/files/sensors/doc/data_sheet/MMA7260QT.pdf).
109. Triple Axis Accelerometer MMA7260. URL: [http://www.dfrobot.com/wiki/index.php/Triple\\_Axis\\_Accelerometer\\_MMA7260\\_\(SKU:\\_DFR0068\)](http://www.dfrobot.com/wiki/index.php/Triple_Axis_Accelerometer_MMA7260_(SKU:_DFR0068)).
110. Клец Д.М. Метод повышения точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин, с помощью фильтра Баттерворта / Д.М. Клец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – 2012. – №60(966). – С. 98-104.
111. Артьомов М.П., Клец Д.М. Динамічні випробування датчиків прискорень на лабораторному вібростенді / М.П. Артьомов, Д.М. Клец // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – 2012. – №2(66). – С. 5-9.
112. Клец Д.М. Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / Д.М. Клец // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – №25. – С. 234-241.

113. [BWT901CL] Bluetooth 2.0, 9-осьовий гіроскоп + кут + магнітний датчик з фільтром Калмана, 3-осьовий датчик IMU. URL: <https://witmotion-sensor.com/products/bluetooth-accelerometer-inclinometer-bwt901cl-mpu9250-high-precision-9-axis-gyroscope-anglexy-0-05-accuracy-magnetometer-with-kalman-filter-200hz-high-stability-3-axis-imu-sensor-for-arduino?srltid=AfmBOorlyRp6za18OwlJFXJ9jPyjCpNbjYHZvUIZgJMpd8yZMP4ueKA2>.

114. Цифровий кутомір P15-01. URL: <https://thermolab.net.ua/ua/p800743747-tsifrovoj-uglomer-p15.html>.

ДОДАТОК А  
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації у фахових виданнях України та наукометричних базах Scopus і Web of Science:

1. Є.І. Калінін, В.А. Жилін, Р.М. Петров, Ю.І. Колеснік Тягові якості ведучих коліс під час кочення їх по одному сліду. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. Харків: НТУ "ХПІ". 2021, №1, С. 43-51. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.1.05>. (Журнал категорії «Б»)

2. Є.І. Калінін, А.М. Філоненко, Ю.І. Колеснік, Р.М. Петров. Дослідження коливань трактору тягового класу 3кН та шляхи покращення плавності його ходу зі зниженням напружності ресор. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. Харків: НТУ "ХПІ". 2021. №2, С. 51 – 60. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.2.06>. (Журнал категорії «Б»)

3. І.В. Колеснік, Є.І. Калінін, Ю.І. Колеснік, І.О. Шевченко Теоретичні основи ефективності використання транспортного агрегату. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. Харків: НТУ "ХПІ". 2023, №2, С. 70-79. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.2.08>. (Журнал категорії «Б»)

4. І.В. Колеснік, І.О. Шевченко, Ю.І. Колеснік Аналіз впливу факторів на ефективність гальмування тракторно-транспортного поїзда. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. Харків: НТУ "ХПІ". 2023, №1, С. 91-97. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.10>. (Б)

5. І.В. Колеснік, Є.І. Калінін, Ю.І. Колеснік, О.В. Панкова Енергетичний баланс тракторно-транспортного поїзда. Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування 2024, №2, С. 125-130. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.13>. (Журнал категорії «Б»)

6. Koliesnik I., Kalinin, E., Koliesnik J. (2024). Influence of the type of tractional coupling device on the redistribution of braking torques when the operational and design factors of the trailer change // Науковий журнал. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2024. №:3 (126), PP. 65-74. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2024-3-7..> (*Журнал категорії «Б»*)

7. Ivan Koliesnik, Yuliana Koliesnik (2025) Dynamics of wheel rolling on a rigid support surface in the initial mode. Management and social trends: adaptation to change. Monograph. Opole: Academy of Applied Sciences Academy of Management and Administration in Opole, 2025. 250 pp. ISBN 978-83-66567-55-9. URL: <https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2025/05/Management-and-social-trends-adaptation-to-change.pdf>. (*Журнал категорії «Б»*)

8. Koliesnik I., Kalinin E., Koliesnik J., Pankova O., Shutko V. Dynamics of braking of the transport and technological train. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics (IJOMAM) (2024) Issue 18, PP. 148 – 156. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue18.17>. (*Scopus, Q4*)

9. Koliesnik I., Kalinin Y., Koliesnik J., Kostyuk S., Ostroverkh O. Methodology for studying the dynamics of acceleration and braking of a wheeled tractor. International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics. 2025. №20. PP. 341-347. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue20.35>. (*Scopus, Q4*)

10. Шевченко І.О., Колеснік Ю.І. Віброзахист робочого місця оператора колісного трактора. V Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт та інфраструктура» (21–23 вересня 2022 року). Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2022. С. 155 - 157. URL: [https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u381/zbirnik\\_tez\\_ati\\_2022.pdf](https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u381/zbirnik_tez_ati_2022.pdf)

11. Колеснік Ю.І., Шевченко І.О. Інтелектуальні транспортні системи. Міжнародна науково-практична конференція «Автомобільний транспорт в аграрному секторі: проектування, дизайн та технологічна експлуатація». – Харків: ДБТУ, 2022. С. 39. URL: <https://biotechuniv.edu.ua/wp-content/uploads/2022/12/mater-konf-1-2-12-22.pdf>

12. І. В. Колеснік, Ю. І. Колеснік, Ю. Ю. Козлов Дослідження впливу вібрацій на роботу сільськогосподарської техніки. IX Міжнародна науково-технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 115-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 24-25 лют. 2022 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2022. С. 404-406. URL: <https://repo.btu.kharkiv.ua/server/api/core/bitstreams/b8f741c5-d4b2-43db-b1cb-d0e6d77b5fbd/content>.

13. Колеснік Ю. Вплив нестійкості руху тракторно-транспортного поїзда на величину сили опору руху. XXII Міжнародна наукова конференція «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», 23 вересня 2022 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2022. С. 139-143. URL: [https://www.ndipvt.com.ua/uploads/zbirnyk-tez\\_09-2022.pdf](https://www.ndipvt.com.ua/uploads/zbirnyk-tez_09-2022.pdf).

14. Колеснік І.В., Калінін Є.І., Колеснік Ю.І. Оцінка плавності ходу трактора та вплив на організм людини. Міжнародна науково-практична конференція «AutoTRAK-2023» 04-05 травня 2023 р. – Київ: НУБіП України, 2023. – С. 178-180. URL: [https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u419/tezi\\_2023.pdf](https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u419/tezi_2023.pdf)

15. Є. І. Калінін, І. В. Колеснік, Ю. І. Колеснік, Ю. Ю. Козлов Принципи динамічного гасіння механічних коливань. X Міжнародна науково-технічна конференція «Крамаровські читання» з нагоди 116-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) 23-24 лют. 2023 р., м. Київ / МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2023. С. 529-533. URL: [https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/zbirnik\\_tez\\_kch2023.pdf](https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u349/zbirnik_tez_kch2023.pdf).

16. Колеснік Ю. І., Козлов Ю. Ю. Аналіз досліджень щодо зниження вібронавантаженості оператора транспортних засобів. XXIV Міжнародна наукова конференція «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», присвяченої 90-річчю від дня народження Леоніда Погорілого, 13 вересня 2024 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2024. С. 99-104. URL: [https://www.ndipvt.com.ua/uploads/%D0%97%D0%91%D0%86%D0%A0%D0%9D%D0%98%D0%9A\\_%D0%A2%D0%95%D0%97\\_2024.pdf](https://www.ndipvt.com.ua/uploads/%D0%97%D0%91%D0%86%D0%A0%D0%9D%D0%98%D0%9A_%D0%A2%D0%95%D0%97_2024.pdf).

## ДОДАТОК Б

### АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

#### Довідка

*про використання на Приватній науково-дослідній та комерційній фірмі  
«КОНКОРД-ГЕЙ» результатів дисертаційної роботи  
Колеснік Юліани Ігорівни на тему  
«Підвищення технологічних показників транспортного агрегату  
в умовах експлуатації»*

Для забезпечення ефективного функціонування на транспортно-технологічних операціях тракторів (при транспортуванні важких причіпних сільськогосподарських машин) в Приватній науково-дослідній та комерційній фірмі «КОНКОРД-ГЕЙ» проведені випробування зі зміною принципів експлуатації системи підресорювання кабіни трактора John Deere 8310R у відповідності до наукового дослідження, виконаного в Державному біотехнологічному університеті (виконавець – Колеснік Ю.І.)

Коротка характеристика виконаної роботи. Експериментальні дослідження розгону при транспортуванні причіпної машини для розкидання рідких добрив МЖТ-16 трактором загального призначення John Deere 8310R показали, що при розгоні з розблокованою підвіскою кабіни, через наявність диференту остову енергетичного засобу, спостерігається підвищення коливань підлоги кабіни до  $0,42 \text{ м/с}^2$ , що перевищує допустимі межі. Блокування підвіски кабіни під час розгону агрегату дозволяє знизити рівень віброприскорень до  $0,12 \text{ м/с}^2$ .

Результати експлуатаційно-технологічних досліджень в Приватній науково-дослідній та комерційно-консультативній фірмі «КОНКОРД-ГЕЙ» трактора загального призначення John Deere 8310R в агрегаті з сільськогосподарською машиною для внесення добрив МЖТ-16 показали зменшення втомлюваності оператора на 23,8% (за годинами наробітку). Це дозволило отримати річний економічний ефект при виконанні робіт в розмірі 15014,23 грн. на один агрегат в 2024 р.

Президент фірми



Юрій НАГІРНЯК

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКА ФІЛІЯ ДЕРЖАВНОЇ НАУКОВОЇ УСТАНОВИ «УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-**  
**ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ВИПРОБУВАННЯ ТЕХНІКИ І**  
**ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА ІМЕНІ ЛЕОНІДА**  
**ПОГОРІЛОГО»**  
**(Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого)**  
61040, м. Харків, вул. Велика Панасівська (Котлова), 236,  
тел./факс. (057) 712-90-72;  
E-mail: hfukrndipvt@gmail.com

---

Затверджую

Директор Харківської філії

УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

«03» червня 2025 р.

С.А. Лебедев



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Колеснік Юліани Ігорівни

Комісія Харківської філії Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Л. Погорілого» в складі: старший науковий співробітник Лебедева І.А., науковий співробітник Мясущка М.С., молодший науковий співробітник Козлов Ю.Ю., виконали експериментальні дослідження по оцінці впливу блокування підвіски кабіни при розгоні агрегату на динамічні показники трактора за обґрунтованою методикою у дисертаційній роботі Колеснік Ю.І. «Підвищення технологічних показників транспортного агрегату в умовах експлуатації».

Результати експериментальних досліджень. Реалізація розроблених

методиках експериментальні дослідження в польових умовах підтвердили адекватність математичної моделі формування вертикальних реакцій на колесах трактора та амплітудно-частотних коливань окремих його елементів.

Виявлено, що при незаблокованій підвісці підлога кабіни демонструє підвищення віброприскорення до  $0,43 \dots 0,44 \text{ м/с}^2$  залежно від характеру опорної поверхні.

У разі блокування підвіски кабіни під час розгону агрегату зазначені показники знижуються до  $0,12 \text{ м/с}^2$ , що відповідає аналітичним розрахункам та встановленим нормам.

Відхилення між теоретичними та експериментальними даними, визначене за середніми та максимальними значеннями, є допустимим і не перевищує 10%.

**Члени комісії:**

старший науковий співробітник



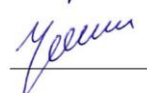
Лебедєва І.А.

науковий співробітник



Мясушка М.С.

молодший науковий співробітник



Козлов Ю.Ю.



затверджую  
Проректор з науково-педагогічної  
роботи та цифрової трансформації  
Олена ГЛАЗУНОВА

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи здобувача наукового ступеня доктора філософії, аспірантки кафедри тракторів і автомобілів Державного біотехнологічного університету КОЛЕСНИК Юліани Ігорівни на тему «Підвищення технологічних показників транспортного агрегату в умовах експлуатації» в навчальний процес Національного університету біоресурсів і природокористування України

Результати дисертаційної роботи КОЛЕСНИК Ю.І. впроваджені в навчальний процес НУБіП України у наступних напрямках:

– для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» – в лекційний курс «Основи конструкцій мобільних енергетичних засобів» загальним обсягом 210 годин введені матеріали щодо визначення динамічних характеристик мобільного енергетичного засобу під час розгону зі значним гакним навантаженням;

– для студентів спеціальності 208 – «Агроінженерія» – в лекційний курс «Трактори і автомобілі. Розділ «Теорія»», загальним обсягом 300 годин, введений матеріал щодо тягово-зчіпні властивості тракторів під час розгону (2 год.); динамічні та швидкісні властивості тракторів під час розгону (2 год.); стійкість та керованість тракторів під час розгону (2 год.); ергономічні властивості та дизайн тракторів (2 год.).

Щорічно 1–2 теми науково-дослідних робіт студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» кваліфікаційного рівня магістр виконуються у напрямку підвищення технологічних показників транспортного агрегату в умовах експлуатації, отриманих в дисертаційній роботі.

Керівник центру забезпечення  
якості освіти

Ярослав РУДИК

Декан механіко-технологічного  
факультету  
д.т.н., професор

Вячеслав БРАТІШКО

Т. в. о. декана факультету конструювання  
та дизайну  
к.т.н., доцент

Олександр БАННИЙ



УЗГОДЖЕНО

Проректор з науково-педагогічної роботи  
Державного біотехнологічного університету

Максим СЕРІК

«15» травня 2025 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**матеріалів дисертаційної роботи в освітній процес  
Державного біотехнологічного університету

Дійсним актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи здобувачки наукового ступеня доктора філософії, аспірантки кафедри тракторів і автомобілів КОЛЕСНИК Юліани Ігорівни:

Підвищення технологічних показників транспортного агрегату в умовах експлуатації  
(назва роботи)

виконаної на кафедрі: Трактори і автомобілі

впроваджено в освітній процес кафедри: Трактори і автомобілі

1. Вид впроваджених результатів: Методичні рекомендації, лекції.

2. Форма впровадження: Включення матеріалів у лекції, практичні та лабораторні заняття; розробка методичних вказівок; використання в кваліфікаційних роботах.

3. Новизна результатів дисертаційної роботи: Визначення динамічних характеристик тракторно-технологічного агрегату під час розгону зі значним гаким навантаженням.  
(піонерське, принципово нове, якісно нове, модифікації, модернізація старих розробок)

4. Перелік курсів і дисциплін, у рамках яких впроваджено результати

дисертаційної роботи:

- по кафедрі тракторів і автомобілів, за дисциплінами:

- «Теорія і функціональні властивості» (лекція «Розгін і гальмування. Плавність ходу»);

- «Основи випробування техніки» (лекція 3 «Тягові випробування тракторів», лекція 6

«Випробування на плавність ходу») спеціальність Н7 Агроінженерія.

Завідувач кафедри тракторів і автомобілів  
канд. техн. наук, доцент,

**Ігор ШЕВЧЕНКО**

«12» травня 2025 р.