

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МУСАЄВ ЗАУР РАЗИЛОВИЧ

УДК 621.86.032

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОРОТКОБАЗОВИХ КОЛІСНИХ
НАВАНТАЖУВАЧІВ У ТРАНСПОРТНОМУ РЕЖИМІ

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини
13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



Мусаєв З. Р.

Науковий керівник Єфименко Олександр Володимирович, кандидат технічних наук, доцент

Харків 2020

АНОТАЦІЯ

Мусаєв З. Р. Підвищення ефективності роботи короткобазових колісних навантажувачів (КБН) у транспортному режимі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» (13 Механічна інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2020.

Актуальність роботи полягає у створенні і вдосконаленні вантажно-розвантажувальних машин. У поданій дисертаційній роботі розглянуто транспортний режим КБН марки ПМТС 1200, а саме, процес переїзду через одиночну перешкоду. Через коротку базу і центр ваги, що конструктивно розташований ближче до задньої вісі, при подоланні нерівностей робочої поверхні машина втрачає стійкість у результаті відриву задніх коліс від опорної поверхні, що знижує її ефективність та продуктивність. Тому виникає завдання підвищення ефективності КБН при подоланні нерівностей на робочому майданчику за рахунок використання автоматизованої системи керування (ІСК) у транспортному режимі, що підвищує стійкість машини.

З іншого боку, системи автоматизованого керування КБН вимагають розгляду транспортного режиму, математичного моделювання машини і алгоритмізації транспортних операцій, оскільки ці параметри є необхідними для розробки систем керування. Таким чином, створення систем автоматизованого керування КБН являє собою актуальну науково-технічну проблему, рішення якої має важливе господарське значення для будівельної галузі.

Мета роботи

– підвищення ефективності експлуатації КБН за рахунок забезпечення стійкості їх руху з урахуванням взаємодії машини з опорною поверхнею для подолання перешкод на робочих ділянках шляхом автоматизації.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналітичний огляд сучасної літератури і досвіду експлуатації КБН щодо його стійкості;
2. Розробити математичні моделі КБН під час переїзду через перешкоду;
3. Провести імітаційне моделювання КБН за допомогою сучасних програмних засобів;
4. Провести експериментально-польові випробування КБН з метою оцінки адекватності математичного моделювання та встановити кореляцію результатів теоретичних розрахунків із результатами експериментальних досліджень;
5. На основі експериментальних, імітаційних та теоретичних досліджень розробити практичні рекомендації щодо встановлення раціональних параметрів КБН під час виконання ним транспортних операцій;
6. Запропонувати методологічний підхід до вирішення проблеми стійкості руху навантажувача у транспортному режимі за рахунок впровадження системи автоматизованого керування;
7. Провести техніко-економічне обґрунтування доцільності використання розробленої системи керування.

Об'єкт дослідження – процеси руху КБН під час переїзду через одиночну перешкоду.

Предмет дослідження – закономірності, що пов'язують показники стійкості КБН з геометричними параметрами навантажувача, змінною швидкістю машини та висотними координатами нерівності.

Методи дослідження – проведені теоретичні дослідження з використанням класичних методів скінченних елементів, комп'ютерного моделювання механічних систем з урахуванням законів взаємодії рушія з опорною поверхнею під час переїзду через перешкоду, статистичної обробки даних експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Вперше за допомогою математичної моделі встановлено залежності між геометричними та вантажними параметрами навантажувача, висотою перешкоди і змінною швидкістю машини;

2. За допомогою проведених експериментальних досліджень встановлено закономірності зміни положення центру мас КБН в залежності від швидкісних та вантажних характеристик машини;

3. За допомогою комп'ютерної моделі встановлено адекватність імітаційного моделювання та доцільність його використання в наукових дослідженнях, пов'язаних із динамічними процесами будівельних та дорожніх машин;

4. Набув подальшого розвитку принцип автоматизованого керування режимами руху навантажувача за рахунок розповсюдження його на новий клас об'єктів.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Програмна реалізація імітаційних моделей транспортних процесів КБН дозволяє проводити обчислювальні експерименти для оцінки динамічних характеристик КБН, а також використовувати імітаційні моделі, як об'єкт керування на перших етапах проектування систем автоматизації транспортних процесів і скоротити витрати на проведення багатовартісних натурних експериментів.

2. Розроблено вимірювальний комплекс, який містить комплект датчиків, аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та інш., ПЕОМ, що дозволяє автоматизувати процес збору експериментальних даних;

3. Здійснено програмну реалізацію алгоритмів функціонування систем керування транспортними процесами КБН.

4. Результати роботи впроваджені в ГПУ "Полтавагазовидобування", де вони одержали позитивну оцінку з можливістю використання отриманих рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи даного класу машин. Результати використовуються у навчальному процесі при підготовці бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» з дисципліни «Моделювання робочих процесів будівельних і дорожніх машин (БДМ) та оптимальне проектування» в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті.

Ключові слова. перешкода, критерій стійкості, автоматизація, програмне середовище, експериментальні дослідження, динаміка, транспортний режим, комп'ютерне моделювання, динамічні характеристики, математичний опис, робоче обладнання, навантажувач.

ABSTRACT

Musayev Z. R Improving the efficiency of short-base loaders in transport mode. - Qualified scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in specialty 05.05.05 "Lifting and transporting machines" (13 Mechanical Engineering). - Kharkiv National Highway and Road University, Kharkiv, 2019.

The urgency of the work lies in the creation and improvement of loading and unloading machines. This dissertation deals with the transport mode of the short-base loader of the PMTS 1200 brand, namely, the process of moving through a single obstacle. Due to the short base and center of gravity, which is structurally located closer to the rear axle, the machine loses stability due to the separation of the rear wheels from the support surface, which reduces its efficiency and productivity. Therefore, there is the task of increasing the efficiency of the short-base loaders in overcoming irregularities at the workplace by using intelligent control system in transport mode, which increases the stability of the machine.

On the other hand, machine control automation systems require consideration of transport mode, mathematical machine modeling, and workflow algorithms, since these parameters are necessary for the design of control systems. Thus, the creation of adaptive systems for automatic control of the work processes of the short-base loaders is an urgent scientific and technical problem, the solution of which is of great economic importance for the construction industry.

the goal of the work

- increasing the efficiency of operation of the short-base loaders by ensuring the stability of the movement of the machine by automation, taking into account the

interaction of the machine with the support surface while overcoming obstacles in the work areas.

To achieve this goal it is necessary to:

1. To conduct an analytical review of the current literature and experience of operation of the short-base loaders with regard to its stability;
2. To develop mathematical models of the short-base loader when crossing an obstacle;
3. Carry out simulation of the short-base loader using modern software;
4. To conduct experimental field tests of the short-base loader in order to evaluate the adequacy of mathematical modeling, and to establish correlation of the results of theoretical calculations with the results of experimental studies;
5. On the basis of experimental, imitation and theoretical researches to develop practical recommendations concerning establishment of rational parameters of the UPS during performance of transport operations;
6. To propose a methodological approach to solving the problem of stability of movement of the loader in transport mode at the expense of the automated control system;
7. To carry out feasibility study of the feasibility of using the developed management system.

The object of study - the processes of movement of the short-base loader when moving through a single obstacle.

The subject of the study are the laws that relate to the stability of the short-base loaders, the structure and parameters of control systems.

Research Methods - Theoretical studies using classical finite element methods, computer simulation of mechanical systems, taking into account the laws of interaction of the propulsion with the support surface when moving through an obstacle, automated control system, statistical processing of experimental data.

Scientific novelty of the obtained results:

1. For the first time, using mathematical model, the relationships between the geometric parameters of the loader, the altitude coordinates of the obstacle and the variable speed of the machine are established;

2. By means of the conducted experimental researches the regularities of change of position of the center of mass of the short-base loader are established, depending on the speed and load characteristics of the machine;

3. For the first time, using a computer model, the adequacy of simulation modeling and the appropriateness of its use in scientific studies related to the dynamic processes of construction and road machines have been established;

4. The principle of automated control of the modes of motion of the loader has been further developed due to its extension to a new class of objects.

The practical significance of the results obtained:

1. Software implementation of simulation models of the short-base loader transport processes, allows to perform computational experiments to evaluate the dynamic characteristics of the short-base loaders, as well as to use simulation models as an object of control in the first stages of designing automation systems for transport processes and to reduce the cost of conducting multi-unit field experiments.

2. In the development of the measuring complex, which includes a set of sensors and recording equipment, as well as a PC that is intended for the automated collection of experimental data;

3. In software implementation of algorithms of functioning of systems of management of transport processes of the short-base loaders.

4. The results of the work were implemented in the GPU "Poltavagazovobydobuvannya", where they received a positive assessment with the possibility of using the recommendations received to improve the performance of this class of machines. And also in the educational process in the preparation of bachelors in the specialty 133 "Branch Mechanical Engineering" in the discipline "Workflow Modeling" at the Kharkiv National Highway University.

Keywords: obstacle, stability, automation, software environment, experimental research, dynamics, transport mode, computer simulation, dynamic characteristics, mathematical description, work equipment, compact loader.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Вибір оптимальних параметрів машин для земляних робіт на основі статистичного аналізу // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. / Харків: ХНАДУ, 2017. №77. С. 62 – 67. *(Особистий внесок – розгляд основних параметрів машин, які є необхідними для їх статистичного аналізу).*
2. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля: науковий журнал / Сєверодонецьк: СНУ, 2017. №4. С. 98 – 102. *(Особистий внесок – вибір оптимальних програмних комплексів для моделювання робочих процесів короткобазових вантажно-розвантажувальних машин).*
3. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделювання робочих процесів одноківшових навантажувачів за допомогою «AutoDesk Inventor» // Строительство Материаловедение Машиностроение: сб. науч. тр. / Дніпро: ДВНЗ ПДБА 2017. №88. С. 179 – 184. *(Особистий внесок – моделювання процесу подолання короткобазовим навантажувачем одичної нерівності).*
4. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделі параметричного синтезу елементної бази системи управління програмно-технічним комплексом // Технология приборостроения: научно – технический журнал / Харьков: ХНАДУ 2016. № 2. С. 74 – 77. *(Особистий внесок – аналіз систем контролю сучасних програмно-технічних комплексів).*
5. **Мусаєв З. Р.**, Єфименко О. В. Вплив нерівностей земної поверхні на динамічну стійкість короткобазового навантажувача під час виконання ним

транспортних операцій // Scientific discussion jornal / Praha, Czech Republic ISSN 3041-4245. 2019. Vol 1, No 36. P. 42 – 46. *(Особистий внесок – аналіз динаміки коротко базового навантажувача під час подолання ним одиничної нерівності).*

6. **Мусаєв З. Р.** Розробка тензометричної системи для дослідження короткобазових будівельних та дорожніх машин // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля / Северодонецьк: СХУ ім. Володимира Даля 2018. № 2(243). – С. 163 – 167. *(Особистий внесок – розробка вимірювальної тензометричної системи для дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції навантажувача у польових умовах).*

7. **Мусаєв З. Р.** Кореляція результатів комп'ютерного моделювання з експериментальними дослідженнями процесу подолання одиничної нерівності короткобазовим навантажувачем // Строительство Материаловедение Машиностроение: сб. науч. тр. / Дніпро: ДВНЗ ПДБА 2019. № 107 С. 102 –108. *(Особистий внесок – аналіз існуючих критеріїв для оцінки адекватності досліджуваної моделі в порівнянні зі своїм експериментальним зразком).*

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

8. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Математичне моделювання процесу занурення робочого обладнання малогабаритного навантажувача у штабель з матеріалом // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові: Тези доповідей міжнародної конференції «Піднімально-транспортне обладнання та елементи приводів машин» (18 – 19 травня 2017 р., Львів). Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2017. С. 144–145. *(Особистий внесок – аналіз існуючих методик розрахунку стійкості короткобазових навантажувачів, визначення напрямків подальших досліджень).*

9. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Комп'ютерний аналіз процесу переїзду одиночного колеса через перешкоду // 8 – а міжнародна науково-практична конференція: Тези доповідей 8-ї міжнародної науково-практичної конференції «проблеми розвитку транспорту і логістики» (23 – 25 травня 2018 р.). Одеса, 2018. Т. 5. Технічне обладнання транспортних вузлів. С. 222 – 224.

(Особистий внесок – застосування програмних засобів для вирішення поставленої задачі).

10. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Математичне моделювання процесу подолання одиничної перешкоди короткобазовим навантажувачем // 9 – а міжнародна наукова-практична конференція: Тези доповідей 9-ї міжнародної науково-практичної конференції «проблеми розвитку транспорту і логістики» (22 – 24 травня 2019 р.). Одеса, 2019. Т. 5. Технічне обладнання транспортних вузлів. С. 164 – 167. *(Особистий внесок побудова залежностей критерію стійкості навантажувача відносно змінних параметрів машини під час виконання нею транспортних операцій)*

11. Єфименко О.В., **Мусаєв З.Р.** Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду // Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція: Тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції «Молода наука роботизація і нано-технології сучасного машинобудування» (09 – 10 квітня 2019 р.). Краматорськ, 2019. С. 88 – 92. *(Особистий внесок – встановлення та калібрування вимірювальної апаратури на навантажувач з метою проведення експериментальних досліджень)*

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності:

12. Спосіб підвищення надійності робочого обладнання малогабаритного навантажувача ПМТС 1200 на базі вихідної 3D моделі: пат. 120120 U Україна / О.В. Єфименко, **З.Р. Мусаєв.** № у 2017 03762; заяв. 18.04.2017; опубл. 07.09.2017 *(Особистий внесок – літературно-патентний пошук аналогів, опис принципу функціонування та складання формули).*

13. Спосіб підвищення надійності робочого обладнання малогабаритного навантажувача ПМТС 1200 за допомогою додаткового гідравлічного обладнання на базі вихідної 3D моделі: пат. 122509 U Україна / О.В. Єфименко, **З.Р. Мусаєв.** № у 2017 08054; заяв. 02.08.2017; опубл. 17.11.2017 *(Особистий внесок – літературно-патентний пошук аналогів, опис принципу функціонування та складання формули).*

ЗМІСТ

Вступ.....	13
Розділ 1. Огляд досліджень щодо динамічної стійкості короткобазових навантажувачів. Мета та завдання дослідження	
1.1 Аналіз конструктивних особливостей короткобазових навантажувачів.....	18
1.2 Аналітичний огляд досліджень із забезпечення динамічної стійкості колісних вантажно-розвантажувальних та споріднених їм машин у транспортному режимі.....	20
1.3 Аналіз типів профільних перешкод на робочій ділянці.....	29
1.4 Аналіз методів застосування комп'ютерного моделювання для опису динамічних процесів піднімально-транспортних машин.....	36
1.5 Висновки за розділом. Мета та завдання дослідження.....	41
Розділ 2. Математичне моделювання процесу подолання одиночної перешкоди короткобазовим навантажувачем	
2.1. Постановка завдання і визначення параметрів процесу.....	43
2.2. Математичне моделювання процесу подолання колесом одиночної перешкоди.....	44
2.2.1. Модель подолання веденим колесом одиночної перешкоди.....	45
2.3. Математичний опис процесу переїзду короткобазового навантажувача через одиночну перешкоду.....	60
2.4. Висновки за розділом.....	85
Розділ 3. Комп'ютерне моделювання переїзду короткобазового навантажувача через одиночну перешкоду	
3.1 Комп'ютерне моделювання процесу подолання колесом одиночної перешкоди.....	86
3.1.1 Комп'ютерне моделювання колеса.....	86
3.1.2 Моделювання процесу переїзду одиночного колеса через перешкоду.....	89

3.2 Моделювання процесу переїзду короткобазового навантажувача через перешкоду.....	93
3.3 Висновки за розділом.....	99
Розділ 4. Експериментальне дослідження процесу подолання короткобазовим навантажувачем одиночної перешкоди	
4.1. Мета, завдання та методика проведення експериментальних досліджень.....	101
4.2. Розробка тензометричної системи та її калібрування.....	105
4.3. Програма експериментального дослідження процесу подолання короткобазовим навантажувачем одиночної перешкоди.....	112
4.4. Результати аналізу адекватності комп'ютерного моделювання в порівнянні з експериментальними дослідженнями.....	121
4.5 Висновки за розділом.....	125
Розділ 5. Розробка автоматизованої системи керування короткобазових навантажувачів для підвищення їх стійкості	
5.1. Аналіз стійкості навантажувача в транспортному режимі з погляду побудови системи керування.....	127
5.2. Розробка автоматизованої системи керування короткобазових навантажувачів щодо забезпечення їх стійкості	130
5.2.1 Побудова arduino-моделі короткобазового навантажувача.....	133
5.3 Висновки за розділом	142
Загальні висновки.....	144
Список літератури.....	147
Додаток А. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання розробленої системи керування.....	162
Додаток Б. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи.....	171

ВСТУП

Актуальність теми. Постійно зростаючі обсяги робіт у будівництві визначають необхідність випуску поряд з машинами середнього і важкого класу малогабаритних машин багатоцільового призначення, що дозволяють істотно знизити частку ручної праці. Короткобазові навантажувачі (КБН) з бортовим поворотом і гідروб'ємною трансмісією є найбільш представницькими за кількістю моделей, що випускаються (більше 140), і мають широку номенклатуру змінних робочих органів (більше 70 найменувань). Завдяки універсальності, економічності, високій мобільності та маневреності, а також простоті керування в сполученні зі швидкою зміною робочих органів КБН слугують високоефективним засобом механізації ручної праці. У цей час понад 25 фірм США, Великобританії, Німеччини, Японії, Канади, Італії, Словаччини й Китаю виготовляють КБН як для внутрішнього, так і зовнішнього ринку. Їхній річний випуск становить близько 100 тис. машин (80% доводиться на частку США, де в будівництві використовується приблизно 30% КБН). На частку України припало близько 20 – 22% КБН, що використовуються в будівництві. Вітчизняним виробництвом КБН займаються такі підприємства, як: ТОВ «Цепелін Україна», Бердянський завод сільськогосподарської техніки КБ «Альфа», ООО «ХЗСДКМ» та ін. Водночас на підприємствах України, зокрема на ГПУ «Полтавагазовидобування», експлуатаційна продуктивність КБН на 8 % нижче заявленої, що спричинено їх недостатньою стійкістю.

Вітчизняний і закордонний досвіди використання малогабаритних машин також свідчать про недостатню стійкість, особливо якщо мова йде про транспортні операції. Внаслідок цього експлуатаційна продуктивність даного класу машин значно нижче заявленої. Тому виникає проблема підвищення ефективності КБН за рахунок використання систем автоматизованого керування машин у транспортному режимі. Використання автоматизованих систем дозволить підвищити керованість КБН під час виконання транспортних операцій з вантажем та без нього. З іншого боку, подібні рішення вимагають розгляду процесу взаємодії рушіїв КБН з опорною поверхнею, математичного

моделювання машини та її алгоритмізації під час виконання транспортних операцій, оскільки ці параметри є необхідними для розробки систем керування. Таким чином, створення систем автоматизованого керування КБН являє собою актуальну науково-технічну проблему, рішення якої має важливе господарське значення для будівельної галузі.

Мета й завдання дослідження.

Мета роботи

– підвищення ефективності експлуатації КБН за рахунок забезпечення стійкості їх руху з урахуванням взаємодії машини з опорною поверхнею для подолання перешкод на робочих ділянках шляхом автоматизації.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналітичний огляд сучасної літератури й досвіду експлуатації КБН щодо його стійкості;
2. Розробити математичні моделі КБН під час переїзду через перешкоду;
3. Провести імітаційне моделювання КБН за допомогою сучасних програмних засобів;
4. Провести експериментально-польові випробування КБН з метою оцінки адекватності математичного моделювання та встановити кореляцію результатів теоретичних розрахунків із результатами експериментальних досліджень;
5. На основі експериментальних, імітаційних та теоретичних досліджень розробити практичні рекомендації щодо встановлення раціональних параметрів КБН під час виконання ним транспортних операцій;
6. Запропонувати методологічний підхід до вирішення проблеми стійкості руху навантажувача у транспортному режимі за рахунок впровадження системи автоматизованого керування;
7. Провести техніко-економічне обґрунтування доцільності використання розробленої системи керування.

Об'єкт дослідження – процеси руху КБН під час переїзду через одиночну перешкоду.

Предмет дослідження – закономірності, що пов'язують показники стійкості КБН з геометричними параметрами навантажувача, змінною швидкістю машини та висотними координатами нерівності.

Методи дослідження – проведені теоретичні дослідження з використанням класичних методів скінчених елементів, комп'ютерного моделювання механічних систем з урахуванням законів взаємодії рушія з опорною поверхнею під час переїзду через перешкоду, статистичної обробки даних експерименту.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Вперше за допомогою математичної моделі встановлено залежності між геометричними та вантажними параметрами навантажувача, висотою перешкоди і змінною швидкістю машини;
2. За допомогою проведених експериментальних досліджень встановлено закономірності зміни положення центру мас КБН в залежності від швидкісних та вантажних характеристик машини;
3. За допомогою комп'ютерної моделі встановлено адекватність імітаційного моделювання та доцільність його використання в наукових дослідженнях, пов'язаних із динамічними процесами будівельних та дорожніх машин;
4. Набув подальшого розвитку принцип автоматизованого керування режимами руху навантажувача за рахунок розповсюдження його на новий клас об'єктів.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Програмна реалізація імітаційних моделей транспортних процесів КБН дозволяє проводити обчислювальні експерименти для оцінки динамічних характеристик КБН, а також використовувати імітаційні моделі, як об'єкт керування на перших етапах проектування систем автоматизації транспортними процесами й скоротити витрати на проведення багатовартих натурних експериментів.

2. Розроблено вимірювальний комплекс, який містить комплект датчиків, аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та інш., ПЕОМ, що дозволяє автоматизувати процес збору експериментальних даних;

3. Здійснено програмну реалізацію алгоритмів функціонування систем керування транспортними процесами КБН.

4. Результати роботи впроваджені в ГПУ "Полтавагазовидобування", де вони одержали позитивну оцінку з можливістю використання отриманих рекомендацій щодо підвищення ефективності роботи даного класу машин. Результати використовуються у навчальному процесі при підготовці бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» з дисципліни «Моделювання робочих процесів будівельних і дорожніх машин (БДМ) та оптимальне проектування» в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати дослідження, що приводяться в самостійно опублікованих статтях [6;7] отримано особисто автором.

У наукових працях, опублікованих у співавторстві здобувачеві належать:

- розробка математичної моделі процесу переїзду малогабаритним навантажувачем через перешкоду [10];
- обґрунтування показника стійкості КБН у транспортному режимі [13];
- визначення нелінійних залежностей взаємодії пневматичного колеса з опорною поверхнею [9];
- кореляція результатів комп'ютерного моделювання з результатами експериментальних досліджень [7];
- оцінка навантаженості металоконструкції робочого обладнання, на ходових колесах і в гідроприводі [2].

Апробація дисертаційної роботи. Матеріали дисертації було обговорено на 4 міжнародних конференціях: на 7-ій, 8-ій та 9-ій міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (м. Одеса, 2017 – 2018 рр.), 13-му міжнародному симпозіумі українських інженерів

механіків у Львові (м. Львів, 2017 р.). У повному обсязі матеріали дисертаційної роботи обговорювалися на засіданні Підйомно-транспортної академії наук України, та на розширеному засіданні кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ).

Публікації. За результатом виконаних досліджень опубліковано 14 друкованих праць, серед яких статей в спеціалізованих наукових журналах, що входять до переліку МОН України – 6 (дві з яких одноосібні), 1 стаття в зарубіжному виданні, отримано 2 патенти України на корисну модель, 5 публікацій у збірниках наукових праць за матеріалами науково-технічних конференцій.

Структура й обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 178 сторінок, у тому числі: 152 сторінок основного тексту, 42 рисунки, 10 таблиць, список використаних джерел зі 148 найменувань на 15 сторінках та 2 додатки на 9 сторінках.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ЩОДО ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ КОРОТКОБАЗОВИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз конструктивних особливостей короткобазових навантажувачів

КБН є універсальним транспортом, що призначений для здійснення розвантажувальних операцій та інших робіт на робочій ділянці. Завдяки відмінно продуманій конструкції навантажувач здатний працювати в замкнених умовах, що дозволяє робити цей вид транспорту незамінним у подібних ситуаціях [7].

Компонувальні схеми КБН обумовлені малими розмірами машини, необхідністю забезпечення стійкості через перекидання. Яскравим прикладом вдалого і раціонального конструювання є навантажувачі з бортовим поворотом, які складаються з двигуна, рами, гідрооб'ємної трансмісії, бортових передач, ходової частини, робочого обладнання з гідроприводом. У таких машин рама моноблокова, зварена, утворена двома коробчатими лонжеронами, з'єднаними між собою також коробчатими поперечними зв'язками [44]. КБН з бортовим поворотом мають досить жорстку підвіску коліс, раму, яка використовується не тільки як міцний каркас для корпусу машини, але і як ємність для робочої рідини гідроприводів.

Сучасні КБН комплектуються гідрооб'ємною або гідромеханічною трансмісією. Навантажувачі із гідрооб'ємною трансмісією в порівнянні з гідромеханічними мають меншу витрату палива та більш високу продуктивність роботи. Укомплектовані гідрооб'ємною трансмісією навантажувачі мають наступні переваги:

- безступінчасте регулювання швидкості в широкому діапазоні;
- машини з бортовим поворотом мають незалежний привод кожного борта;
- запобігання двигуна від перевантаження;
- легкість ремонту і технічного обслуговування;

– можливість вільного компонування та складання агрегатів і обладнання з елементів, що випускаються серійно.

Незважаючи на переваги КБН через їх маневреність і широкий спектр швидкозмінного робочого обладнання, вони мають ряд недоліків. Так, наприклад, на пухких ґрунтах ці машини зі стандартними шинами буксують, вони можуть зав'язнути в піску або в ґрунті, не забезпечують «комфортної їзди» на нерівній поверхні. Однак і транспортний режим у КБН не позбавлений недоліків, оскільки через коротку базу й центр ваги, що конструктивно розташований ближче до задньої вісі, під час подолання нерівностей робочої ділянки машина втрачає стійкість (рис. 1.1), що знижує її ефективність і продуктивність.

У зв'язку з відносно невеликим часовим проміжком, що пройшов з моменту створення КБН, і недостатнім обсягом виконуваних досліджень до теперішнього часу невідпрацьовані методики й рекомендації із проектування та експлуатації машин означеного типу. Також слід зазначити, що ті навантажувачі, які випускаються в Україні, створені переважно методом копіювання аналогічних машин закордонних фірм, і тому не перевершують їх за технічними показниками, але через низьку вартість набули найбільшого поширення на території України. Слід зазначити, що навантажувачі закордонних виробників володіють, як правило, більшою вантажопідйомністю, ніж КБН вітчизняного зразка (вантажопідйомність іноземних КБН вище ніж у вітчизняних аналогів на 10%). Це пов'язано із захисними пристроями, якими оснащуються іноземні навантажувачі подібного типу (Bobcat, Caterpillar, Mustang, Komatsu та ін.). Брак використання прогресивних технологій у порівнянні із закордонними аналогами і спричинив меншу продуктивність, а також збільшення загальної маси машини.



Рисунок 1.1 – Відрив задніх коліс під час подолання навантажувачем
одиначної перешкоди

Наприклад, під час пошукових випробувань на учбово-науковій виробничій базі (УНВБ) Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ) навантажувач ПМТС 1200 мав такі відмови:

- деформування кронштейнів кріплення ковша до стріли;
- обрив кронштейнів кріплення ковша до стріли;
- обрив рукавів високого тиску гідропривода робочого обладнання;
- течі робочої рідини гідравлічної системи в цілому;
- несправності гідросистеми робочого обладнання в цілому.

Виявилося, що через коротку базу і центр ваги, що конструктивно розташований ближче до задньої вісі, в ході випробувань на УНВБ ХНАДУ мала місце втрата стійкості під час подолання навантажувачем одиначної перешкоди.

1.2. Аналітичний огляд досліджень із забезпечення динамічної стійкості колісних вантажно-розвантажувальних та споріднених їм машин у транспортному режимі

Одним із показників безпеки експлуатації машин є їхня стійкість під час виконання робочих операцій і в транспортному режимі руху. Аналіз конструкцій КБН з регульованими гідрооб'ємними трансмісіями та пошукові експерименти свідчать про те, що їхня стійкість повинна бути забезпечена не тільки в

положеннях, передбачених стандартами, але й у транспортному режимі руху з виникненням можливої аварійної ситуації, наприклад, при подоланні машиною одиночної нерівності.

Поняття стійкості будь-якої системи не є однозначним. З одного боку існує поняття математичної стійкості, або стійкості по А. М. Ляпунову [101]. А з іншого боку існує технічна стійкість [145] системи, яка дещо відрізняється від стійкості по А. М. Ляпунову. Основною ідеєю математичної стійкості є накладення одного обмеження, яке повинно бути невеликим при цьому рівновага системи не залежить від зовнішніх факторів. Технічна стійкість відрізняється наявністю і врахуванням зовнішніх факторів, як збудників, що призводять до втрати загальної рівноваги системи. Саме тому у поданій дисертаційній роботі було розглянуто процес втрати технічної стійкості КБН, основним параметром якої є положення центру мас машини відносно вертикалі яка проходить через вісь ходових коліс.

Правилами приймання і методом випробувань фронтальних колісних навантажувачів передбачено визначення їх статичної стійкості у двох випадках[55]:

- на горизонтальній поверхні з найбільшим припустимим вантажем на максимальному вильоті ковша. Коефіцієнт запасу стійкості, що являє собою співвідношення утримувального моменту до перекидного щодо передніх опор, повинен бути більше 2,0. Це ж зазначається в роботах провідних спеціалістів із проектування і експлуатації навантажувачів А. В. Базанова [4], Г. Б. Забегалова [69], Л. А. Гобермана [40], В. М. Казаринова [77] та ін. В останніх трьох роботах показано, що навантажувачі традиційної конструкції втрачають стійкість навіть при незначному відриві задніх коліс. З огляду на це необхідно зазначити, що для короткобазових навантажувачів цілком припустимий відрив ходових коліс від опорної поверхні;

- на похилих вперед та назад опорних поверхнях відповідно з найбільшим вантажем і без нього в ковші. Припустимі кути нахилу опорної поверхні повинні перевищувати 20° , тобто таким чином нормативними документами передбачається оцінка поздовжньої стійкості.

У всіх описаних випадках навантажувач при випробуваннях перебуває в нерухомому стані, а дії інерційних сил не передбачаються.

У навчальному посібнику професорів А. М. Холодова, В. В. Нічке й Л. В. Назарова проведено оцінювання стійкості навантажувачів і землерийно-транспортних машин у русі з урахуванням дії інерційних сил [146]. В одному з випадків розглядається поздовжня стійкість машини (на прикладі бульдозера) при її гальмуванні. В роботі визначався граничний кут нахилу опорної поверхні з коефіцієнтом запасу стійкості не менше 1,2. Авторами досліджено бульдозер або колісний навантажувач, який рухається із транспортною швидкістю на закругленій ділянці дороги і на який діють центробіжні сили. Також моделюванням динаміки вантажопідйомних машин займалися В. С. Ловейкін [98], В. В. Суглобов [144], І. О. Нефьодов [139], у цих роботах пропонуються засоби зменшення динамічних навантажень на вантажопідйомник фронтального навантажувача.

Урахування інерційних сил, що виникають при гальмуванні стріли навантажувача, яка опускається, проведено в роботах В. М. Векслера, Т. І. Мухи [35]. Із цією метою ними було враховано податливість ходових коліс і опорної поверхні. Однак і в цьому дослідженні розглянуто тільки плоску схему дії зусиль на нерухомий навантажувач.

У зв'язку з конструктивними особливостями малогабаритних колісних навантажувачів питання поздовжньої стійкості набуває особливого сенсу, в першу чергу, якщо машина працює в транспортному режимі руху з навантаженням робочим обладнанням.

У роботах Г. П. Єфимова розглянуті методи випробування статичної стійкості фронтальних навантажувачів із противагою [55] (рис.1.2).

Для цього типу навантажувачів передбачається чотири види випробувань, з яких два дають можливість перевірити поздовжню, а два інших – поперечну стійкість. У кожній із груп одне випробування враховує стійкість навантажувача під час штабелювання, а інше – в русі. Загальні вимоги до випробувань стійкості фронтальних навантажувачів із противагою наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. – Загальні вимоги до випробувань стійкості

№	Випробування для перевірки стійкості	Нахил платформи відносно навантажувача	Положення робочого обладнання	Установка вантажопідйомника або вил	Нахил платформи, %*
1	поздовжньої під час штабелювання	уперед	на максимальній висоті з вантажем	максимальний нахил уперед	4** 3,5***
2	поздовжньої під час руху	—	на висоті 300 мм з вантажем	максимальний нахил назад	18
3	бічної під час штабелювання	убік	на максимальній висоті з вантажем	максимальний нахил назад	6
4	бічний під час руху	—	на висоті 300 мм без вантажу	максимальний нахил назад	відповідно до графіка 1.3 (с. 27)

*Відповідно до ГОСТ 24282 – 86 нахил платформи вимірюється у %.

** Для вантажопідйомності до 5т включно при вильоті центру мас вантажу згідно з номінальною вантажопідйомністю.

*** Для вантажопідйомності вище 5 і до 10т включно при вильоті центру мас вантажу згідно з діаграмою номінальної вантажопідйомності.

Випробування 1, яке наведено у таблиці 1.1, імітує умови, що виникають під час штабелювання на максимальній висоті. Передбачено, що з навантажувачем працюють на порівняно малій швидкості при мінімальному значенні інерційних сил. Навантажувач із вантажопідйомником у вертикальному положенні і піднятим на максимальну висоту з номінальним вантажем при нахилі платформи вперед на 4% не повинен втратити стійкість. Вісь передніх коліс навантажувача встановлюється паралельно вісі повороту платформи.

Навантажувач перекинеться, якщо вектор сили його ваги W з вантажем, прикладений у точці розташування загального центру мас машини й вантажу, пройде поперед точки В [55] (рис. 1.2).

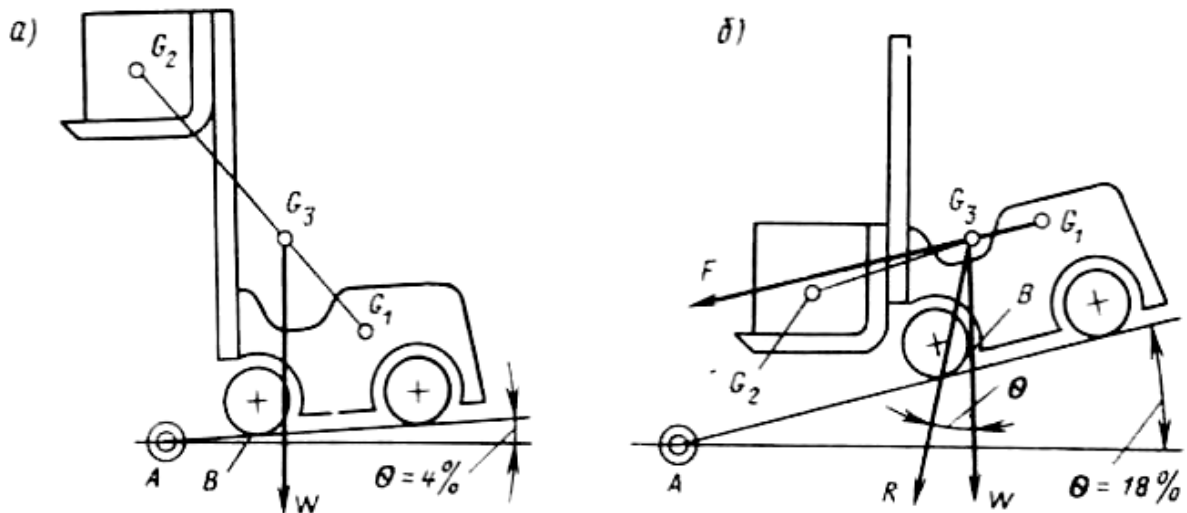


Рисунок 1.2 – Схема установки навантажувача на похилій платформі й додавання діючих сил при випробуваннях поздовжньої стійкості за Г. П.

Єфимовим:

а) під час штабелювання; б) у русі; А – вісь нахилу платформи; В – вісь можливого перекидання; G_1 – центр мас навантажувача; G_2 – центр мас вантажу; G_3 – загальна вага навантажувача та вантажу

Випробування 2, що наведене у таблиці 1.1, імітує умови, які виникають на початку поздовжнього перекидання при екстреному гальмуванні повністю зовнішнього навантажувача, який рухається вперед з максимальною швидкістю. Навантажувач випробовується в нормальному транспортному положенні: з нахиленим назад вантажопідйомником або вилами, які підняті над платформою на висоту 300 мм. Платформа нахиляється на 18%. Схема установки навантажувача та сили, що діють на навантажувач, показані на рисунку 1б. Рівнодійна R від сили ваги W та інерційної сили F відхиляються вперед на кут, що дорівнює куту нахилу платформи і за умовами випробувань рівний 0,18.

G_3 – наведений центр мас навантажувача та вантажу. Навантажувач перекинетися, якщо рівнодійна сила пройде поперед точки В, у якій відбувається торкання передніх коліс із платформою. Відповідно до умов випробувань тангенс

нахилу платформи відповідає відношенню горизонтальної і вертикальної сил, що діють на навантажувач.

Це означає, що навантажену машину, яка перебуває в русі, можна загальмувати з уповільненням $a = g \tan \theta$.

На підставі прийнятого нормативу можна обчислити час і шлях гальмування:

$$S = \frac{-v^2}{2a}$$

Випробування 3 і 4, що наведені у таблиці 1.1, імітують умови виникнення поперечного перекидання при повороті навантажувача під дією центробіжної сили (з вантажем або без нього). Триколісні навантажувачі без ресорної підвіски, у яких задній міст шарнірно з'єднаний горизонтальною віссю з рамою шасі, мають триточковий опорний контур. Перекидання можливе навколо однієї зі сторін трикутника, утвореного колесами триколісного навантажувача або двома передніми колесами і центром задньої вісі чотириколісного навантажувача із шарнірним кріпленням заднього моста. В інших випадках чотириколісні навантажувачі перекидаються навколо однієї з бічних сторін трапеції, що утворені передньою й задньою вісями. Машина без вантажу менш стійка у поперечному напрямку, ніж навантажена, тому що вантаж зміщує умовний центр мас системи. Навантажувач із максимально піднятим вантажем менш стійкий через збільшення висоти центру мас, що є небезпечним при нахилі рами вантажопідійомника назад. Лінією перекидання більшості навантажувачів із вантажем є пряма, що з'єднує центр переднього колеса із точкою перетинання вісі заднього моста з віссю поворотного шкворня. У порожніх навантажувачів лінією перекидання буде пряма, що з'єднує центри переднього й заднього коліс розташованих з одного боку навантажувача. Геометрично машина встановлюється на іспитову платформу таким чином, щоб лінія перекидання була паралельна вісі нахилу платформи. Положення лінії перекидання залежить від конструкції підвіски машини. При випробуваннях на поперечну стійкість задні

колеса навантажувача розташовуються паралельно вісі повороту платформи, тоді як у реальних умовах можливі більші кути повороту керованих коліс.

Випробування 4 враховує найнебезпечніше положення навантажувача при повороті на великій швидкості без вантажу. Робоче обладнання навантажувача підняте на висоту 300 мм від поверхні платформи, а вантажопідійомник відхилений назад. Нахил приймається згідно з графіком (рис. 1.3) та обчислюється за формулою $\theta = (15 + 1,1v)\%$, де v – максимальна швидкість машини без вантажу в км/год.

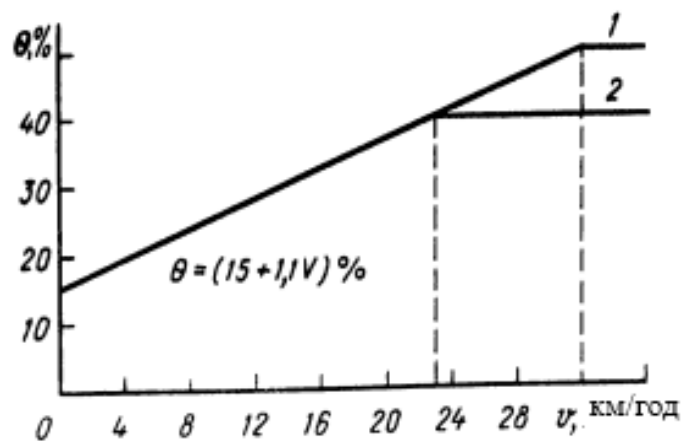


Рисунок 1.3 – Залежність кута нахилу платформи θ у % від максимальної швидкості v порожнього навантажувача з противагою при випробуванні на поперечну стійкість

Із позиції забезпечення стійкості КБН варті уваги праці Л. В. Назарова, Л. В. Разарьонова [138-140]. У цих роботах стійкість машини оцінюється в процесі їхнього повороту, при цьому допускається відрив коліс від опорної платформи. Також розглядається просторова схема діючих зусиль, що дозволяє використовувати її для визначення запасу стійкості КБН при повороті, коли одночасно діють як поздовжні, так і поперечні інерційні сили (рис. 1.4).

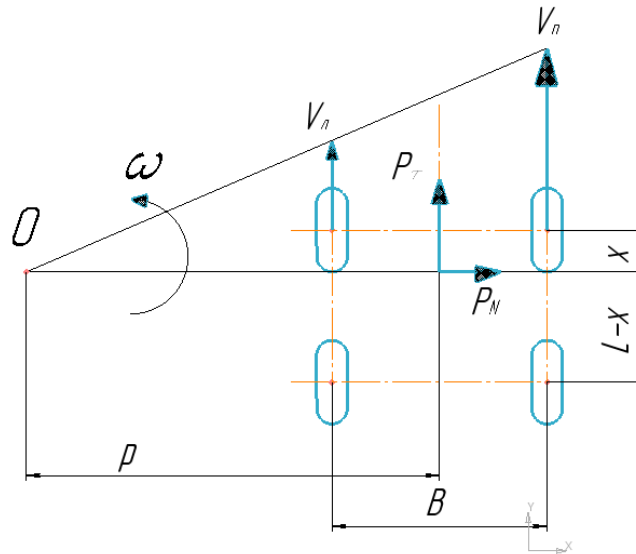


Рисунок 1.4 – Плоска схема повороту навантажувача,
запропонована Л. В. Разарьоновим

Аналіз робіт учених показує, що в їх дослідженнях розглядається головним чином стійкість самохідних пневмоколісних машин у русі і під час гальмування з урахуванням дії на них сил у поздовжніх, горизонтальних, вертикальних площинах, а також при повороті. Однак транспортний режим КБН і, як наслідок, втрата їх стійкості на цей час не достатньо досліджені. Цей факт пов'язаний із складністю описання процесу взаємодії коліс із опорною поверхнею (наприклад при переїзді через одиночну перешкоду), а також із конструктивними особливостями КБН. Окремим винятком є робота Л. В. Разарьонова [144] у якій описаний процес взаємодії навантажувача з одиночною нерівністю з точки зору стійкості останнього. Але, у даній роботі описується лише перешкода у формі синусоїди, а кут нахилу робочого обладнання КБН не враховується, як і деформація шин ходових коліс.

Істотний вплив на дослідження цього явища здійснила робота М. А. Малкіна [99], в якій описаний процес подолання колесом граничної перешкоди автомобілем. У роботі експериментально визначена висота подоланої нерівності, експеримент проведено на штучних перешкодах, що мають, на відміну від природних, правильний прямокутний профіль.

Таким чином, при дослідженні взаємодії одиночного колеса із профільною перешкодою М. А. Малкін розглядав подолання колесом недеформованих перешкод прямокутного порога та рову. У моделі взаємодії колеса з перешкодою було прийнято такі припущення:

- подолання колесом перешкоди здійснюється перпендикулярно до ребра перешкоди, при цьому вплив сил на колесо в бічному напрямку відсутній (тобто розглядається плоский рух колеса);
- деформація опорної поверхні і перешкоди не враховується;
- контакт колеса з ребром перешкоди розглядається як точковий, реакція в точці контакту спрямована до центру колеса;
- висота перешкоди не перевищує статичний радіус колеса;
- проковзування шини на ребрі перешкоди відсутнє, тангенціальна деформація шини не враховується.

Процес подолання перешкоди був розділений на 2 етапи, на яких колесо перебувало в стані хиткої рівноваги – початковий і основний (рис. 1.5). Початковий етап подолання перешкоди характеризувався одночасним контактом колеса з горизонтальною опорною поверхнею і ребром порогу та тривав до моменту відриву колеса від опорної поверхні. На основному етапі колесо опиралося тільки на ребро порогу. Основний етап завершувався виходом колеса на верхню опорну поверхню, тобто закінченням процесу подолання перешкоди.

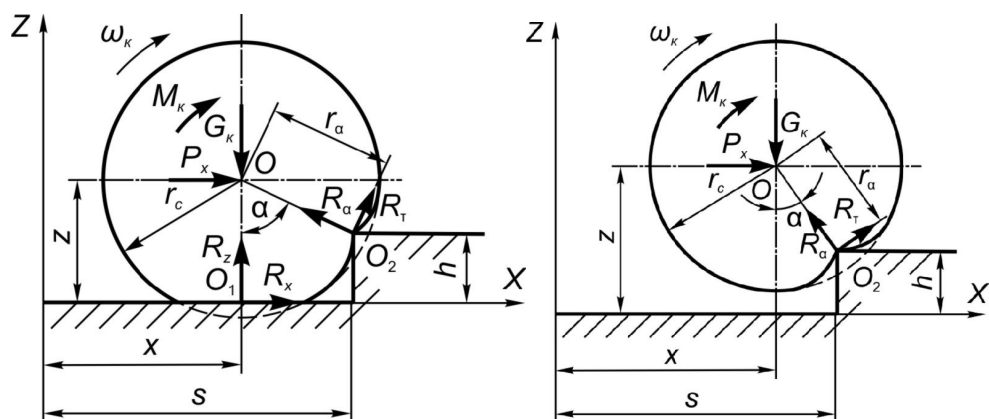


Рисунок 1.5 – Математична модель взаємодії колеса на початковому та основному етапах подолання порогової нерівності,

запропонована М. А. Малкіним

На основі огляду досліджень у сфері динамічної стійкості як короткобазових вантажно-розвантажувальних машин, так і споріднених їм можна зробити висновок, що процес втрати стійкості при подоланні одиночної перешкоди не до кінця вивчений. Звичайно, подібне завдання вже вирішувалося відомими науковими школами в галузі автомобілебудування, зокрема цим питанням займалися С. Б. Шухман, М. А. Малкін та ін. [99], якими було запропоновано нові підходи до вирішення проблеми подолання автомобілем порогу або рову. Однак, у більшості наукових праць, присвячених взаємодії машин з опорною поверхнею, означене питання розглядалося в контексті автомобільної техніки, яка за своїми конструктивними особливостями значно відрізняється від конструкції КБН.

Таким чином, аналіз попередніх досліджень у сфері динаміки короткобазових, навантажувальних і споріднених їм машин показав, що в поданому дисертаційному дослідженні можуть бути використані лише окремі їх результати. Поширити запропоновані раніше розрахункові схеми і їх математичне моделювання на опис транспортного процесу КБН у процесі подолання одиночної перешкоди неможливо.

1.3 Аналіз типів профільних перешкод на робочій ділянці

Вивчаючи процес подолання КБН одиночної перешкоди, необхідно провести аналіз взаємодії колеса з опорною поверхнею. На цей момент не існує єдиної класифікації перешкод для проведення належних експериментальних досліджень. Однак існує багато робіт з оцінки профільної прохідності важкої автомобільної техніки, серед яких найбільш істотними вважаються дослідження В. М. Буянова [18] та Я. Е. Фаробіна [142].

Серед закордонних дослідників вивченню взаємодії колеса з опорною поверхнею і оцінці можливості подолання самохідними колісними машинами перешкод присвячені роботи М. Г. Беккера [20], Дж. Вонга [38], К. Кюнера та ін.

У деяких роботах для оцінки профільної прохідності автомобіля перешкоди класифікуються на ухили, пороги, рови, дискретні перешкоди тощо [145]. Це найпоширеніша систематизація, на основі якої розроблені типові експериментальні маршрути для автомобілів високої прохідності.

У роботі В. Н. Белоусова [16] для дослідження профільних навантажень у ходовій частині самохідних колісних машин запропоновано розглядати подолання комплексу перешкод у складі насипу, косогору, виступу та рову з певними параметрами. У роботі зазначається, що сукупність цих перешкод за впливом на ходову частину автомобіля охоплює всі різновиди природних і штучних варіантів.

У дослідженнях кафедри колісних машин МДТУ ім. М. Е. Баумана, запропоновано найбільш узагальнену класифікацію одиночних перешкод щодо розташування профілю відносно нульової оцінки, відповідно до якої всі бар'єрні перешкоди поділяються на два типи – «виступ» і «западина» [23]. До першої групи належать штучні насипи, а до другого – пороги, рови та ін.

Подібні перешкоди можуть бути описані як лінійними, так і нелінійними функціями. Лінійна апроксимація дозволяє одержати аналітичний опис досить складних профілів, натомість громіздка і незручна для застосування при математичному моделюванні, оскільки вона являє собою задану функцію з більшою кількістю залежностей.

Більш доцільним є опис профілю перешкоди безперервними функціями, зокрема, гармонійними. Такий підхід широко застосовується в дослідженнях плавності ходу самохідних колісних машин для оцінки динамічної навантаженості трансмісії. У цих роботах для опису єдиного виступу використовується відома гармонійна функція [146]:

$$h = h_0 \cdot [1 - \cos(\frac{2\pi x}{L})], \quad (1.1)$$

де h_0 – амплітуда синусоїдальної нерівності (половина висоти перешкоди);

L – довжина нерівності; x – лінійна координата.

Першим почав спробу класифікації перешкод В.М. Буянов [18]. Розглядаючи найпоширеніші перешкоди та поєднуючи їх за характерними геометричними параметрами, автор зазначає, що універсальною типовою перешкодою є кювет. Таким чином, у роботі зроблено висновок, що коли машина переїде через кювет, то вона переїде через більшість інших природних і штучних перешкод з аналогічними геометричними параметрами. Це твердження варто визнати спірним, тому що в поданій роботі не дається кількісної оцінки природних і штучних перешкод, а процес подолання розглядається без урахування деформації ґрунту.

В. М. Буянов детально досліджував процес силового подолання граничної перешкоди і встановив, що основним фактором, який визначає успішне подолання перешкоди, є коефіцієнт зчеплення коліс із опорною поверхнею. До того ж висновку схиляються науковці А.С Литвинов і Я. Е. Фаробін, записавши основну умову руху колісної машини через поріг у вигляді [96]:

$$\frac{R\tau}{R_N} < \varphi, \quad (1.2)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс із порогом; R_τ , R_N — відповідно дотична і нормальна реакції на колесо з боку кромки стінки.

Ґрунтуючись на цій умові, автори вивели аналітичні залежності для випадків подолання граничної перешкоди, що досить добре узгоджуються з експериментальними даними.

У роботах [18; 96] були запропоновані залежності для визначення максимальної висоти перешкоди, яку можуть подолати відповідно ведучі та ведені колеса:

$$H_c \leq r \left[1 - \frac{1 - \frac{\Delta u}{r}}{\sqrt{1 + \left(\frac{Px + \varphi Pz}{Pz - \varphi Px} \right)^2}} \right]; \quad (1.3)$$

$$H_c \leq r \left[1 - \frac{1 - \frac{\Delta u}{r}}{\sqrt{1 + \left(\frac{Px}{Pz} \right)^2}} \right], \quad (1.4)$$

де H_c – висота граничної перешкоди, Δu – прогин шини; r – радіус колеса; Px – штовхальна сила; Pz – нормальне навантаження на колесо.

Автори робіт зазначають, що відповідно до запропонованих формул максимальна висота подоланої нерівності для двохосьових повнопривідних самохідних машин не перевищує половини радіуса колеса, тобто $h \leq 0,5r_k$.

В.М. Буянов розглядає випадки подолання граничної перешкоди одиночним колесом для різних режимів кочення – веденого, провідного та нейтрального (в останньому випадку на колесо одночасно діють крутний момент і штовхальна сила). Науковець запропонував ряд залежностей для визначення максимальної висоти граничної перешкоди. Так, для випадку подолання порога веденим колесом пропонується наступний вираз [18]:

$$h = r \left(1 - \frac{G_k}{\sqrt{P^2 + G_k^2}} \right), \quad (1.5)$$

де h – максимальна висота граничної перешкоди, G_k – нормальне навантаження на колесо, P – штовхальна сила, прикладена до вісі колеса.

В.М. Буянов зазначає, що відповідно до рівняння (1.5) максимальна висота перешкоди, подоланої веденими колесами двохосьового автомобіля залежно від величини навантаження, що доводиться на ведені колеса, коефіцієнта зчеплення ведучих коліс із ґрунтом та інших факторів, може становити $0.35...0.55r_k$ [18].

У процесі подолання граничної перешкоди колесом у ведучому режимі (штовхальна сила на вісі колеса відсутня) передбачається, що сила тяги P_k , яка реалізована ведучим колесом, частково впливає на величину горизонтальної реакції порога R_x протягом усього часу його подолання. Міра впливу сили P_k на величину реакції R_x враховується введенням емпіричного коефіцієнта k . З

урахуванням цих положень записується наступне рівняння для визначення максимальної висоти нерівності [99]:

$$h = r \left(1 - \frac{1 + k \varphi \varphi_1}{\sqrt{(1 + \varphi_1^2) \cdot (1 + k^2 \varphi^2)}} \right), \quad (1.6)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс із ґрунтом, φ_1 – коефіцієнт ведучого колеса із кромкою перешкоди.

З огляду на рівняння (1.6) можна зробити висновок, що залежно від перерахованих вище факторів, максимальна висота нерівності, подоланої колесами транспортного засобу з колісною формулою 4x2, може становити $0.33...0.66r_k$. Колісна формула й конструктивні особливості короткобазових навантажувачів відрізняються від наведених вище характеристик. А це значить, що наведені В. М. Буяновим рівняння для визначення максимальної висоти порога не можна використовувати для КБН.

Аналізуючи подолання граничної перешкоди, коли на колесо діють крутний момент і штовхальна сила, В. М. Буянов враховував вплив сили тяги на колесі, що долає перешкоду, на величину поздовжньої реакції, яка характеризується коефіцієнтом k .

Однак у роботі не наведене визначення максимальної висоти перешкоди, проте визначено, що ведучі колеса менш навантаженої вісі транспортного засобу з колісною формулою 4x4 можуть подолати перешкоду з максимальною висотою $0.66r_k$.

У рівняннях В. М. Буянова не враховувалися радіальні деформації шин коліс, які значно зменшують радіус перекочування коліс щодо ребра перешкоди. Таким чином, остання обставина спричиняє зміну перерозподілу навантажень на вісі колеса, а звідси й тягових можливостей машини. Тому отримані залежності для визначення граничної висоти перешкоди залежно від тягових властивостей машини можуть вважатися досить наближеними.

Для КБН більше підходять залежності, запропоновані В. В. Гуськовим. Для визначення максимальної висоти перешкоди ($H_{\max}$), подоланої трактором з колісною формулою відповідно 4x2 і 4x4, науковець пропонує використовувати наступні залежності [20]:

$$H_{\max} \leq \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi^2}} \right) r_k \quad (1.7)$$

$$H_{\max} \leq \left[1 - \frac{1 - \varphi\varphi_B}{\sqrt{(1 + \varphi_B^2) \cdot (1 + \varphi^2)}} \right] r_k \quad (1.8)$$

де φ , φ_B – відповідно коефіцієнти зчеплення коліс із ґрунтом і на виступі перешкоди.

Розрахунки, проведені за формулами (1.7) і (1.8), показують, що максимальна висота перешкоди для трактора з колісною формулою 4x2 становить приблизно $0,3r_k$, а для трактора з колісною формулою 4x4 – $0,66r_k$. Слід зазначити, що формули В. В. Гуськова є більш точними, ніж формули А. С. Литвинова і Я. Е. Фаробіна [96].

Однак у наведених вище залежностях не враховується прогин шини на ребрі перешкоди, і застосування цього фактора щодо колісних короткобазових вантажно-розвантажувальних машин дасть незадовільний результат. Водночас уточнену формулу для визначення максимальної висоти перешкоди, подоланої багатовісним тягачем, запропонував Я. С. Агейкін [2]. У цій формулі враховується прогин шини на ребрі перешкоди, а також вона доцільна для двохосьових самохідних машин з метою розрахунку максимальної висоти перешкоди, а саме:

$$h_H = r_0 \left\{ 1 - \frac{1 - \frac{h''_{ш}}{r_0}}{\sqrt{1 + \left[\frac{(n-1) \cdot \varphi + \varphi'}{1 - (n-1) \cdot \varphi \varphi'} \right]^2}} \right\}, \quad (1.9)$$

де h_H – висота граничної нерівності; r_0 – статичний радіус колеса; φ – коефіцієнт зчеплення між шиною і поверхнею кочення; φ' – коефіцієнт зчеплення між шиною і ребром перешкоди; n – число осей; $h''_{ш}$ – прогин шини на ребрі перешкоди.

Зважаючи на аналіз наукових праць, вказаних вище, можна зробити висновок, що на сьогодні на питання про форму й максимальну висоту подоланої машиною перешкоди немає однозначної відповіді.

Залежність (1.9) найбільш точно, на наш погляд, доцільна для КБН, особливо якщо прийняти $\varphi = \varphi' = 0,7$, а коефіцієнт деформації шини

$K_{ш} = 1 - \frac{h''_{ш}}{r_0} = 0,91$, то максимальна висота подоланої перешкоди складе $0,68r_k$.

Однак, якщо мова йде про стійкість машини, то така висота перешкоди не відповідає умовам прохідності КБН. Це пов'язано з конструктивними особливостями машини, а саме короткою базою та центром мас, що розташований ближче до задньої вісі навантажувача. Відповідно до ГОСТ 22653-77 профільну прохідність самохідних пневмоколісних машин оцінюють за дорожнім просвітом, за допомогою якого можливо визначити здатність руху навантажувача по м'яких ґрунтах та подоланню зосереджених перешкод (каміння, пнів, купин, порогів, ровів і т. д.). У пропонованій дисертаційній роботі дорожній просвіт навантажувача склав 0,24 м, а максимальна висота перешкоди 0,12 м відповідно, що було прийнято при теоретичному, віртуальному та натурному випробуваннях.

1.4 Аналіз методів застосування комп'ютерного моделювання для опису динамічних процесів піднімально-транспортних машин

Швидкий розвиток обчислювальної техніки і її впровадження практично в усі сфери життя посприяли тому, що на сьогодні проектування неможливе без знання систем автоматичного проектування (CAD - Computer Aids Design), автоматичного виробництва (CAM - Computer Aids Manufacturing) і автоматичного інженерного аналізу (CAE - Computer Aids Engineering). Такі CAD/CAM системи, як AutoCAD, DUCT, Pro/Engineer, Unigraphics і SolidsWorks широко використовуються для комп'ютерного моделювання виробів складної форми з наступним випуском креслень і генерацією програм для верстатів з числовим програмним управлінням. Однак ці спеціалізовані пакети чисельного моделювання не мають розвинених засобів інженерного аналізу [56].

Варто зазначити, що англomовний термін «CAD» стосовно промислових систем має більш вузьке тлумачення, ніж термін «система автоматизованого проектування» (САПР), оскільки в поняття САПР входить і CAD, і CAM, і CAE. Серед усіх інформаційних технологій автоматизоване проектування займає особливе місце. Говорячи про математичне забезпечення САПР, слід зазначити різноманітність використовуваних методів: обчислювальної математики, математичного програмування, статистики, дискретної математики, штучного інтелекту [59]. Програмні комплекси САПР можна порівняти з одними з найбільш складних сучасних програмних систем, в основі яких лежать такі операційні системи, як Windows або Unix, і такі мови програмування, як C++ і Java, а також сучасні CASE-технології. Отже, підприємства, що працюють без САПР або мало її використовують, стають неконкурентоспроможними, оскільки витрачають на проектування значно більше часу й фінансових засобів.

CAE-системи інженерного аналізу (ABAQUS, ANSYS, COSMOS, I-DEAS, NASTRAN та ін.) дозволяють не тільки виконати якісне моделювання систем різної фізичної природи, але й досліджувати відгук цих систем на зовнішні впливи у вигляді розподілу напруг, температур, швидкостей, електромагнітних

полів і т. д. Використання таких програм допомагає скоротити цикл розробки, знизити вартість виробів і підвищити якості продукції.

Одним з найпоширеніших комплексів сьогодні є програма ANSYS, що використовує метод кінцевих елементів. Багатоцільова спрямованість програми, незалежність від апаратних засобів (від персональних комп'ютерів до робочих станцій і суперкомп'ютерів), засобів геометричного моделювання на базі B-сплайнів (технологія NURBS), повна сумісність із CAD/CAM/CAE-системами провідних виробників і зрозумілий інтерфейс посприяли тому, що саме ANSYS у цей час використовується для виконання науково-дослідницьких робіт.

Для досягнення поставленої мети поданого дисертаційного дослідження необхідно вирішити складне контактне завдання, яке є нелінійним та вимагає значних комп'ютерних ресурсів для рішення.

Нелінійність контактних завдань пов'язана із двома причинами. По-перше, область контакту, а отже, граничні умови до одержання рішення є невідомими. По-друге, в багатьох контактних завданнях необхідно враховувати тертя. Є кілька моделей тертя, і всі вони є нелінійними.

Контактні завдання умовно діляться на два класи: абсолютно тверде тіло до деформованого (rigid-to-flexible) і деформоване тіло до деформованого (flexible-to-flexible) [60]. Перший клас є випадком, коли жорсткість одного з контактуючих тіл багато більше, ніж в іншого (наприклад, контакт гуми з металевим масивом), або виникає зі спрощень внаслідок симетрії (завдання Герца про контакт двох однакових куль). Другий клас являє собою модель загального випадку і є, безумовно, більш широким.

Види контактів: поверхня – поверхня, вузол – поверхня, вузол – вузол. Система ANSYS підтримує три моделі контакту «вузол – вузол», «вузол – поверхня» і «поверхня – поверхня». Кожний тип моделі використовує особливий набір контактних елементів ANSYS. Модель «поверхня – поверхня» є найбільш універсальною і придатна для вирішення великого спектру завдань.

Контактні елементи «поверхня – поверхня». Система ANSYS підтримує контактні елементи типу «поверхня – поверхня» для обох моделей контакту: rigid-

to-flexible і flexible-to-flexible. При формулюванні елементів використовуються поняття «цільова поверхня» («target surface») і «контактна поверхня» («contact surface»). Ці поверхні утворюють контактну пару:

- цільова поверхня моделюється елементами TARGE169 або TARGE170 (для 2D і 3D відповідно);
- контактна поверхня моделюється елементами CONTA171, CONTA172, CONTA173 і CONTA174.

Елементи «поверхня – поверхня» придатні для таких додатків, як посадковий або початковий контакт, завдання глибокого пресування (волочіння). Елементи «поверхня – поверхня» мають переваги перед елементами «вузол – вузол» CONTA175.

Зазначені елементи:

- підтримують елементи низького і високого порядку на контактній та цільовій поверхнях;
- дозволяють одержувати кращі результати для контакту як з тертям, так і без нього;
- не мають обмежень на форму цільової поверхні. Розриви поверхні можуть бути обумовлені як фізично, так і дискретно (розрахунковою сіткою).

Контактні елементи мають численні способи керування моделюванням. Засоби керування зосереджені в опціях елемента, реальних константах, опціях розв’язника.

Виконання контактного аналізу включає такі кроки [63]:

- створення геометричної і кінцево-елементної (сіткової) моделі;
- визначення граничних умов;
- визначення контактної пари, призначення цільової та контактної поверхонь;
- встановлення керуючих параметрів контакту;
- створення контактних елементів;
- завдання опцій рішення;
- рішення контактного завдання;

- аналіз результатів.

Встановлено, що вибір контактної та цільової поверхні може стати причиною одержання різних результатів моделювання і може впливати на точність рішення. При виборі було враховано такі правила:

- при контакті опуклої поверхні з увігнутою або плоскою остання повинна бути обрана цільовою;
- поверхня з більш кращою сіткою повинна бути обрана контактною з більш грубою – цільовою;
- більш піддатлива із двох поверхонь повинна бути обрана контактною, більш тверда – цільовою;
- у випадку, якщо для апроксимації використовуються різні елементи, поверхня з елементами високого порядку повинна бути контактною, а поверхня з елементами більш низького порядку – цільовою (для 3 D-контакту типу «вузол – поверхня» контактною повинна бути поверхня з елементами більш низького порядку, а елементи високого порядку повинні перебувати на цільовій поверхні);
- якщо розмір однієї з поверхонь помітно більший, ніж в іншій, або одна поверхня охоплює іншу, то більша поверхня повинна бути цільовою.

Ці правила використовуються для *асиметричного* контакту [57]. Якщо в такий спосіб не вдається досягти бажаної якості рішення, використовується симетричний контакт. Такий контакт є більш витратним щодо використання комп'ютерних ресурсів, але іноді дозволяє одержати бажаний результат.

Симетричний контакт може знадобитися в наступних ситуаціях [63]:

- розходження між контактною і цільовою поверхнями не визначене;
- обидві поверхні мають грубу сітку.

Симетричний алгоритм у цьому випадку накладає великі обмеження на визначення положення контактних поверхонь, ніж асиметричний. Якщо сітки на обох поверхнях досить високої якості, то застосування симетричного алгоритму не може значно поліпшити процес рішення завдання, але робить його більш витратним за часом рішення. У цьому випадку доцільніше використовувати асиметричний контакт.

Статус контакту. Стан контактних елементів характеризується контактним статусом. Система ANSYS відслідковує поведінку кожного контактного елемента та привласнює йому статус:

- STAT = 0 – відкритий «далекий» контакт;
- STAT = 1 – відкритий «близький» контакт;
- STAT = 2 – ковзний контакт (проковзування);
- STAT = 3 – твердий, зв'язаний контакт.

Вважається, що елемент перебуває у відкритому «ближньому» контакті, коли його точки інтегрування (Гаусові або вузлові точки, як встановлено в системі) перебувають на певній дистанції від відповідної цільової поверхні. Ця дистанція називається – *pinball region* – область притягання, область пошуку контакту. *Pinball region* являє собою коло (у 2D) або сферу (у 3D) із центром у точці інтегрування. Регулювати *pinball region* можливо, задаючи реальні константи або використовуючи менеджер контактів.

У ситуації, коли рух твердого тіла обмежується лише контактними умовами, важливо забезпечити взаємодію елементів контактної пари в початковому стані, тобто контакт повинен бути закритим. Однак іноді контакт виявляється відкритим. Це може відбуватися в наступних випадках:

- контури тіла можуть бути досить складними, і буває важко точно визначити точку, в якій відбудеться перший контакт;
- незважаючи на те, що геометрична модель побудована без розривів (gaps), помилки округлення, що виникають при побудові сіткової моделі, можуть призводити до появи малих розривів між елементами.

За цими ж причинами може відбуватися занадто велике початкове проникання контактної поверхні в цільову. Тому визначення початкового контакту являє собою, можливо, найбільш важливий аспект побудови моделі для контактного аналізу. Щоб визначити, чи є проблеми з початковим контактним станом, використовується команда CNCHECK до початку рішення для одержання рекомендацій з усунення проблем.

У зв'язку з високою складністю задачі, великою кількістю параметрів процесу для рішення поставленого завдання доцільно використовувати методи комп'ютерного моделювання. Це дозволить істотно підвищити якість, точність розрахунків, а відповідно швидкість одержання необхідних результатів.

Аналіз САПР показує, що для виконання поставленого завдання найбільш доцільно використовувати програмний комплекс ANSYS, що вміщує багатofункціональний комплект модулів для реалізації задач високого рівня складності.

1.5 Висновки за розділом. Мета та завдання дослідження

1. КБН вітчизняного виробництва набули значного розповсюдження в Україні в порівнянні з аналогічними машинами закордонних фірм (Bobcat, Caterpillar, Mustang, Komatsu та ін.). Це обумовлено низькою вартістю та мобільністю, вони мають широкий спектр змінних робочих органів, завдяки чому використовуються навіть у міжсезоння.

2. Порівняльний аналіз показників стійкості показав, що у вітчизняних КБН він менше 2,0, що створює передумови до втрати стійкості. Виявилося, що центр мас КБН максимально зміщений до задньої вісі, а від втрати стійкості назад їх захищають похилі салазки (Bobcat, Caterpillar, Mustang, Komatsu та ін.). Навантажувачі вітчизняних виробників таким захистом не володіють, отже, їх центр мас зміщений уперед, тому вантажопідйомність машин до 10 % менше, ніж в іноземних аналогів.

3. Аналітичний огляд типів профільних перешкод дозволив сформулювати дійсні висотні характеристики нерівностей, які можливо використовувати при експериментальних дослідженнях. Максимальна висота яких може складати $0,25r_k$.

4. Аналіз методів комп'ютерного моделювання дозволив виявити раціональні параметри моделювання для вирішення поставленого дисертаційного

завдання, а також віднайти відповідний програмний комплекс для розрахунку подібних контактних завдань.

5. На основі аналізу попередніх досліджень щодо динамічної стійкості КБН сформульовано завдання дисертаційної роботи:

- провести аналітичний огляд сучасної літератури і досвіду експлуатації КБН щодо їх стійкості;
- розробити математичні моделі КБН під час переїзду через перешкоду;
- провести імітаційне моделювання КБН за допомогою сучасних програмних засобів;
- провести експериментально-польові випробування КБН з метою оцінки адекватності математичного моделювання та встановити кореляцію результатів теоретичних розрахунків із результатами експериментальних досліджень;
- на основі експериментальних, імітаційних та теоретичних досліджень розробити практичні рекомендації щодо встановлення раціональних параметрів КБН під час виконання ним транспортних операцій;
- запропонувати методологічний підхід до вирішення проблеми стійкості руху навантажувача у транспортному режимі за рахунок впровадження системи автоматизованого керування;
- провести техніко-економічне обґрунтування доцільності використання розробленої системи керування.

РОЗДІЛ 2 . МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДОЛАННЯ ОДИНОЧНОЇ ПЕРЕШКОДИ КОРОТКОБАЗОВИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ

2.1 Постановка завдання і визначення параметрів процесу

У зв'язку з недостатнім досвідом проектування і експлуатації КБН, а також невизначеністю даних про динамічну стійкість у процесі подолання одиночної перешкоди як головних факторів, що формують динамічні процеси розглянутого класу машин, необхідно враховувати наступні:

- швидкість навантажувача в транспортному режимі особливо при подоланні одиночної перешкоди відіграє важливе значення, оскільки для короткобазової машини з гідростатичною трансмісією вона може приймати будь-які значення від 0 до 13 км/год [138];

- особливості конструкції КБН з гідростатичною трансмісією припускають переміщення його центру мас у вертикальному і горизонтальному напрямках при наїзді на перешкоду. Цей фактор викликає також необхідність аналізу динамічних процесів у взаємозв'язку з висотою розташування робочого обладнання над опорною поверхнею та масою вантажу [140].

При складанні математичного опису процесу переїзду КБН через одиничну перешкоду прийнято наступні припущення:

- опорна поверхня – асфальтобетон, при цьому поперечні зусилля на ходових колесах обмежені зчіпними якостями рушіїв з опорною поверхнею;

- подолання колесами навантажувача перешкоди здійснюється перпендикулярно до ребра перешкоди, при цьому вплив сил на колеса в бічному напрямку відсутні (отже, розглядається плоска задача);

- деформація опорної поверхні та перешкоди не враховується;

- контакт коліс навантажувача з ребром перешкоди розглядається як точковий, реакція в точці контакту спрямована до центру колеса;

- висота перешкоди не перевищує статичний радіус колеса;

- залежність деформації шини від реакції R_0 на ребрі перешкоди й від реакції R_y на плоскій опорній поверхні приймаються лінійними;
- проковзування шин на ребрі перешкоди відсутнє, тангенціальна деформація шин не враховується.

2.2 Математичне моделювання процесу подолання колесом одиначної перешкоди

Досліджуючи рух КБН з гідростатичною трансмісією в транспортному режимі, необхідно розглянути процес подолання одиначної перешкоди колесом.

У розділі 1 було розглянуто різні підходи до класифікації перешкод на місцевості, що запропоновані в різних дослідженнях. Зазначалося, що в більшості робіт, як правило, особливо виділяються граничні перешкоди. Висота порогової нерівності і її ширина входить до числа найважливіших тактико-технічних характеристик колісних самохідних машин. При цьому експериментальне визначення висоти подоланої перешкоди проводиться на штучних перешкодах, що мають, на відміну від природних, правильний прямокутний профіль. Таким чином, при дослідженні взаємодії колеса з опорною поверхнею доцільно розглядати подолання колесом перешкоди, що не деформується.

2.2.1. Модель подолання веденим колесом одиночної перешкоди

Прийняті припущення:

- в зоні контакту колеса з опорною поверхнею дороги пробуксовування відсутнє;
- прослизання колеса на порозі немає;
- радіальна жорсткість колеса не залежить від величини деформації.

Для складання рівнянь руху колеса записуються вирази для кінетичної і потенційної енергії через узагальнені координати і швидкості. При цьому вважається, що деформація дорожньої поверхні і перешкоди мізерно малі в порівнянні з деформацією колеса (рис. 2.1).

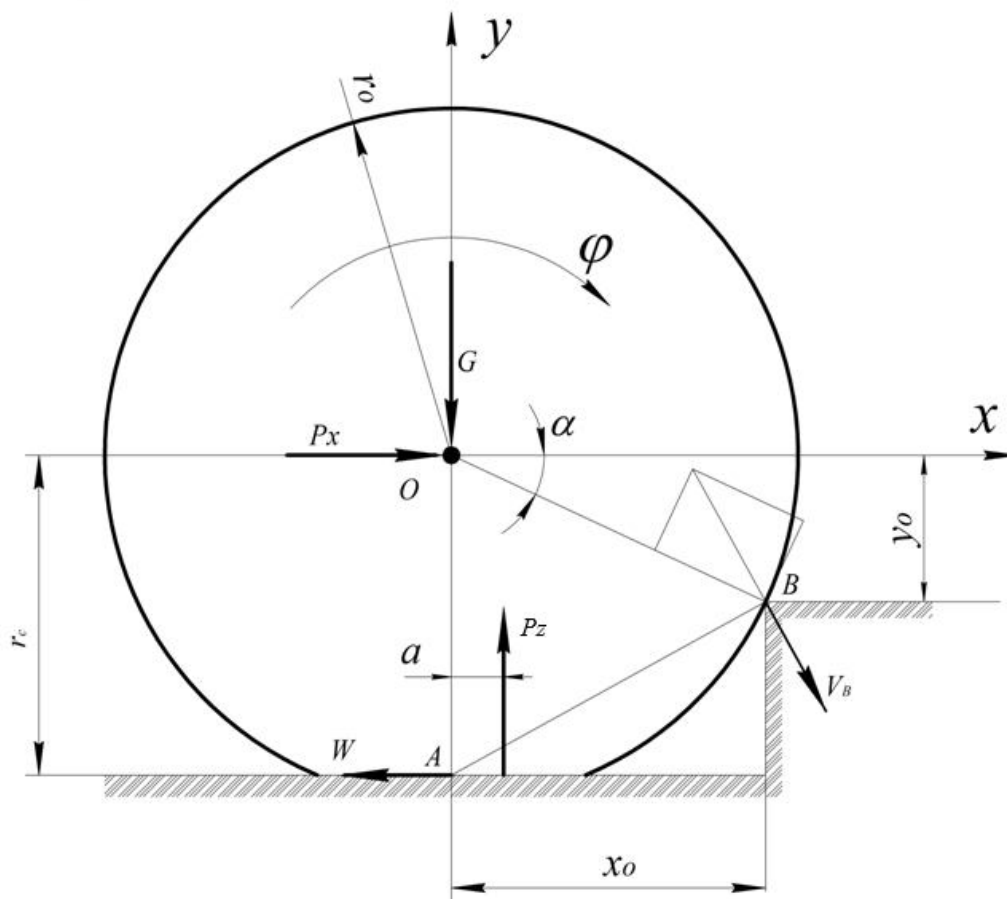


Рисунок 2.1 – Момент торкання колеса з перешкодою

x і y – відповідно поточні горизонтальні та вертикальні координати колеса;

φ – координата повороту колеса;

P_x і P_z – відповідно штовхальна сила та нормальна реакція поверхні ґрунту;

P_r і P_τ – відповідно радіальна й тангенціальна складові сили у точці контакту колеса з перешкодою;

r_c – відстань від центру колеса до опорної поверхні;

y_0 – відстань від центру колеса до точки контакту колеса з перешкодою;

x_0 – відстань від центру колеса до перешкоди;

G – сила тяжіння колеса;

r_0 – вільний радіус колеса.

Рівняння руху мають вигляд:

$$\frac{dT}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = \sum Q_i, \quad (2.1)$$

де T – кінетична енергія; Q – узагальнена сила.

Кінетична енергія колеса:

$$T = \frac{m}{2} \dot{x}^2 + \frac{m}{2} \dot{y}^2 + \frac{J}{2} \dot{\phi}^2. \quad (2.2)$$

Похідні від кінетичної енергії за узагальненими швидкостями і часом:

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\ddot{x}, \quad (2.3)$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = m\ddot{y}, \quad (2.4)$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = J\ddot{\phi}, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0, \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = 0. \quad (2.8)$$

Коефіцієнт опору пересуванню для пневматичного колеса на наїждженій ґрунтовій дорозі й звичайній поверхні щільного ґрунту $f = 0,03 - 0,05$ [147].

Величина a на рис. 2.1 – коефіцієнт тертя другого роду (коефіцієнт тертя кочення). Коефіцієнт f пов'язаний з коефіцієнтом тертя кочення і вільним радіусом колеса залежністю:

$$a = fr_c, \quad (2.9)$$

де r_c – силовий радіус колеса.

Вільний радіус колеса навантажувача ПМТС-1200 $r_0 = 0,47$ м. При значенні коефіцієнта опору пересуванню $f = 0,04$ величина a буде дорівнювати

$$a = 0,04 \cdot 0,47 = 0,019 \text{ м.}$$

У зв'язку з невеликим значенням величини a та тією обставиною, що в міру наїзду колеса на поріг величина a буде зменшуватися, можна вважати, що реакція опорної поверхні на колесо діє під центром колеса.

За відсутності пробуксовування колеса в зоні контакту з дорогою кутова швидкість колеса буде дорівнювати:

$$\dot{\phi} = \frac{V_{0x}}{z_0}, \quad (2.10)$$

де V_{0x} – швидкість центру колеса в напрямку x .

z_0 – силовий радіус колеса (висота центру колеса над поверхнею дороги)

Відстань від вершини перешкоди (точка B) до нового положення (рис. 2.2) центру колеса дорівнює:

$$L_1 = \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}. \quad (2.11)$$

Миттєвий центр повороту колеса знаходиться в точці A . Швидкість точки B на поверхні колеса спрямована по вектору VB (перпендикулярно відрізку AB). У

момент початку наїзду колеса на перешкоду відстань від точки B до центру колеса O дорівнює силовому радіусу колеса $\Delta_0 = r_c$.

У процесі наїзду на перешкоду центр колеса переходить із точки O в точку O_1 (рис. 2.2).

Потенційна енергія радіальної деформації пружного елемента C_l дорівнює:

$$\Pi_{C1} = \frac{C_1}{2} y^2. \quad (2.12)$$

Похідна від потенційної енергії елемента C_1 по y становить:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y} = C_1 y. \quad (2.13)$$

У момент торкання колесом порога відстань OB становить:

$$L_0 = r_0. \quad (2.14)$$

Відстань від вершини порога (точка B) до нового положення центру колеса O_1 буде дорівнювати:

$$L_1 = \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}. \quad (2.15)$$

x_0 – відстань від центру колеса до перешкоди;

G – сила тяжіння колеса;

r_0 – вільний радіус колеса;

C_r – радіальна жорсткість колеса;

C_l – нормальна жорсткість колеса;

C_t – тангенціальна жорсткість колеса;

z_0 – відстань від опорної поверхні центру колеса при початковому положенні (до деформації колеса);

A, A_l – миттєвий центр швидкостей.

Повний поворот колеса складається з повороту центру колеса відносно миттєвого центру швидкостей (переносний рух) і повороту колеса навколо його власного центру на кут φ (відносний рух). Обидва цих рухи призводять до виникнення тангенціального зусилля P_t , що діє на колесо з боку перешкоди.

Зміна відстані від центру колеса до вершини перешкоди дорівнює:

$$\Delta_{Cr} = r_0 - \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}. \quad (2.16)$$

З моменту торкання в процесі беруть участь нормальна жорсткість колеса C_r і тангенціальна жорсткість C_t .

Потенційна енергія радіальної деформації колеса на ділянці OB :

$$\Pi_{Cr} = \frac{C_r}{2} \left[r_0 - \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2} \right]^2. \quad (2.17)$$

Від узагальненої координати φ потенційна енергія Π_{Cr} не залежить.

Похідна від потенційної енергії колеса Π_{Cr} по координаті x :

$$\frac{\partial \Pi_{Cr}}{\partial x} = \frac{C_r(x_0 - x)}{2\sqrt{(y + y_0)^2 + (x - x_0)^2}}. \quad (2.18)$$

Похідна від потенційної енергії колеса Π_{Cr} по координаті y :

$$\frac{\partial \Pi_{Cr}}{\partial y} = -\frac{C_r(y + y_0)}{2\sqrt{(y + y_0)^2 + (x - x_0)^2}}. \quad (2.19)$$

Від узагальненої координати φ радіальна деформація колеса на ділянці O_1B не залежить.

Зусилля P_z діє на колесо тільки до моменту відриву колеса від опорної поверхні. Після відриву колеса починається другий елемент процесу наїзду колеса на перешкоду. Відлік ведеться від положення рівноваги в момент контакту колеса з нерівністю. При цьому нормальна реакція поверхні ґрунту P_z урівноважує силу ваги колеса.

При наїзді веденого колеса буде відбуватися тангенціальна деформація, як показано на рис. 2.2.

Поворот колеса з вихідного положення в положення із центром у точці O_1 здійснюється на кут $\alpha - \alpha_0$.

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{y_0}{r_0}. \quad (2.20)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}}. \quad (2.21)$$

Таким чином, кут повороту колеса в переносному русі складе:

$$\Delta\alpha = \arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} - \arcsin \frac{y_0}{r_0}. \quad (2.22)$$

Переносна деформація колеса, викликана поворотом відносно миттєвого центру швидкостей,

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{пер}} &= A_1 B \cdot \Delta\alpha = \sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \times \\ &\times \left[\arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} - \arcsin \frac{y_0}{r_0} \right]. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Радіальна деформація колеса, викликана переносним рухом,

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{рад}} &= \Delta_{\text{пер}} \sin(\alpha + \beta_1) = \\ &= \sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \left[\arcsin \frac{y_0}{r_0} - \arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} \right] \times \\ &\times \sin \left(\arcsin \frac{y_0}{r_0} + \arcsin \frac{z_0 - y_0}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (z_0 - y_0)^2}} \right). \end{aligned} \quad (2.24)$$

Кут α визначається початковими значеннями узагальнених координат і параметрами колеса та перешкоди. Кут β_1 також виражається через ці ж значення:

$$\beta_1 = \arcsin \frac{z_0 - y_0}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (z_0 - y_0)^2}}. \quad (2.25)$$

Вище радіальна деформація колеса була визначена як різниця між відстанями від вершини перешкоди точки B до центру колеса.

Тангенціальна деформація, що викликана переносним рухом,

$$\begin{aligned}
 \Delta_{\text{пер}} &= \Delta_{\text{пер}} \cos(\alpha + \beta_1) = \\
 &= \sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \times \\
 &\times \left[\arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} - \arcsin \frac{y_0}{r_0} \right] \times \\
 &\times \cos(\alpha + \beta_1) = \sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \times \\
 &\times \left[\arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} - \arcsin \frac{y_0}{r_0} \right] \\
 &\times \cos\left(\alpha + \arcsin \frac{z_0 - y_0}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (z_0 - y_0)^2}}\right).
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

Тангенціальна деформація, що викликана відносним рухом

$$\Delta_{\text{ютн}} = \phi L_1 = \phi \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}. \tag{2.27}$$

Повна тангенціальна деформація колеса

$$\begin{aligned}
 \Delta_t &= \Delta_{\text{пер}} + \Delta_{\text{ютн}} = \\
 &= \sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \left[\arcsin \frac{y_0}{r_0} - \arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} \right] \cos\left(\alpha + \arcsin \frac{z_0 - y_0}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (z_0 - y_0)^2}}\right) + \\
 &+ \phi \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}.
 \end{aligned}$$

Переміщення точки B на колесі відбувається в напрямку вектора миттєвої швидкості v_B , що перпендикулярний відрізку AB . При наочуванні колеса на вершину перешкоди (точку B) на колесо буде діяти сила P_B , яку можна розкласти на радіальну й тангенціальну складові P_r і P_t .

При переміщенні колеса з вихідного положення із центром у точці O в положення із центром у точці O_1 зсув точки B на колесі буде дорівнювати:

$$\Delta B = A_1 B (\beta_1 - \beta_0). \quad (2.28)$$

Радіальний зсув точки B на колесі в напрямку центру колеса складе:

$$\Delta B_r = \Delta B \sin(\alpha + \beta_1). \quad (2.29)$$

Оскільки колесо має можливість здійснити поворот навколо свого центру O_1 , то потенційна енергія, викликана тангенціальною деформацією колеса, буде дорівнювати:

$$\Pi_C = \frac{C_t}{2} \left[\sqrt{(z_0 - y - y_0)^2 + (x_0 - x)^2} \left[\arcsin \frac{y_0}{r_0} - \arcsin \frac{y_0 + y}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2}} \right] \times \right. \\ \left. \times \cos(\alpha + \arcsin \frac{z_0 - y_0}{\sqrt{(x_0 - x)^2 + (z_0 - y_0)^2}}) + \right. \\ \left. + \varphi \sqrt{(x_0 - x)^2 + (y_0 + y)^2} \right]^2 \quad (2.30)$$

Похідна від Π_{Ct} по

x :

$$\frac{\partial \Pi_{C_t}}{\partial x} = C_t \cdot \left[\begin{aligned} & \varphi \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} + \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \times \\ & \times \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \\ & \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \times \\ & + \frac{\varphi \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \\ & + \frac{\cos \left[\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right] \cdot \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left(\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y-y_0) \right) \right] \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \\ & \times \left[\cos \left(\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right) \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0) \cdot (y+y_0) \right. \\ & \left. + \frac{2 \cdot \left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{(y+y_0)^2}{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}}{2 \cdot \left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{(y+y_0)^2}{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}} \right. \\ & \left. - \frac{\sin \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \cdot (y_0 - z_0) \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{1 - \frac{(y_0 - z_0)^2}{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \cdot \left[(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right] \end{aligned} \right]$$

Похідна від Π_{C_t} по y :

$$\frac{\partial \Pi_{C_t}}{\partial y} = C_t \cdot \left[\begin{aligned} & \left[\varphi \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} + \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \times \right. \\ & \times \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \\ & \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \times \\ & \left[\begin{aligned} & \frac{\varphi \cdot (2 \cdot y - 2 \cdot y_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \\ & \cos \left[\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right] \cdot \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left(\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right) \right] \cdot (2 \cdot y + 2 \cdot y_0 - 2 \cdot z_0) \\ & \times + \frac{2 \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2}}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2}} - \\ & \cos \left(\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right) \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \cdot \left[\left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{-1}{2}} - \frac{(2 \cdot y + 2 \cdot y_0) \cdot (y+y_0)}{2 \cdot \left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right] \\ & - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{(y+y_0)^2}{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}} \end{aligned} \right] \end{aligned} \right]$$

Похідна від Π_{C_t} по φ :

$$\frac{\partial \Pi_{C_t}}{\partial \varphi} = C_t \cdot \sqrt{(y + y_0)^2 + (x - x_0)^2} \cdot \left[\begin{aligned} &\varphi \cdot \sqrt{(y + y_0)^2 + (x - x_0)^2} + \\ &+ \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x - x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \times \\ &\times \sqrt{(y + y_0 - z_0)^2 + (x - x_0)^2} \times \\ &\times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y + y_0)^2 + (x - x_0)^2}} \cdot (y + y_0) \right] \right] \end{aligned} \right]$$

Остаточно система рівнянь прийме вигляд:

$$m\ddot{x} = C_t \cdot \left[\begin{aligned} & \varphi \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} + \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \times \\ & \times \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \\ & \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \times \\ & \left[\frac{\varphi \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \right. \\ & + \frac{\cos \left[\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right] \cdot \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left(\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y-y_0) \right) \right] \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \\ & \times \left. + \frac{\cos \left(\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right) \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0) \cdot (y+y_0)}{2 \cdot \left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{1 - \frac{(y+y_0)^2}{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}} - \right. \\ & \left. - \frac{\sin \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \cdot (y_0 - z_0) \cdot (2 \cdot x - 2 \cdot x_0)}{2 \cdot \sqrt{1 - \frac{(y_0 - z_0)^2}{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \cdot \left[(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right] \end{aligned} \right]$$

$$\begin{aligned}
m\ddot{y} = C_t \cdot & \left[\begin{aligned} & \varphi \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} + \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \times \\ & \times \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \\ & \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \times \\ & \left[\begin{aligned} & \frac{\varphi \cdot (2 \cdot y - 2 \cdot y_0)}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} + \\ & \cos \left[\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right] \cdot \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \cdot (2 \cdot y + 2 \cdot y_0 - 2 \cdot z_0) \\ & \times + \frac{\phantom{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}}{2 \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2}} - \\ & \cos \left(\alpha - \arcsin \left(\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right) \right) \cdot \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \cdot \left[\left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{-1}{2}} - \frac{(2 \cdot y + 2 \cdot y_0) \cdot (y+y_0)}{2 \cdot \left[(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \right] \\ & - \frac{\phantom{2 \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}}{\sqrt{1 - \frac{(y+y_0)^2}{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}}} \end{aligned} \right] \end{aligned} \right]
\end{aligned}$$

$$J\ddot{\varphi} = C_t \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} \cdot \left[\begin{aligned} & \left[\varphi \cdot \sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2} + \cos \left[\alpha - \arcsin \left[\frac{y_0 - z_0}{\sqrt{(x-x_0)^2 + (y_0 - z_0)^2}} \right] \right] \right] \times \\ & \times \sqrt{(y+y_0 - z_0)^2 + (x-x_0)^2} \times \\ & \times \left[\arcsin \left(\frac{y_0}{r_0} \right) - \arcsin \left[\frac{1}{\sqrt{(y+y_0)^2 + (x-x_0)^2}} \cdot (y+y_0) \right] \right] \end{aligned} \right]$$

2.3 Математичний опис процесу переїзду короткобазового навантажувача через одиночну перешкоду

Рух КБН по пересічній місцевості характеризується багатьма специфічними особливостями. Взаємодія окремих коліс з одиночними нерівностями, розміри яких можуть становити 0,25 від радіуса ходових коліс, проявляється в нерівномірному просторовому навантаженні ходової частини машини. Різка зміна вертикальних реакцій (від нуля до максимуму в кілька разів перевищення номінальної величини) на окремих колесах призводить до різких коливань машини, а через коротку базу і центр мас, що розташовано ближче до задньої вісі це спричиняє вивішування задніх коліс і як наслідок втратою поздовжньої стійкості. Саме тому, у даній дисертаційній роботі за критерій поздовжньої стійкості КБН було обрано кут відхилення центру мас навантажувача відносно вертикалі, яка проходить через вісь ходових коліс.

Необхідність обліку цих та інших факторів при оцінці стійкості машин означеного класу вимагає проведення попереднього математичного моделювання процесу руху навантажувача з імітацією умов руху, наближених до реального.

Наведена в поданому розділі математична модель розроблена для двохосьового КБН. Розглядається подолання одиночної граничної перешкоди, висота якої порівнюється з половиною кліренсу навантажувача (рис. 2.3).

При розробці математичної моделі було збережено всі припущення, прийняті у розділі 2 для моделі подолання одиночної перешкоди колесом, і додатково прийнято наступні:

- розглядається рух навантажувача в поздовжній вертикальній площині без обліку сил, що діють у бічному напрямку і у припущенні, що обидва колеса одного моста входять у контакт із перешкодою одночасно (приймається плоска розрахункова схема руху КБН);

- пружні характеристики шин приймаються лінійними й однаковими для всіх коліс;

- жорсткість на ребрі перешкоди приймається постійною.

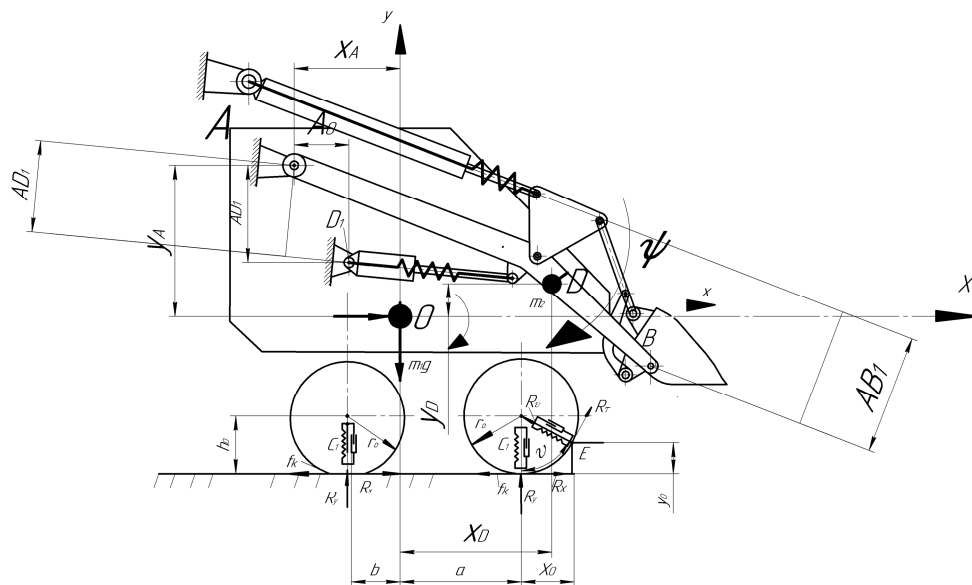


Рисунок 2.3 – Математична модель транспортного режиму КБН при початковому етапі подолання перешкоди,

де:

x і y – відповідно поточні горизонтальні й вертикальні координати центру мас навантажувача;

φ – поточний кут нахилу поздовжньої вісі КБН;

ψ – поточний кут нахилу робочого обладнання КБН;

m_1 , m_2 – маси остова, стріли та ковша відповідно;

R_x і R_y – відповідно горизонтальна й вертикальна реакція в контакті i -го колеса з опорною поверхнею;

R_v і R_τ – відповідно радіальна та тангенціальна реакції в контакті i -го колеса з перешкодою;

r_v – відстань від ребра перешкоди до вісі колеса, що долає перешкоду;

AD_1 – відстань від вісі гідроциліндра підйому стріли до точки кріплення стріли до остова навантажувача;

y_A – відстань від центру мас навантажувача до точки кріплення стріли до остова машини;

Y_0 – висота розташування центру мас навантажувача;

y_0 – висота перешкоди;

x_0 – відстань від центру колеса до перешкоди;

x_A – відстань від точки A до початку координат навантажувача;

x_D – відстань від m_1 до m_2 по горизонталі;

y_D – відстань від m_1 до m_2 по вертикалі.

Структурними елементами розробленої математичної моделі є аналітичний опис переміщення навантажувача в плоскій системі сил, опис взаємодії коліс з опорною поверхнею. Параметри машини, які є необхідними для математичного опису процесу подолання КБН одиничної нерівності, наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. – Розрахункові параметри процесу подолання КБН одиночної нерівності

№	Найменування показників	Величини
1	Маса остова КБН m , кг	3000
2	Маса робочого обладнання КБН m , кг	1100
3	Відстань від початку координат до задньої вісі КБН b , м	0,32
4	Відстань від початку координат до передньої вісі КБН a , м	0,94
5	Відстань від центру мас остова до центру мас робочого обладнання КБН по вертикалі y_D , м	0,25
6	Відстань від центру мас остова до центру мас робочого обладнання КБН по горизонталі x_D , м	0,87

Продовження таблиці 2.1.

7	Відстань від опорної поверхні до центру мас навантажувача y_o , м	0,8
8	Висота перешкоди y_o , м	0,12
9	Відстань від точки кріплення стріли до початку координат навантажувача по вертикалі Y_a , м	0,85
10	Відстань від точки кріплення стріли до початку координат навантажувача по горизонталі X_a , м	0,43
11	Вільний радіус ходових коліс r_o , м	0,47

Поступальне переміщення КБН у напрямку координатних осей X і Y описується згідно з рівнянням Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q}. \quad (2.30)$$

Кінетична енергія усієї машини:

$$T = T_o + T_c, \quad (2.31)$$

де T_o – кінетична енергія остова машини;

T_c – кінетична енергія стріли навантажувача з ковшем і важелями механізму повороту ковша.

$$T_o = \frac{m_1^2}{2} (V_{1x}^2 + V_{1y}^2) + \frac{J_1}{2} \dot{\phi}^2, \quad (2.32)$$

де V_{1x} – швидкість остова в напрямку вісі x ;

V_{1y} – швидкість остова в напрямку вісі y ;

$\dot{\phi}$ – кутова швидкість остова;

J_1 – власний момент інерції остова щодо поперечної вісі.

Відповідно до прийнятих узагальнених координат

$$V_{1x} = \dot{x}; \quad V_{1y} = \dot{y}.$$

Таким чином,

$$T_O = \frac{m_1^2}{2}(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{J_1}{2}\dot{\phi}^2. \quad (2.33)$$

Кінетична енергія стріли :

$$T_c = \frac{m_2^2}{2}(V_{m_{2x}}^2 + V_{m_{2y}}^2) + \frac{J_2}{2}(\dot{\phi} + \dot{\psi})^2, \quad (2.34)$$

де $V_{m_{2x}}$ – горизонтальна складова швидкості маси m_2 ,

$V_{m_{2y}}$ – вертикальна складова швидкості маси m_2 ,

J_2 – власний момент інерції маси m_2 .

Швидкість V_{m_2} маси m_2 визначається як сума швидкості шарніра A (переносна швидкість) і швидкості маси m_2 щодо точки A (відносна швидкість). У проекціях на осі x і y :

$$\bar{V}_{m_2} = \bar{V}_A + \bar{V}_{m_2/A}. \quad (2.35)$$

У проекціях на осі x і y :

$$\begin{aligned} V_{m_{2x}} &= \dot{x} + y_A \dot{\phi} + (y_D - y_A) \dot{\psi}, \\ V_{m_{2y}} &= \dot{y} - x_A \dot{\phi} - (x_D - x_A) \dot{\psi}, \end{aligned} \quad (2.36)$$

де x_A і y_A – координати шарніра A в прийнятій системі координат Oxy ;

x_D и y_D – координати маси m_2 в системі координат Oxy

Координата x_A у цьому випадку (рис. 2.3) – від’ємна величина.

Кінетична енергія остова:

$$T_O = \frac{m_1}{2}(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{J_1}{2}\dot{\phi}^2. \quad (2.37)$$

Кінетична енергія маси m_2 :

$$T_c = \frac{m_2}{2} \left\{ [\dot{x} + y_A \dot{\phi} + (y_D - y_A) \dot{\psi}]^2 + [\dot{y} - x_A \dot{\phi} - (x_D - x_A) \dot{\psi}]^2 \right\} + \frac{J_2}{2}(\dot{\phi} + \dot{\psi})^2, \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} T = & \frac{m_1}{2} \dot{x}^2 + \frac{m_1}{2} \dot{y}^2 + \frac{J_1}{2} \dot{\phi}^2 + \\ & + \frac{m_2}{2} \left[\dot{x}^2 + y_A^2 \dot{\phi}^2 + (y_D - y_A)^2 \dot{\psi}^2 + 2y_A \dot{x} \dot{\phi} + 2(y_D - y_A) \dot{x} \dot{\psi} + 2y_A (y_D - y_A) \dot{\phi} \dot{\psi} \right] + \\ & + \frac{m_2}{2} \left[\dot{y}^2 + x_A^2 \dot{\phi}^2 + (x_D - x_A)^2 \dot{\psi}^2 - 2x_A \dot{y} \dot{\phi} - 2(x_D - x_A) \dot{y} \dot{\psi} + 2x_A (x_D - x_A) \dot{\phi} \dot{\psi} \right] + \\ & + \frac{J_2}{2} (\dot{\phi}^2 + 2\dot{\phi} \dot{\psi} + \dot{\psi}^2). \end{aligned} \quad (2.39)$$

Похідна від кінетичної енергії за узагальненими швидкостями:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (m_1 + m_2) \dot{x} + m_2 y_A \dot{\phi} + m_2 (y_D - y_A) \dot{\psi}; \quad (2.40)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = (m_1 + m_2) \dot{y} - m_2 x_A \dot{\phi} - m_2 (x_D - x_A) \dot{\psi}; \quad (2.41)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = & J_1 \dot{\phi} + m_2 y_A^2 \dot{\phi} + m_2 y_A \dot{x} + m_2 y_A (y_D - y_A) \dot{\psi} + \\ & + m_2 x_A^2 \dot{\phi} - m_2 x_A \dot{y} + m_2 x_A (x_D - x_A) \dot{\psi} + J_2 (\dot{\phi} + \dot{\psi}); \end{aligned} \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = & m_2 (y_D - y_A)^2 \dot{\psi} + m_2 (y_D - y_A) \dot{x} + \\ & + m_2 y_A (y_D - y_A) \dot{\phi} + m_2 (x_D - x_A)^2 \dot{\psi} - \\ & - m_2 (x_D - x_A) \dot{y} + m_2 x_A (x_D - x_A) \dot{\phi} + J_2 (\dot{\phi} + \dot{\psi}). \end{aligned} \quad (2.43)$$

Похідні за часом:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = (m_1 + m_2) \ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi}; \quad (2.44)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = (m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi}; \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = & m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + \left[m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2 \right] \ddot{\phi} + \\ & + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\psi}; \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = & m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\ & + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\phi} + \\ & + \left[m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2 \right] \ddot{\psi}. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Аналітичний опис переміщення навантажувача включає рівняння поступального руху коліс, а також рівняння обертального руху.

Для початку варто розглянути переміщення центру мас у напрямку Y через роботу на віртуальних переміщеннях у статичному положенні (рис. 2.4)

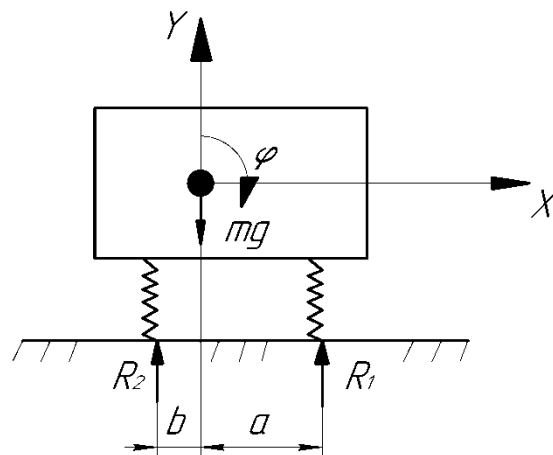


Рисунок 2.4 – Динамічна модель коливання маси на двох пружних опорах

Рішення цього завдання ґрунтується на рівновазі маси через вертикальні реакції на опорах, що дозволило використати цей принцип для розробки математичної моделі КБН. У цьому випадку розглядається плоске завдання, в

якому інтерес являють координати Y і X . Запишемо систему рівнянь для вертикальних реакцій:

$$\begin{aligned} R_1 &= C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b}; \\ R_2 &= C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b}. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Використовуючи зазначені залежності, можна виразити переміщення центру колеса відносно початку координат навантажувача через роботу на віртуальних переміщеннях. Для цього була введена функція *sign* (знак) у програмному пакеті MathCAD, яка вводить граничну умову для коліс, які долають перешкоду щодо їх переміщень відносно початку координат. Ця умова має вигляд:

$$\text{якщо} \begin{cases} \Delta C < \Delta \partial, \text{ то } R_1 = 0 \\ \Delta C > \Delta \partial, \text{ то } R_1 = 1 \end{cases},$$

де ΔC – статична деформація;

$\Delta \partial$ – динамічна деформація.

Реакції R_{x1} й R_{x2} на передніх і задніх колесах відповідно будуть рівні

$$\begin{aligned} R_{x1} &= \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k), \\ R_{x2} &= \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k), \end{aligned} \quad (2.49)$$

де G – сила ваги навантажувача;

a – відстань від початку координат навантажувача до центру переднього колеса в момент торкання з перешкодою;

b – відстань від початку координат навантажувача до центру заднього колеса в момент торкання з перешкодою;

φ_{cy} – коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею;

f_k – коефіцієнт опору коченню.

Зусилля на перешкоді R_v спрямоване до центру колеса і зусилля, що спрямоване по дотичній до R_τ , будуть рівні

$$\begin{aligned}
 R_v &= C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x\right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2}, \\
 R_\tau &= \varphi_{\text{сч.}} \cdot C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x\right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2},
 \end{aligned}
 \tag{2.50}$$

де Y_0 – відстань від початку координат, що проходить через центр мас навантажувача, до опорної поверхні;

r_a – активний радіус колеса;

C_1 – жорсткість у точці контакту колеса з перешкодою;

x_0 – відстань від центру колеса до перешкоди;

$\varphi_{\text{сч.}}$ – коефіцієнт зчеплення;

a – відстань від початку координат навантажувача до центру колеса.

Система диференціальних рівнянь була побудована відповідно до рівняння Лагранжа другого роду та виглядає наступним чином:

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{x}} \right) &= Q_x; \\
 \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{y}} \right) &= Q_y; \\
 \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\varphi}} \right) &= Q_\varphi; \\
 \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\psi}} \right) &= -\frac{d\Pi}{d\psi}.
 \end{aligned}$$

Узагальнені сили Q_x , Q_y і Q_φ були виражені через роботи на віртуальних переміщеннях:

$$Q_x = \frac{\delta A_x}{\delta x}; \tag{2.51}$$

$$Q_y = \frac{\delta A_y}{\delta y}; \tag{2.52}$$

$$Q_\varphi = \frac{\delta A_\varphi}{\delta \varphi}. \tag{2.53}$$

Таким чином, робота на віртуальному переміщенні δ_x буде дорівнювати

$$\delta A_x = R_{x1} \cdot \delta_x + R_{x2} \cdot \delta_x - (R_v \cdot \sin \nu) \cdot \delta_x + \delta_x \cdot (R_\tau \cdot \cos \nu). \quad (2.54)$$

Узагальнена сила Q_x буде дорівнювати

$$Q_x = R_{x1} + R_{x2} - (R_v \sin \nu) + (R_\tau \cos \nu),$$

або

$$\begin{aligned} Q_x = & \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_\kappa) + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \times \\ & \times (\varphi_{cy} - f_\kappa) - C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \sin \nu + \\ & + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos \nu. \end{aligned} \quad (2.55)$$

де ν – кут між віссю Y і реакцією, спрямованою від точки контакту колеса з перешкодою до центру колеса.

Кут ν можна виразити через висоту центру колеса, а саме:

$$h_1 = h_0 + y - a \cdot \varphi - y_0, \quad (2.56)$$

Таким чином, кут ν буде дорівнювати:

$$\nu = \arctg \left(\frac{x_0 - x + (Y_0 + y) \cdot \varphi}{h_0 + y - a \cdot \varphi - y_0} \right). \quad (2.57)$$

Робота на віртуальному переміщенні δ_x буде дорівнювати

$$\begin{aligned} \delta A_y = & -G \cdot \delta_y + \delta_y \cdot \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] + \\ & + \delta_y \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G + b}{a + b} \right] + R_v \cos \nu + R_\tau \sin \nu \end{aligned} \quad (2.58)$$

Узагальнена сила Q_y буде дорівнювати

$$\begin{aligned}
Q_y = & -G + \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] + \\
& + C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x \right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos \nu + \\
& + C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x \right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \sin \nu.
\end{aligned} \tag{2.59}$$

Узагальнена сила Q_φ може бути виражена через роботу на віртуальних переміщеннях δA_φ . Координата φ залежить від повороту навантажувача при взаємодії коліс з перешкодою. Таким чином, можна виразити Q_φ через положення коліс відносно початку координат, що знаходиться у центрі мас навантажувача.

$$\begin{aligned}
Q_\varphi = & -a \cdot \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] + b \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] + \\
& + (-R_v \sin \nu + R_\tau \cos \nu) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \varphi - \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] \times \\
& \times (\varphi_{cy.} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] \cdot (\varphi_{cy.} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi.
\end{aligned} \tag{2.60}$$

Поступальне переміщення навантажувача в напрямку координатних осей X і Y , що проходять через центр мас навантажувача, описуються наступними диференціальними рівняннями:

$$(m_1 + m_2) \ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\varphi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi} = R_{x1} + R_{x2} - (R_v \sin \nu) + (R_\tau \cos \nu); \tag{2.61}$$

$$(m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\varphi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi} = -G + R_{x1} + R_{x2} + R_v \cos \nu + R_\tau \sin \nu; \tag{2.62}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + \left[m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2 \right] \ddot{\varphi} + \\
& + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\psi} = \\
& = -a \cdot R_{x1} + b \cdot R_{x2} + (-R_v \sin \nu + R_\tau \cos \nu) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \varphi - \\
& - R_{x1} \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi + R_{x2} \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi;
\end{aligned} \tag{2.63}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\
& + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\varphi} + \\
& + \left[m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2 \right] \ddot{\psi} = \\
& = \psi \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3.
\end{aligned} \tag{2.64}$$

Якщо розглядати початковий етап подолання перешкоди, якому відповідає вертикальна координата центру колеса, то рівновага колеса описується наступною системою рівнянь[99]:

$$\begin{aligned} R_v \cos \nu + R_\tau \sin \nu &= G_k, \\ R_v \sin \nu - R_\tau \cos \nu &= P_x. \end{aligned} \quad (2.65)$$

де R_v – реакція, прикладена в точці контакту колеса з перешкодою.

Величина R_v визначається наступним чином [73]:

$$R_v = C_r \cdot (r_c - r_v), \quad (2.66)$$

де r_c – нормальний радіус;

r_v – відстань від центру колеса до точки контакту з перешкодою;

C_r – радіальна жорсткість шини на ребрі перешкоди;

R_τ – дотична реакція в точці контакту колеса з перешкодою, яку вважаємо додатньою, коли вона спрямована проти напрямку обертання колеса.

Величина R_τ визначається таким чином:

$$R_\tau = \varphi_{cy} \cdot R_v, \quad (2.67)$$

де φ_{cy} – коефіцієнт зчеплення колеса з ребром перешкоди.

Оскільки відстань від центру колеса до точки контакту з нерівністю не є постійною і змінюється залежно від переміщення навантажувача, то, як наслідок, описати його наступним чином [141]:

$$A_x = (a + x_0), \quad (2.68)$$

$$A_y = (Y_0 - y_0), \quad (2.69)$$

де a – початкова відстань від початку координат до центру колеса по x ;

x_0 – відстань від центру колеса до перешкоди;

Y_0 – відстань від початку координат до опорної поверхні;

y_0 – висота нерівності.

Положення нерівності щодо центру мас навантажувача OE_x , OE_y описується наступними рівняннями:

$$OE_x = a + x_0 - x, \quad (2.70)$$

$$OE_y = Y_0 - y_0 + y. \quad (2.71)$$

Поточне положення центру колеса відносно початку координат описується наступними рівняннями:

$$B_x = a - (Y_0 - r_a) \cdot \varphi - x, \quad (2.72)$$

$$B_y = (Y_0 - r_a) - a \cdot \varphi + y, \quad (2.73)$$

де φ – поточний кут нахилу поздовжньої вісі навантажувача;

r_a – активний радіус колеса.

Таким чином, остаточно система рівнянь буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\varphi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi} = & \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] \times \\ \times (\varphi_{cy} - f_k) + & \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k) - \end{aligned} \quad (2.74)$$

$$\begin{aligned} -C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \times \\ \times \sin v + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos v; \\ (m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\varphi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi} = -G + & \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] + \\ + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] + C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos v + \\ + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \sin v; \end{aligned} \quad (2.75)$$

$$\begin{aligned}
& m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + [m_2(x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2] \ddot{\varphi} + \\
& + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\psi} = -a \cdot \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] + \\
& + b \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] + \\
& + \left(-C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \sin v + \right. \\
& \left. + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos v \right) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \varphi - \\
& - \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \varphi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] \times \\
& \times (\varphi_{cy} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi;
\end{aligned} \tag{2.76}$$

$$\begin{aligned}
& m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\
& + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\varphi} + \\
& + [m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2] \ddot{\psi} = \alpha \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3.
\end{aligned} \tag{2.77}$$

Подана система рівнянь була побудована відповідно до початкового етапу подолання навантажувачем перешкоди. Це означає, що рівняння було складене без урахування відриву коліс від землі, тому що розглядався лише контакт передніх коліс із нерівністю і, як результат, деформація колеса. Другий етап переїзду навантажувача через перешкоду характеризується відривом передньої вісі від землі, а це означає, що система рівнянь буде виглядати по-іншому, а саме, без урахування реакції R_{x1} (рис. 2.5).

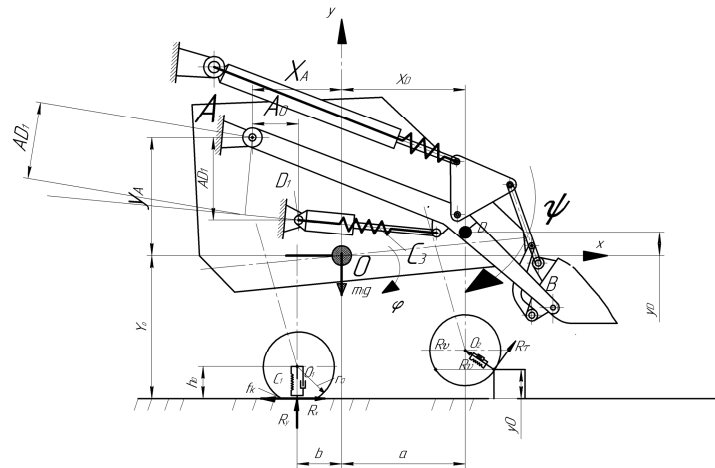


Рисунок 2.5 – Основний етап подолання навантажувачем одиначної нерівності

Виходячи з виразів 2.74 – 2.77, для основного етапу система рівнянь буде виглядати таким чином:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi} = & \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\phi_{cy.} - f_k) - \\ & - C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v + \\ & + \phi_{cy.} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v; \end{aligned} \quad (2.78)$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi} = & -G + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] + \\ & + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v + \\ & + \phi_{cy.} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v; \end{aligned} \quad (2.79)$$

$$\begin{aligned} m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + [m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2] \ddot{\phi} + \\ + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\psi} = \\ = b \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] + \\ + \left(-C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v + \right. \\ \left. + \phi_{cy.} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v \right) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \phi + \\ + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\phi_{cy.} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi; \end{aligned} \quad (2.80)$$

$$\begin{aligned} m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\ + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\phi} + \\ + [m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2] \ddot{\psi} = \psi \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3. \end{aligned} \quad (2.81)$$

Для етапу наїзду передніх коліс КБН на перешкоду система рівнянь не буде враховувати реакції R_v та R_τ , що діють на колесо з ребра нерівності в напрямку до центру колеса, бо навантажувач уже встиг наїхати на нерівність. З іншого боку, слід врахувати реакцію R_y , яка діє на колесо в напрямку від від поверхні перешкоди до центру колеса (рис. 2.6).

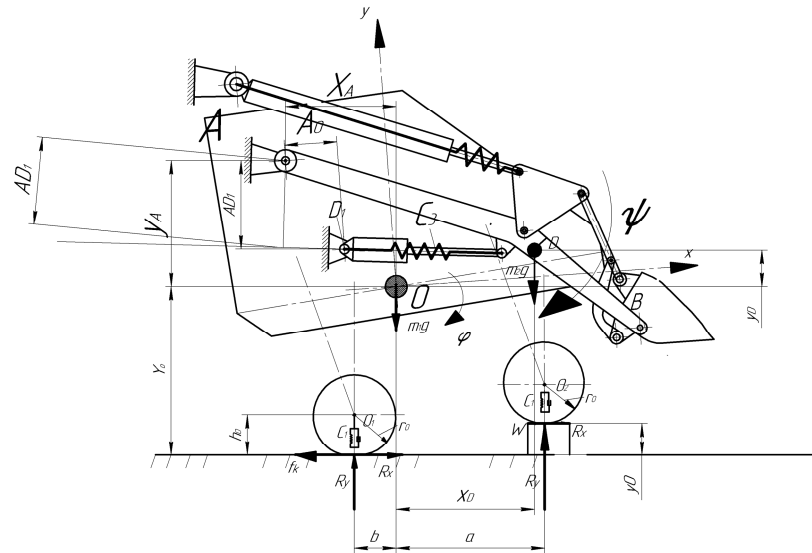


Рисунок 2.6 – Етап наїзду КБН на одиночну нерівність

Етап наїзду передніх коліс КБН на одиночну нерівність описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi} = & \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] \times \\ & \times (\varphi_{cy.} - f_k) + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy.} - f_k); \end{aligned} \quad (2.82)$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2) \ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi} = & -G + \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] + \\ & + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right]; \end{aligned} \quad (2.83)$$

$$\begin{aligned} m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + [m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2] \ddot{\phi} + \\ + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\psi} = & -a \cdot \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a + b} \right] \times \\ & \times (\varphi_{cy.} - f_k) \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \phi + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \times \\ & \times (\varphi_{cy.} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi; \end{aligned} \quad (2.84)$$

$$\begin{aligned} m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\ + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\phi} + \\ + [m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2] \ddot{\psi} = & \alpha \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3. \end{aligned} \quad (2.85)$$

Для етапу з'їзду коліс КБН з перешкоди система рівнянь не буде враховувати нормальні реакції, що діють на колесо з перешкоди в напрямку до центру колеса, оскільки навантажувач ще не встиг подолати нерівність. З іншого боку, слід врахувати реакцію R_v , яка діє на колесо в напрямку від ребра перешкоди до центру колеса (рис. 2.8).

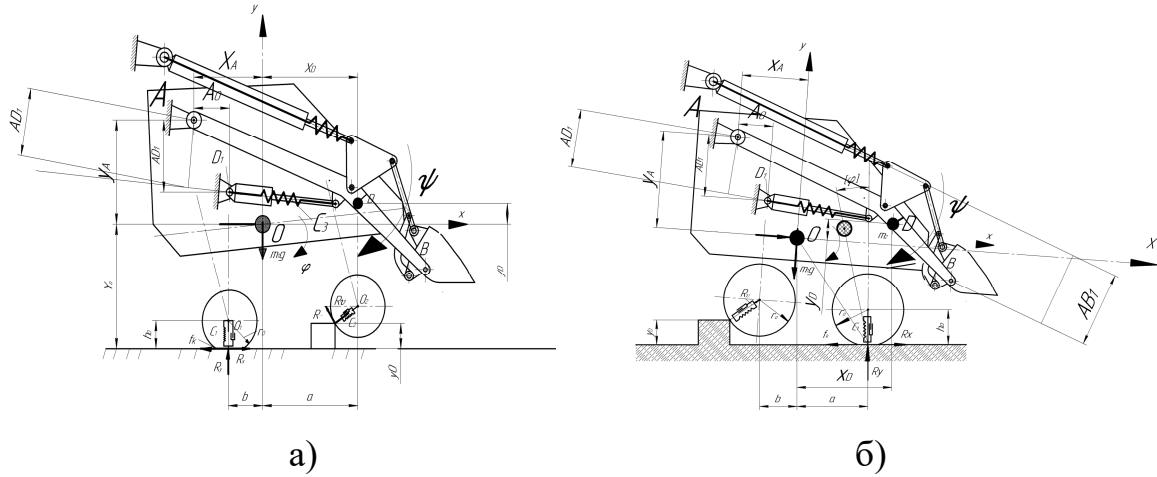


Рисунок 2.7 – Етап з'їзду передніх коліс КБН з перешкоди

а) зїзд передніх коліс КБН; б) зїзд задніх коліс КБН

Етап з'їзду передніх коліс КБН з перешкоди описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned}
 (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A) \ddot{\psi} = & \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k) + \\
 + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \times \sin v + & \\
 + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v; &
 \end{aligned}
 \quad (2.86)$$

$$\begin{aligned}
 (m_1 + m_2)\ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{\psi} = & -G + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] + \\
 + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v - & \\
 - \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v; &
 \end{aligned}
 \quad (2.87)$$

$$\begin{aligned}
& m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + \left[m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2 \right] \ddot{\varphi} + \\
& + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\psi} = \\
& = b \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] + C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x \right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \sin v + \quad (2.88)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \varphi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{\left[\varphi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x \right]^2 + (y - a \cdot \varphi)^2} \cdot \cos v \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \varphi + \\
& + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \varphi) + \frac{G \cdot b}{a + b} \right] \cdot (\varphi_{cy} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \varphi; \\
& m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\
& + \left[m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2 \right] \ddot{\varphi} + \quad (2.89) \\
& + \left[m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2 \right] \ddot{\psi} = \psi \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3.
\end{aligned}$$

Останній етап подолання КБН одиночної перешкоди полягає у повному з'їзді передніх коліс навантажувача з нерівності у той час, коли на них діють нормальні, тангенціальні та радіальні реакції (рис. 2.8).

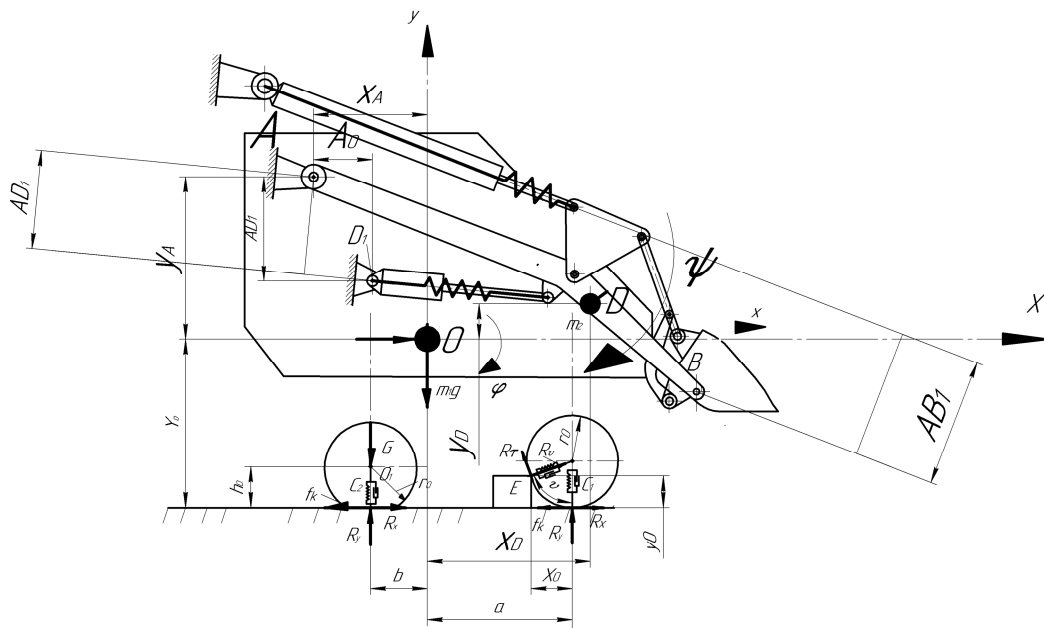


Рисунок 2.8 – Останній етап подолання КБН одиночної перешкоди

Останній етап подолання КБН одиночної перешкоди описується наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 y_A \ddot{\phi} + m_2 (y_D - y_A)\ddot{\psi} = & \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] \times \\ & \times (\phi_{cy} - f_k) + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] \cdot (\phi_{cy} - f_k) + \end{aligned} \quad (2.90)$$

$$\begin{aligned} & + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \times \\ & \times \sin v + \phi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v; \\ (m_1 + m_2)\ddot{y} - m_2 x_A \ddot{\phi} - m_2 (x_D - x_A)\ddot{\psi} = & -G + \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] + \\ & + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] + \end{aligned} \quad (2.91)$$

$$\begin{aligned} & + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v - \\ & - \phi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v; \\ m_2 y_A \ddot{x} - m_2 x_A \ddot{y} + [m_2 (x_A^2 + y_A^2) + J_1 + J_2] \ddot{\phi} + \\ & + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\psi} = -a \cdot \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] + \\ & + b \cdot \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] + C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \sin v + \end{aligned} \quad (2.92)$$

$$\begin{aligned} & + \phi_{cy} \cdot C_1 \cdot \sqrt{[\phi \cdot (Y_0 - r_a) - x_0 - x]^2 + (y - a \cdot \phi)^2} \cdot \cos v \cdot (Y_0 - y_0 + y) \cdot \phi - \\ & - \left[C_1 \cdot (-y + a \cdot \phi) + \frac{G \cdot a}{a+b} \right] \cdot (\phi_{cy} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi + \left[C_1 \cdot (-y - b \cdot \phi) + \frac{G \cdot b}{a+b} \right] \times \\ & \times (\phi_{cy} - f_k) \cdot (Y_0 + y) \cdot \phi; \\ m_2 (y_D - y_A) \ddot{x} - m_2 (x_D - x_A) \ddot{y} + \\ & + [m_2 x_A (x_D - x_A) + m_2 y_A (y_D - y_A) + J_2] \ddot{\phi} + \end{aligned} \quad (2.93)$$

$$+ [m_2 (y_D - y_A)^2 + m_2 (x_D - x_A)^2 + J_2] \ddot{\psi} = \alpha \cdot (AD_1)^2 \cdot C_3.$$

За підсумками математичного моделювання було отримано залежності переміщення центру мас навантажувача від швидкості і від часу. Виявилось, що

найбільш небезпечний випадок – це з’їзд навантажувача з перешкоди під час подолання останньої задніми колесами, при цьому кут φ досягає критичної відмітки у 28° (при $m=0$ кг), 26° (при $m=600$ кг) та 22° (при $m=1200$ кг). Нижче наведено результати розрахунків на різних етапах моделювання (рис. 2.9 – 2.15).

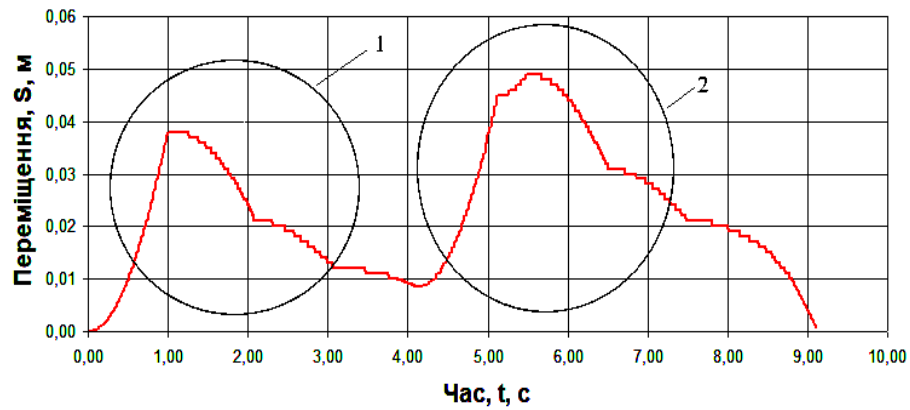
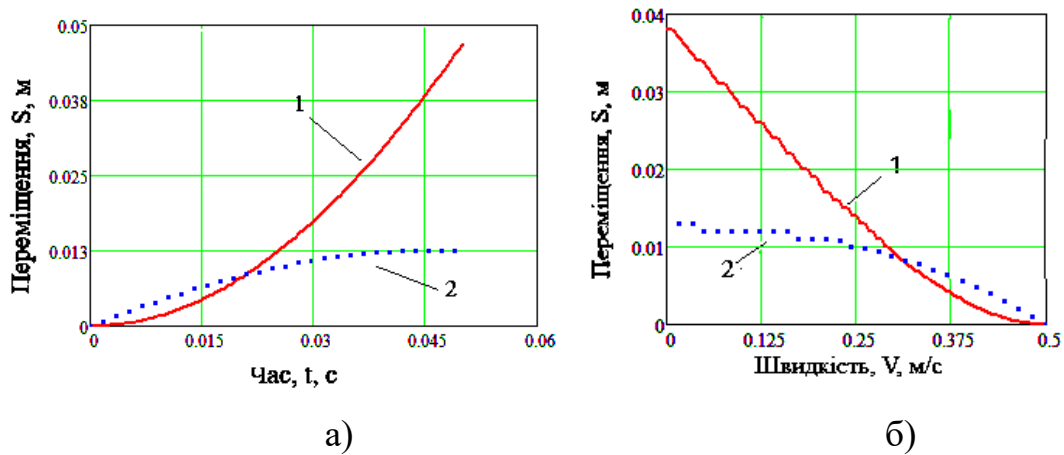


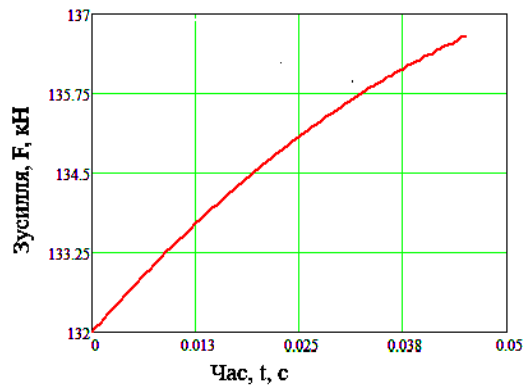
Рисунок 2.9 – Осцилограма процесу взаємодії КБН з одиночною нерівністю:

1 – взаємодія переднього моста з перешкодою; 2 – взаємодія заднього моста з перешкодою

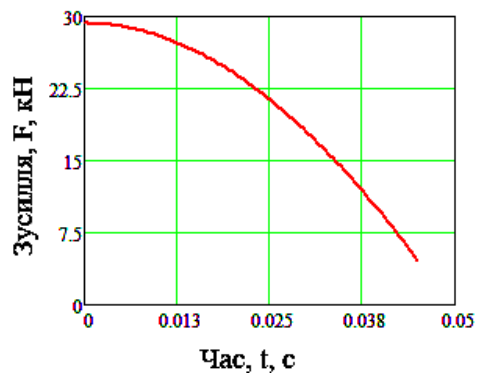


1 – переміщення центру мас КБН по осі Y; 2 – переміщення центру мас КБН по осі X.

Рисунок 2.10 – Залежність переміщення центру мас КБН на початковому етапі взаємодії передніх коліс з перешкодою при мінімальній швидкості та масі вантажу від: а) часу; б) швидкості



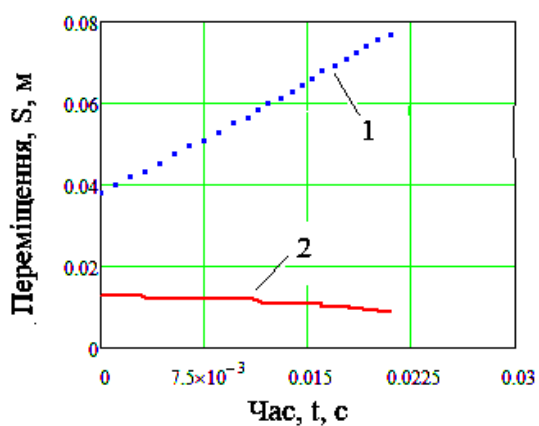
а)



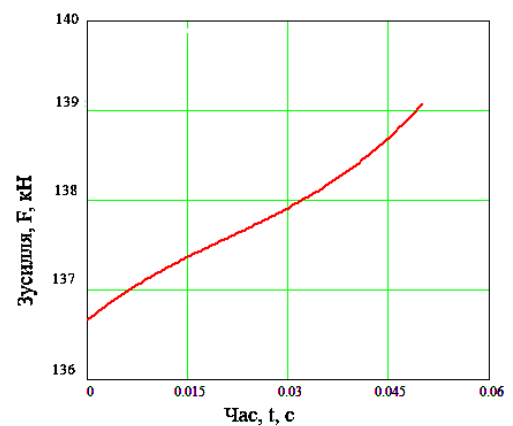
б)

Рисунок 2.11 – Залежність радіального зусилля від часу: а) в точці контакту КБН з перешкодою; б) в точці контакту коліс, які долають перешкоду з опорною поверхнею

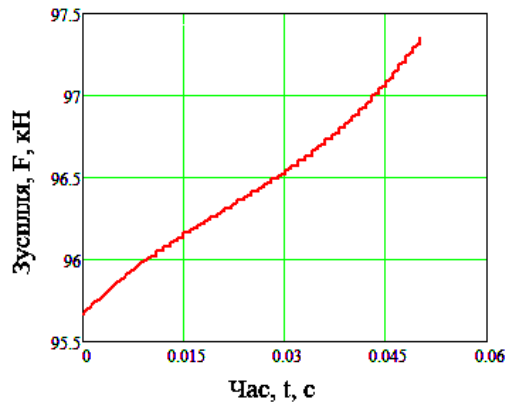
Початковий етап триває до того моменту, як колесо відірветься від опорної поверхні. Все, що відбувається після цього моменту, характеризується основним етапом і відповідною системою рівнянь. У цьому випадку відрив колеса від опорної поверхні характеризується зміною величини зусилля, спрямованого з боку опорної поверхні, а саме, дане зусилля зрівнюється з нулем, тому що в цей момент діють тільки сили, спрямовані з боку перешкоди (рис. 2.8 б).



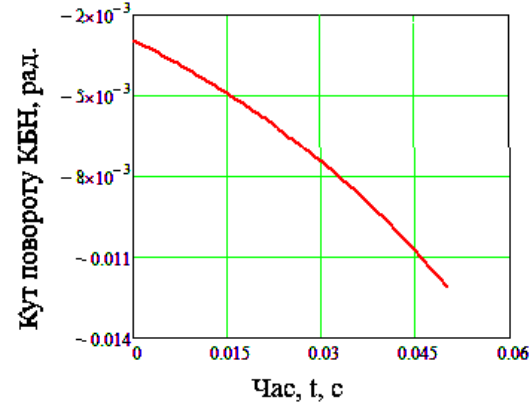
а)



б)

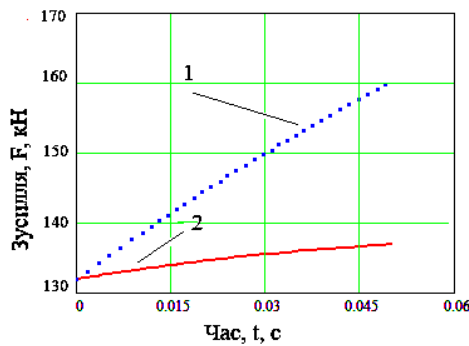


в)

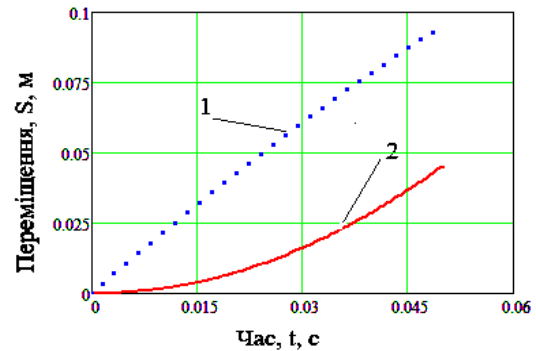


г)

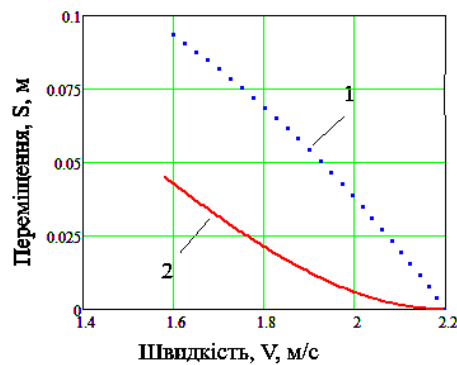
Рисунок 2.12 – Результати математичного моделювання на основному етапі переїзду: а) залежність переміщення центру мас КБН від часу на основному етапі, де: 1 – переміщення по вісі X; 2 – переміщення по вісі Y; б) залежність зусилля, що направлене від точки контакту КБН з перешкодою до центру колеса від часу на основному етапі; в) залежність тангенціального зусилля від часу; г) залежність кута повороту КБН на основному етапі від часу



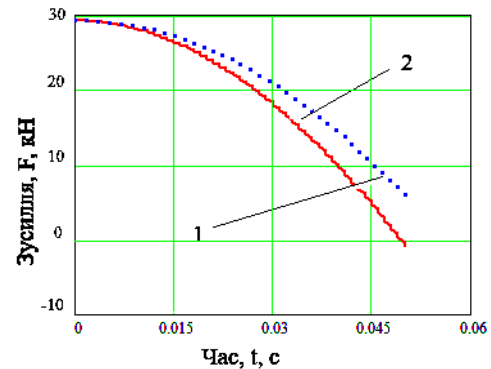
а)



б)



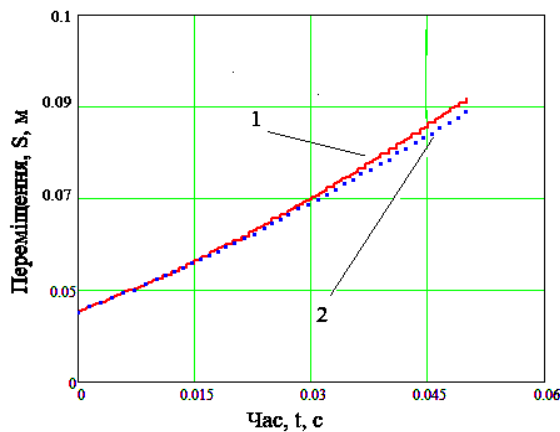
в)



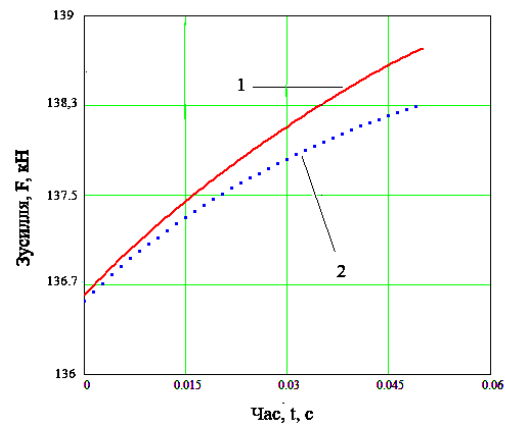
г)

Рисунок 2.13 – Дані математичної моделі при різних робочих режимах:

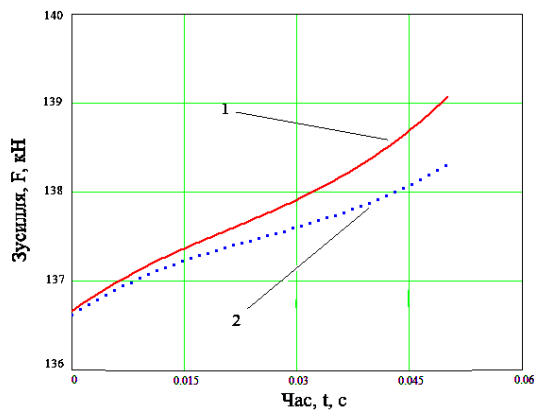
а) порівняльні характеристики зусиль на колесах при: 1 – максимальній масі вантажу та швидкості; 2 – мінімальній масі вантажу та швидкості при взаємодії з перешкодою на початковому етапі; б) переміщення центру мас КБН по двох координатних осях: 1 – по X ; 2 – по Y ; в) залежність переміщення центру мас КБН від швидкості по двох координатних осях: 1 – по осі X ; 2 – по осі Y на початковому етапі; г) зміна опорних реакцій на початковому етапі при: 1 – максимальній масі вантажу; 2 – мінімальній масі вантажу



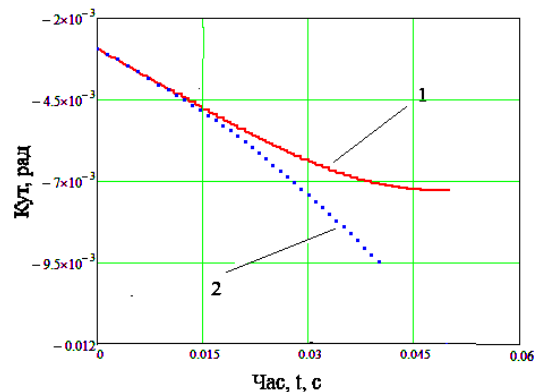
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.14 – Результати взаємодії переднього моста навантажувача з перешкодою в порівнянні із взаємодією задніх коліс: а) залежність переміщення центру мас КБН від часу по осі Y : 1 – переднім колесом; 2 – заднім колесом; б) залежність зусилля від часу в точці контакту передніх (1) та задніх (2) коліс з перешкодою на початковому етапі; в) залежність зусилля від часу в точці контакту передніх(1) та задніх(2) коліс КБН з перешкодою на основному етапі;

г) кут відхилення центру мас КБН при взаємодії передніх (1) та задніх (2) коліс з перешкодою на основному етапі

Як зазначалося раніше, критерієм поздовжньої стійкості КБН є кут відхилення центру мас відносно вертикалі, що проходить через вісь ходових коліс (рис. 2.16). Через коротку базу та центр мас, який конструктивно розташовано ближче до задньої вісі, машина втрачає стійкість під час її взаємодії з нерівностями на робочих ділянках. Тому за допомогою розроблених математичних моделей було отримано раціональну довжину бази навантажувача, яка склала 1,88 м (рис. 2.15).

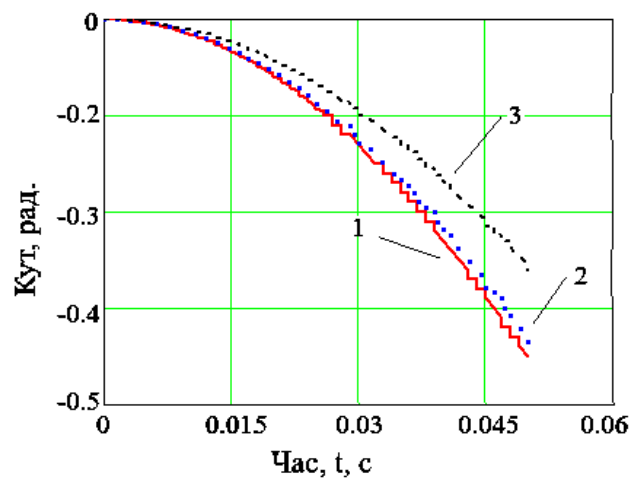


Рисунок 2.15 – Залежність показника стійкості від часу при: 1 – довжині бази 1,26 м; 2 – довжині бази 1,57 м; 3 – довжині бази 1,88 м

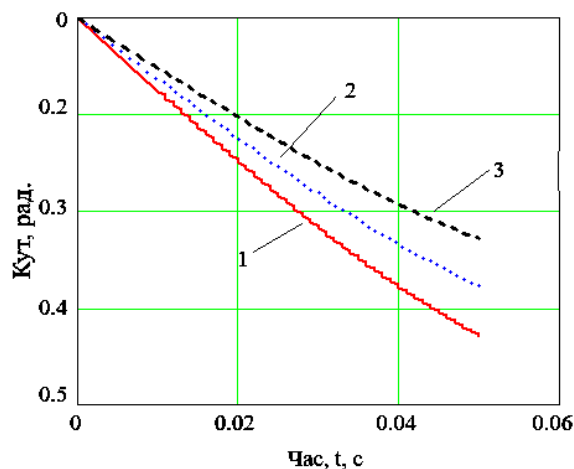


Рисунок 2.16 – Залежність критерію стійкості від часу при: 1 – масі вантажу 400 кг; 2 – масі вантажу 800 кг; 3 – масі вантажу 1200 кг

Аналіз показав, що швидкості робочих переміщень всіх КБН коливаються від 11 до 13 км/год. при русі в перед і до 9,0 км/год. при русі заднім ходом, а прискорення розгону може збільшуватися у 1,4 рази в порівнянні із прискорення гальмування.

За результатами досліджень було отримано залежності впливу швидкісних, вантажних та конструктивних характеристик КБН на критерій його динамічної стійкості (рис. 2.17).

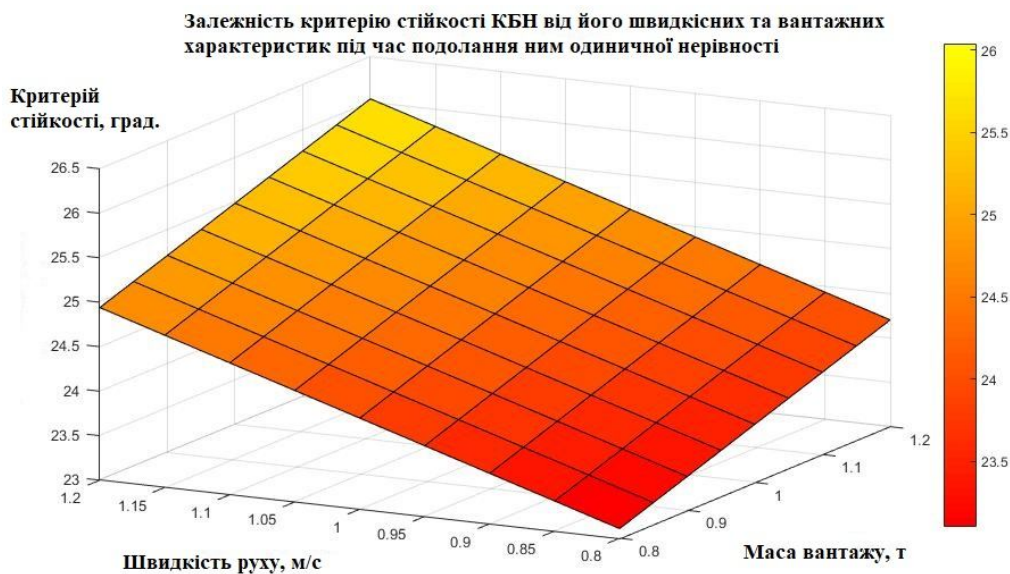


Рисунок 2.17 Залежність впливу швидкісних та вантажних характеристик КБН на критерій його динамічної стійкості

Головним лінійним параметром, що визначає динамічну стійкість КБН при переїзді через перешкоду, є переміщення його центра мас у горизонтальній та вертикальній площинах. Виникає задача дослідження та раціоналізації транспортного режиму навантажувача.

По наведеним розрахунковим схемам було отримано рівняння регресії, яке можна використовувати у якості вхідних параметрів при використанні автоматизованої системи керування:

$$y = B_0 + B_1x_1 + B_2x_2, \quad (2.94)$$

де B_0, B_1, B_2 – коефіцієнти рівняння регресії;

x_1, x_2 – швидкість навантажувача та маса вантажу відповідно.

Представлені в поданому розділі математичні моделі реалізовано в програмному пакеті MathCAD, застосування якого забезпечує рішення диференціальних рівнянь, що описують взаємодію таких елементів системи як, «трансмисія-рушій-опорна поверхня» методами чисельного інтегрування.

2.4 Висновки за розділом

1. За допомогою розроблених математичних моделей отримано залежності, що характеризують взаємодію коліс навантажувача з опорною поверхнею та мають складний характер, але вони відбивають взаємодію короткобазового навантажувача з перешкодою і можуть бути використані для оцінки стійкості машини та зчіпних можливостей окремих її коліс.

2. Математичне моделювання дозволило виявити зусилля, що діють на колеса під час їх взаємодії з перешкодою, висотні характеристики якої не перевищують половину дорожнього просвіту машини. Так, під час переїзду передніх коліс через перешкоду зусилля, що виникають на них, зростають до 136 кН. Зусилля на колесах, що долають перешкоду, при масі вантажу 1200 кг та швидкості 2 м/с складають 160 кН, а при масі вантажу 400 кг та швидкості 0,6 м/с – 138 кН.

3. За допомогою розроблених математичних моделей виявлено найбільш небезпечний період взаємодії навантажувача з опорною поверхнею, а саме з'їзд короткобазового навантажувача з перешкоди під час подолання останньої задніми колесами. При цьому чим менше маса вантажу в ковші, тим більше кут нахилу навантажувача у поздовжній площині. Так, наприклад, кут нахилу навантажувача досягає критичної позначки у 28° (при $m = 0$ кг) та 22° (при $m = 1200$ кг).

4. На підставі аналізу рівнянь динаміки короткобазового навантажувача встановлено закономірності та виявлено залежності конструктивних параметрів моделі навантажувача від критерію його стійкості під час подолання ним одиночної перешкоди. При цьому раціональна довжина бази склала 1,88 м.

РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕЇЗДУ КОРОТКОБАЗОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА ЧЕРЕЗ ОДИНОЧНУ ПЕРЕШКОДУ

3.1 Комп'ютерне моделювання процесу подолання колесом одиночної перешкоди

У поданому розділі описано метод використання комп'ютерного моделювання для вирішення просторового завдання з подолання одиночним колесом граничної перешкоди. Комп'ютерне моделювання дозволяє розглянути просторове завдання із використанням новітніх методик моделювання складних динамічних систем, на відміну від плоских задач із двома степенями свободи та двома узагальненими координатами відповідно (розділ 2). Дослідження виконувалися в комплексі Ansys, послідовність дій при виконанні розрахунків наведена нижче.

3.1.1 Комп'ютерне моделювання колеса

Процес розрахунку було розділено на кілька основних етапів.

Етап 1. Вибір властивостей матеріалу. На цьому етапі в програмі обиралися властивості матеріалу (матеріалів), які використовувалися при розробці комп'ютерної моделі колеса: модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, щільність та ін.

Етап 2. Побудова/редагування геометричної моделі.

Зазначений етап може бути пропущений, якщо:

- модель конструкції було створено в системах автоматизованого проектування (наприклад, AutoCAD, SolidWorks, КОМПАС, Autodesk Inventor та ін.). В дійсній дисертаційній роботі реалізовано геометрію колеса в програмному середовищі Autodesk Inventor.

Для експорту геометрії було обрано тип дослідження Static Structural, у якому проводилося подальше моделювання процесу взаємодії одиночного колеса з перешкодою (рис. 3.3).

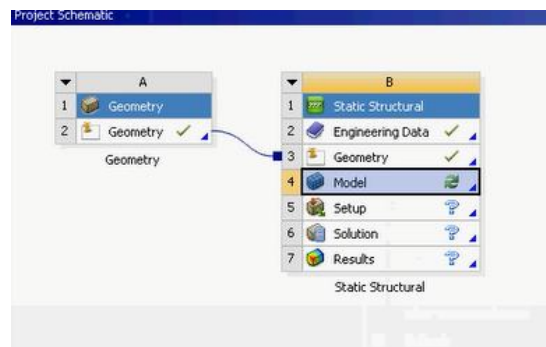


Рисунок 3.1 – Експорт геометрії моделі в програмному комплексі Ansys

Редагування існуючої геометричної моделі використовувалося для її підготовки до розподілу на кінцево-елементну сітку (КЕС). Наприклад, необхідно «зшити» всі поверхні, лінійними розмірами яких можна знехтувати. Дана функція допомагає побудувати більш якісну сітку в місцях часткої зміни поверхонь.

Етап 3. Створення кінцево-елементної моделі.

Залежно від типу конструкції та характеру її деформації КЕС може мати різну форму. Так при розрахунку стрижневих систем (ферми, балки, рами) КЕС являє собою ділянки стрижнів. Для двовимірних континуальних конструкцій (пластини, плити, оболонки) найчастіше застосовують трикутну та прямокутну КЕС; а для тривимірних областей (товсті плити, масиви) – КЕС у формі тетраедра або паралелепіпеда. КЕ-модель частини обода колеса навантажувача допоможе певною мірою розглянути взаємодію колеса та перешкоди з точки зору діючих на колесо зусиль (рис. 3.2).

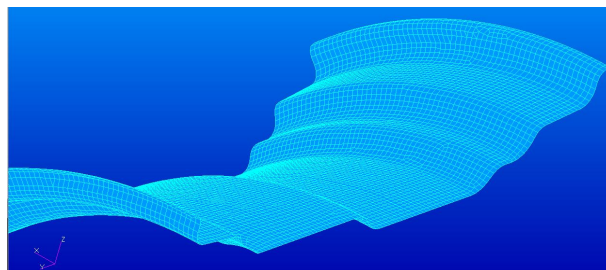


Рисунок 3.2 – КЕ-модель частини обода колеса навантажувача із застосуванням 2D-елементів

Для моделювання більшості об'ємних конструкцій використовувалися об'ємні 3D-елементи. Можливість створення сітки в автоматичному режимі залежить від типу елементів. У цьому випадку Ansys підтримує автоматичне створення 3D-сітки з використанням тетраедральних і пірамідальних елементів. На рис. 3.3 показано, як розбити модель на КЕС. Для цього в дереві побудов було обрано команду «Mesh»(сітка), а із контекстного меню «Generate mesh» (створити сітку).

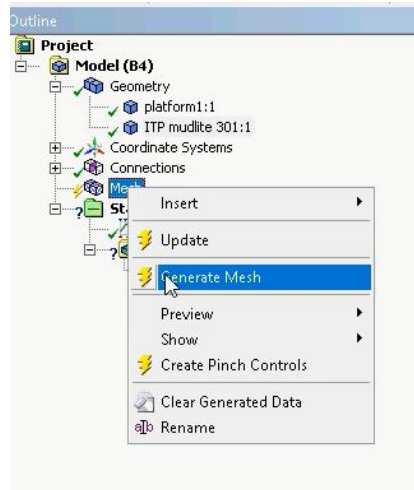


Рисунок 3.3 – Дерево побудов Ansys при виборі необхідних розрахункових параметрів моделі

Розроблене у дійсній дисертаційній роботі колесо є прототипом справжнього колеса КБН марки ПМТС 1200, яке показано на рис. 3.4 а, а на рис. 3.4 б – результати розрахунку головних навантажень, які діють на колесо під час його взаємодії з перешкодою.

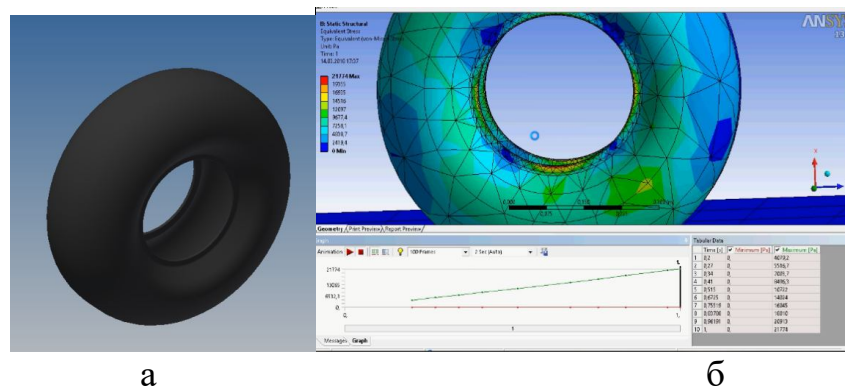


Рисунок 3.4 – КЕ-модель колеса КБН в умовах статичного навантаження:

а – комп'ютерна модель колеса КБН; б – КЕ-модель колеса

Для зпрошення розрахунків та зменшення енергетичних витрат ПЕОМ диск колеса не враховувався, але масові характеристики моделі відповідали показникам натурної машини. При розбивці моделі колеса на КЕС було використано наступні рекомендації [80]:

- прямокутна сітка із чотирма вузлами дає більш точне рішення, ніж сітка із трикутними елементами;
- прямокутна сітка з 8 вузлами є більш кращою, ніж сітка трикутних елементів із проміжними вузлами;
- упорядкована сітка є більш кращою, ніж довільна;
- точність результатів аналізу зменшується, якщо розміри сусідніх елементів поблизу концентратора напруг істотно різні;
- варто уникати занадто вузьких і витягнутих елементів, тому що елементи з однаковими сторонами дають меншу похибку;
- для одержання достовірних результатів у зонах концентрації напруг розмір елемента повинен бути менше;
- при використанні лінійних елементів варто уникати деформації їх форм у критичних регіонах, наприклад, коли утворюються трикутні плоскі елементи замість чотирикутних.

Особливе значення має щільність розбивки (розмір i , відповідно, число КЕ). Чим менше лінійний розмір КЕ, тим більша їх кількість у моделі і точність розрахунку підвищується. Однак при цьому збільшується час розрахунку і накопичуються помилки, пов'язані з округленням результатів.

Ґрунтуючись на вищевикладеному методі, було побудовано динамічну модель переїзду колеса через одиночну перешкоду, яка описана в п. 3.1.2.

3.1.2 Моделювання процесу переїзду одиночного колеса через перешкоду

Процес подолання колесом перешкоди є досить непростим фізичним явищем. З одного боку, потрібно врахувати гнучкий матеріал шини, а з іншого –

врахування параметрів матеріалу вимагає досить великих енергетичних витрат. Для виконання дослідження з метою економії часу й енергетичних витрат ПЕОМ доцільно використовувати декілька програмних комплексів. Зокрема, при моделюванні були використані два програмних комплекси, а саме Autodesk Inventor 2016, що дозволяє проводити динамічні розрахунки без обліку гнучких властивостей матеріалів, і Ansys 13, який доповнює деякі особливості динамічного моделювання в Autodesk Inventor 2016.

На початковому етапі було побудовано віртуальну модель колеса у середовищі Autodesk Inventor (рис. 3.5).

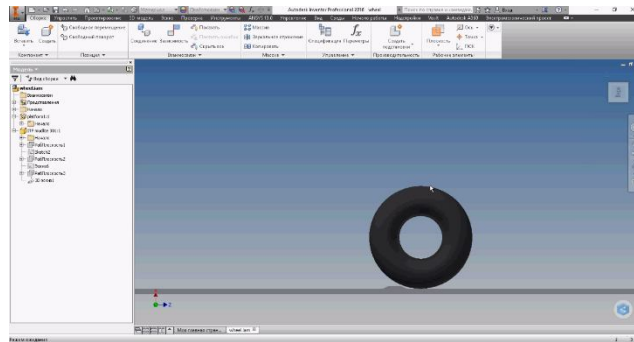


Рисунок 3.5 – Середовище геометричного моделювання Autodesk Inventor

Усі необхідні команди для розрахунку динамічних процесів було проаналізовано та обрано у додатковому модулі «Динамічне моделювання», який розташовано у вкладці «середовища» (рис. 3.6).

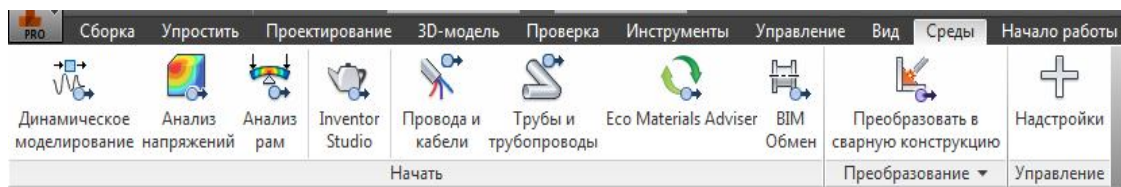


Рисунок 3.6 – Розрахункові модулі програмного комплексу Autodesk Inventor

На наступному етапі було обрано раціональні параметри процесу моделювання, а саме:

- параметри контакту колеса з опорною поверхнею (жорсткість, демпфірування і коефіцієнт тертя)
- параметр швидкості руху об'єкта;
- прискорення вільного падіння;
- вибір деталі, яка повинна бути зафіксована відносно об'єкта (у даному випадку опорної поверхні).

Через нездатність Autodesk Inventor урахувати властивості еластичного матеріалу частину розрахунків було проведено в програмному комплексі Ansys (рис. 3.7 – 3.8).

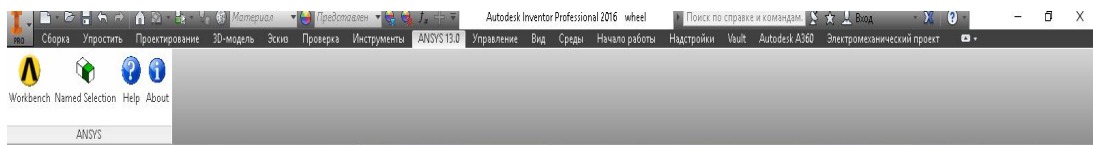


Рисунок 3.7 – Вбудований елемент експорту моделі в середовище Ansys

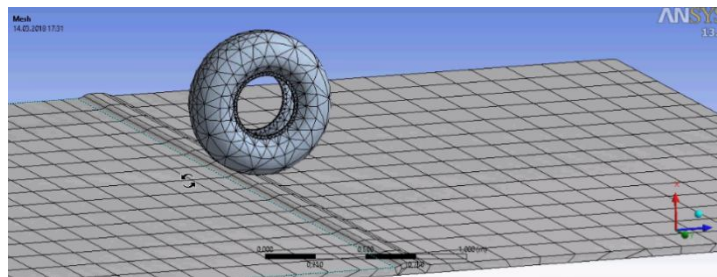


Рисунок 3.8 – Розрахункова сітка для моделі колеса з опорною поверхнею

Для одночасного використання двох пакетів моделювання було прийнято наступне:

- здійснено моделювання системи «колесо-дорога» у допоміжному програмному комплексі Autodesk Inventor;

- за допомогою допоміжного моделювання було знайдено максимальне зусилля, яке діє на колесо під час його зіткнення з перешкодою, що дорівнює 80 Н;
- дані моделювання було експортовано разом із моделлю у Ansys, де побудовано розрахункову сітку та проведено остаточний розрахунок (рис. 3.9).

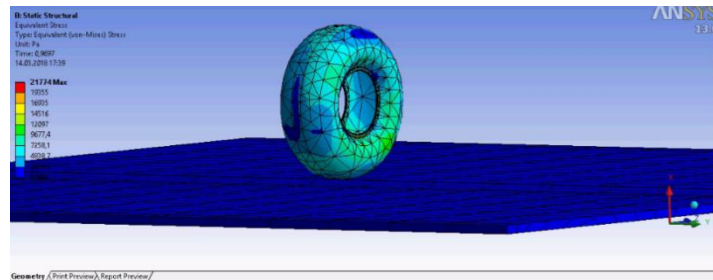


Рисунок 3.9 – Кольорова палітра напружень на колесо в момент його зіткнення з перешкодою

Поданий розрахунок показує, що максимальна напруга не перевищує 9,6774 кН/м². Таким чином, з урахуванням пружного матеріалу колеса сила в розмірі 80 Н викликає напругу в розмірі 9,6774 кН/м².

Згаданий процес було розбито на 5 етапів:

- статичне положення шини перед наїздом на перешкоду, напруга в цьому положенні становить 5,5625 кН/м²;
- момент зіткнення колеса з перешкодою, напруга в цьому положенні становить 9,6774 кН/м²;
- момент переїзду колеса через перешкоду, напруга в цьому положенні становить 8,5633 кН/м²;
- момент з'їзду колеса з перешкоди, напруга в цьому положенні становить 9,1321 кН/м²;
- положення колеса після подолання перешкоди, напруга в цьому випадку становить 5,5702 кН/м².

3.2 Моделювання переїзду короткобазового навантажувача через перешкоду

Використання автоматизованого динамічного аналізу дозволяє вже на ранніх стадіях проектування одержати достовірну інформацію про динамічні процеси створюваних виробів і силові навантаження, що виникають при цьому, а також оперативно проводити дослідження позаштатних ситуацій, що виникають у процесі експлуатації існуючих виробів.

Основні переваги застосування автоматизованого динамічного аналізу:

- автоматичне формування математичної моделі динаміки руху механічної системи за її інженерним описом;
- візуалізація функціонування механічної системи та значень її характеристик.

За допомогою класичних методів комп'ютерного моделювання було створено модель КБН марки ПМТС 1200, яка складається із 93 деталей та максимально відповідає своєму натурному зразку (рис. 3.10 б).



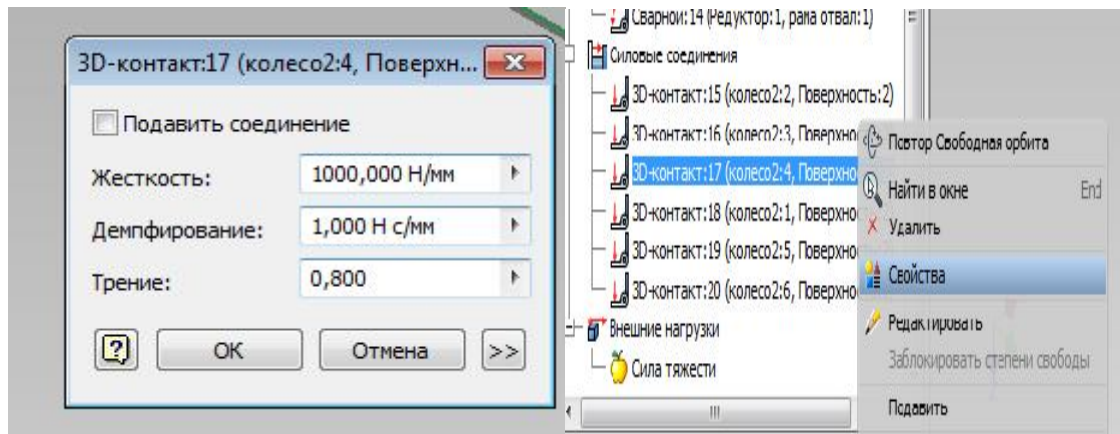
а

б

Рисунок 3.10 – КБН марки ПМТС 1200:

а) комп'ютерна модель; б) реальний навантажувач ПМТС 1200

Для визначення розрахункових параметрів моделі під час переїзду КБН через перешкоду було задано характеристики руху навантажувача по опорній поверхні (рис. 3.11).



а

б

Рисунок 3.11 – Характеристики взаємодії рушіїв машини з опорною поверхнею: а) властивості 3D-контакту; б) силові з'єднання моделі

Описані вище дії були застосовані щодо кожного колеса навантажувача. Для побудови плавного розгону навантажувача було задано характеристики кожного із з'єднань, які відповідають за обертання коліс (рис. 3.12). Наступним кроком було задано матеріали усіх деталей, які обрано із вбудованої у програму бібліотеки компонентів (рис. 3.13)

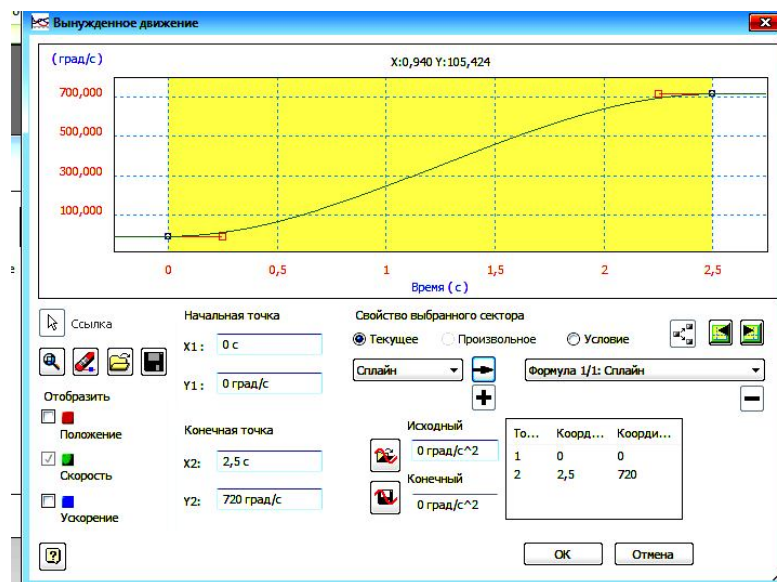


Рисунок 3.12 – Залежність швидкості від часу КБН при моделюванні його руху по опорній поверхні

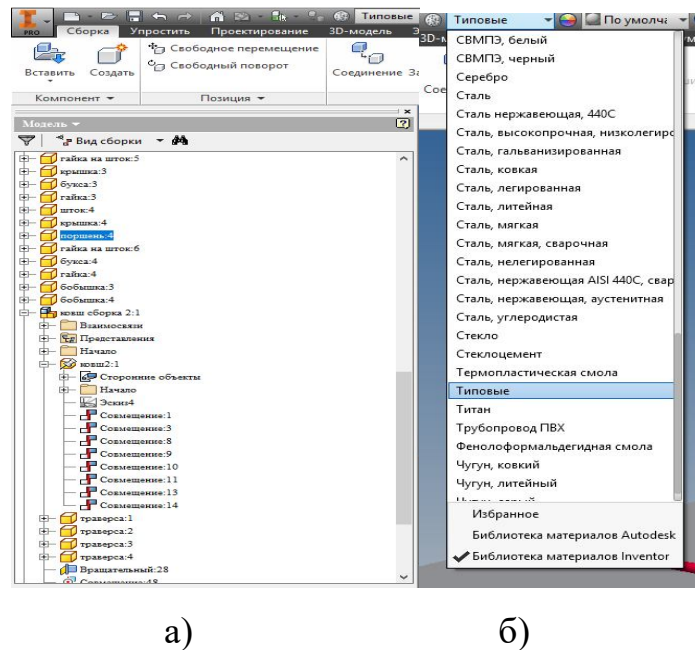


Рисунок 3.13 – Спосіб призначення матеріалів моделі через панель інструментів: а) дерево побудов моделі; б) панель інструментів

Імітаційне моделювання процесу подолання КБН одиночної нерівності дозволило отримати такі розрахункові дані, як:

- зусилля, що виникають у гідроциліндрах підйому стріли;
- позиція центру мас КБН на всіх етапах подолання навантажувачем одиночної нерівності (рис. 3.14);
- позиція центру мас КБН в залежності від висоти робочого обладнання під час подолання машиною одиночної перешкоди.

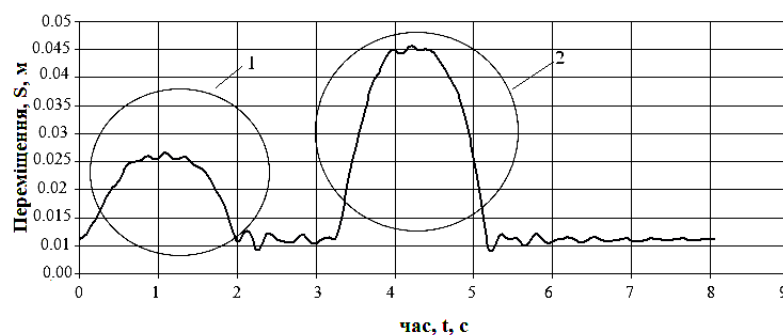


Рисунок 3.14 – Залежність переміщення центру мас КБН по осі Y від часу при швидкості 0,8 м/с та масі вантажу 400 кг:

- 1 – взаємодія передніх коліс навантажувача з перешкодою; 2 – взаємодія задніх коліс навантажувача з перешкодою

Перевагою імітаційного моделювання є можливість проводити віртуальні дослідження у той час, коли випробування реального фізичного об'єкту в експериментально-польових умовах неможливе. Так, одним із завдань дисертаційної роботи було випробування КБН під час подолання ним граничної перешкоди з піднятим робочим обладнанням на 1,25; 1,75; 2,25 м (рис. 3.15 – 3.16). Відтворити такі умови під час експериментально-польових випробувань неможливо через високий ризик перекидання КБН у поздовжній площині (рис. 3.15 а). Іншим, не менш важливим, було питання стійкості КБН під час подолання ним перешкоди одним із бортів. Виявилося, що в порівнянні із переїздом обох бортів КБН через перешкоду, подолання нерівності одним із бортів машини при однакових швидкісних параметрах і висоті робочого обладнання не призводить до повної втрати стійкості навантажувача (рис. 3.15 б).

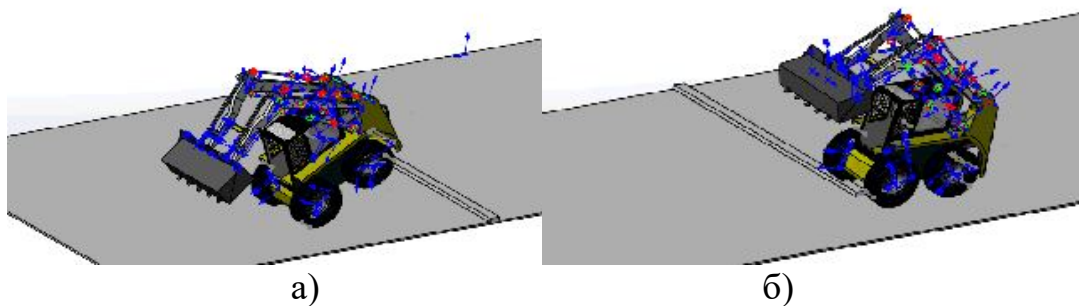


Рисунок 3.15 – Візуалізація процесу переїзду КБН через одиночну перешкоду з піднятим робочим обладнанням на 1,75 м :

а) – переїзд КБН через одиночну перешкоду обома бортами; б) – переїзд КБН через одиночну перешкоду правим бортом

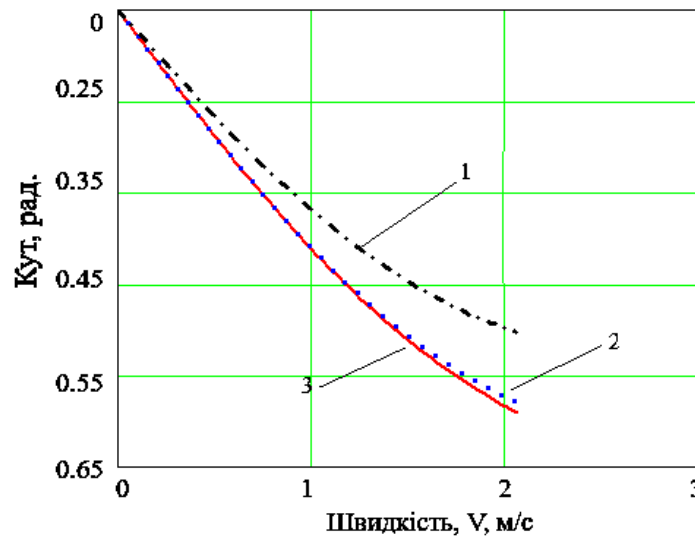


Рисунок 3.16 – Залежність критерію стійкості КБН від швидкості при піднятому робочому обладнанні на 1,25 м (1); 1,75 м (2); 2,25 м (3)

Для оцінки вірогідності отриманих результатів визначалось узгодження віртуальних і математичних даних по критерію стійкості КБН в залежності від швидкості при взаємодії його задніх коліс з перешкодою (рис. 3.17). Для підтвердження правильності ухвалених рішень прийнято критерій Пірсона χ^2 .

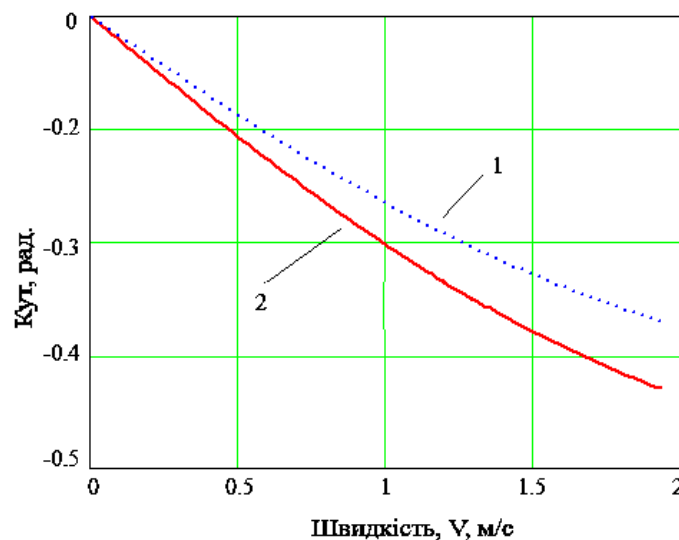


Рисунок 3.17 – Залежність критерію стійкості КБН від швидкості при з'їзді його задніх коліс з перешкоди: 1 – дані комп'ютерного моделювання; 2 – дані математичного моделювання

Розглянемо за критерієм Пірсона χ^2 значення показника стійкості КБН при подоланні ним одиночної нерівності задніми колесами.

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^q \frac{(f_i - Y_i)^2}{Y_i}, \quad (3.1)$$

де Y_i – віртуальні значення критерію стійкості КБН у момент його з'їзду з перешкоди;

f_i – функція, задана рівнянням апроксимації узгоджених з математичними даними;

q – число ступенів свободи.

Число ступенів свободи визначається співвідношенням

$$q = m - S - 1, \quad (3.2)$$

де m – число обраних точок;

S – число констант рівняння регресії.

Ймовірність збігу віртуальних значень із математичними визначається за формулою:

$$P(\chi^2, q) = \frac{1}{\Gamma\left(\frac{q}{2}\right) \cdot 2^{\frac{q}{2}}} \cdot \int_{\chi^2}^{\infty} x^{\frac{q}{2}-1} \cdot e^{-\frac{x}{2}} dx, \quad (3.3)$$

де χ^2 – критерій Пірсона;

q – число степенів свободи;

$\Gamma\left(\frac{q}{2}\right)$ – імовірність g-розподілу.

При порівнянні комп'ютерних даних з даними математичного моделювання виявилось, що ймовірність їх збігу дорівнює $P(\chi^2, q) = 0,82$, тобто це свідчить про достатній збіг результатів і відповідає критерію Пірсона на 82%.

3.3 Висновки за розділом

1. Розроблена комп'ютерна модель повністю відповідає своєму реальному прототипу та складається із 93 елементів. Виявлено переваги імітаційного моделювання та за допомогою розроблених моделей КБН знайдено залежності критерію стійкості машини від швидкості при різній висоті робочого обладнання. Так, було виявлено небезпечний етап подолання короткобазовим навантажувачем одиничної нерівності, а саме з'їзд його задніх коліс з перешкоди. У даному випадку кут відхилення центру мас відносно вертикальної вісі задніх коліс склав 33° при висоті робочого обладнання 2,25 м.

2. Проведене імітаційне моделювання короткобазового навантажувача дозволило встановити положення його центру мас при початковій взаємодії з перешкодою. Виявилося, що під час цієї взаємодії машини вона піднімається над рівнем опорної поверхні на 0,04 м.

3. Моделювання процесу переїзду одиночного колеса через перешкоду за допомогою одразу декількох програмних комплексів дозволяє повною мірою оцінити процес взаємодії пружних систем з твердою опорною поверхнею. Процес моделювання було розбито на п'ять етапів, для кожного з яких було отримано наступні дані:

- статичне положення шини перед наїздом на перешкоду, напруга в цьому положенні становить $5,5625 \text{ кН/м}^2$;
- момент зіткнення колеса з перешкодою, напруга в цьому положенні становить $9,6774 \text{ кН/м}^2$;
- момент переїзду колеса через перешкоду, напруга в цьому положенні становить $8,5633 \text{ кН/м}^2$;
- момент з'їзду колеса з перешкоди, напруга в цьому положенні становить $9,1321 \text{ кН/м}^2$;
- положення колеса після подолання перешкоди, напруга в цьому випадку становить $5,5702 \text{ кН/м}^2$.

4. Кореляція даних, отриманих за допомогою класичних методів комп'ютерного моделювання за критерієм Пірсона, свідчить, що результати проведеної імітаційної візуалізації транспортного режиму КБН збігаються з математичними на 82%. Наведене свідчить про достатню адекватність комп'ютерної моделі натурної машини.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДОЛАННЯ КОРОТКОБАЗОВИМ КОЛІСНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ ОДИНОЧНОЇ ПЕРЕШКОДИ

4.1. Мета, завдання та методика проведення експериментальних досліджень

Аналіз робіт, які виконуються КБН, показав, що найбільш важкі режими навантаження трансмісії і гідравлічного обладнання досягаються під час роботи машини з навантажувальним ковшем. Більшу частину часу машина працює саме із цим обладнанням, а тому доцільно обмежитися проведенням серії експериментів на натурному навантажувачі типу ПМТС 1200 у транспортному режимі зі зміною завантаження ковша.

Експериментальні дослідження спрямовані на верифікацію теоретичних положень і результатів розрахункових досліджень, представлених у дисертації. Основною метою експериментальних досліджень була перевірка теоретичного положення про підвищення показників поздовжньої стійкості КБН при подоланні одиночної перешкоди.

Експериментальні дослідження проведено на учбово-науковій виробничій базі Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (УНВБ ХНАДУ) у м. Харкові в період з 2015 по 2018 р.

Мета експериментальної частини роботи полягає у визначенні умов стійкості КБН при виконанні характерних технологічних операцій в умовах, максимально наближених до реальних. Це дозволить перевірити прийнятність запропонованих у теоретичному дослідженні припущень і адекватність динамічної моделі натурної машини. Пошукові експериментальні дослідження полягали в наступному:

- проведення динамічних випробувань навантажувача для визначення положення центру мас і зусиль в металоконструкції та у гідроприводі робочого обладнання;

- встановлення експериментальних залежностей формування динамічних напружень в металоконструкції та тиску в гідросистемі робочого обладнання, положення центру мас в залежності від геометричних параметрів перешкоди при подоланні машиною одиночної нерівності з варіюванням швидкості, висоти розташування маси вантажу і його величини;
- проведення аналізу результатів експериментальних даних і порівняння з розрахунковими показниками для підтвердження адекватності запропонованої динамічної моделі навантажувача та методів розрахунку на натурній машині.

Як об'єкт випробувань було обрано КБН марки ПМТС 1200 виробництва Бердянського заводу дорожніх машин (рис. 4.1), технічні характеристики якого наведено в таблиці 4.1.

Навантажувач являє собою самохідну машину з дизельним двигуном Д-144-60 повітряного охолодження. Дві гідростатичні трансмісії ГСТ-90 ходової частини навантажувача з некерованими колесами забезпечують індивідуальний привід коліс кожного борта. Завдяки цьому досягається його висока маневреність і прохідність.



Рисунок 4.1 – Навантажувач марки ПМТС 1200

Таблиця 4.1 Технічна характеристика навантажувача ПМТС 1200

Найменування показників	Значення
Маса експлуатаційна, кг	4100
Вантажопідйомність навантажувача, кг	1200
Місткість ковша, м ³	0,5
Колія ходових коліс, м	1,5
База ходових коліс, м	1,15
Максимальний виліт стріли, м	1140
Висота вивантаження з ковша, м	2,7
Кут закидання ковша, °	19
Швидкість пересування вперед/назад, км/год	0-13/0-9
Кліренс, мм	240
Габаритні розміри	
Довжина, м	3,560
Ширина за ковшем, м	1,9
Висота, м	2,17
Розмір шини ходових коліс	9,00×20(260R508)
Тиск повітря в шинах, МПа	0,4
Двигун	
Тип	чотиритактний, дизельний з повітряним охолодженням
Марка	Д-144-60
Номінальна потужність, кВт	44

Продовження таблиці 4.1

Частота обертання колінчастого вала при номінальній потужності, хв^{-1}	2100
Трансмiсія	
Роздавальна коробка	механічна, одноступінчаста із шестернями постійного зачеплення і ручним вимиканням
ГСТ – 90	двоконтурна із приводом на кожний борт, керування – ручне
Бортова передача	циліндричні зубчасті колеса; передаточне число 25,6
Колісна передача	піввісь, ступила й пневмомашини
Колісна формула	4×4

Особливості конструкції КБН полягають в наявності робочого обладнання та непідресорених мас, а також у відмінному в порівнянні з іншими самохідними машинами типу трансмісії, де було розглянуто аналогічний процес.

Гідростатичні передачі ГСТ-90 є одними із найбільш досконалих і працюють із тиском до 40 МПа. Насоси кожної з передач регулюються незалежно один від одного вручну за допомогою важелів сервокерування. Завдяки цьому навантажувач ПМТС 1200 із ГСТ-90 здатний реалізувати кожну з тягових характеристик при виконанні робочого циклу. Наявність короткої бази у навантажувача визначає доцільність використання цієї машини як об'єкта експериментального дослідження.

Номінальне значення тиску робочої рідини в тяговому приводі становить 35 МПа, а в системі керування робочим обладнанням 16 МПа. Це дозволяє використовувати у вимірювальній системі датчики тиску типу ПД-40. За допомогою останніх можливо визначити тиск робочої рідини в гідросистемі робочого обладнання.

4.2 Розробка тензометричної системи та її калібрування

Вибір вимірювальної апаратури здійснювався з урахуванням наступних основних факторів:

- обґрунтування доцільності вибору приладів відповідно до принципу роботи й характером вимірюваних величин;
- відповідність вимірювання діапазонів датчиків і фіксувальної апаратури, узгодження їх з максимальним навантаженням на машину;
- точність і чутливість приладів забезпечує запис вимірюваних величин із припустимою похибкою;
- всі прилади використано відповідно до правил, описаних в інструкціях з експлуатації виробів. Чутливість до вібрацій, температурних і вологісних впливів знаходиться в межах припустимих значень. При цьому забезпечується зручність монтажу, під'єднання, калібрування, обслуговування, простота в регулюванні і контролі показань.

Для дослідження напружень що виникають на металоконструкції робочого обладнання КБН використовувалися фольгові тензорезистори з номінальним опором 200 Ом і підсилювачем сигналу тензомоста (рис. 4.2). Усього при проведенні експериментальних досліджень було задіяно три тензомости і три підсилювачі сигналів відповідно. Для одержання результатів динамічних напружень на металоконструкції робочого обладнання застосовувалися фольгові тензорезистори номінальним опором 200 Ом. Опір між двома датчиками одного моста становив 150 Ом, що необхідно для забезпечення посилення сигналу на перетворювачеві сигналів, зображеному на рис. 4.3. Тензометричні датчики, хоча і вимагають посилення, володіють рядом переваг перед іншими, а саме:

завдяки наявності підсилювача вони дуже чутливі, можуть фіксувати незначні зміни тисків;

вони, на відміну від інших, малоінерційні.

Таким чином, використання цього типу датчиків дозволяє звести до мінімуму похибки вимірів.

Попередньо перед початком проведення випробувань було проведено калібрування вимірювальної апаратури відповідно до правил ГОСТ 12997-84. Тензометричну балку, на якій здійснювалося калібрування вимірювального обладнання, показано на рис. 4.3.

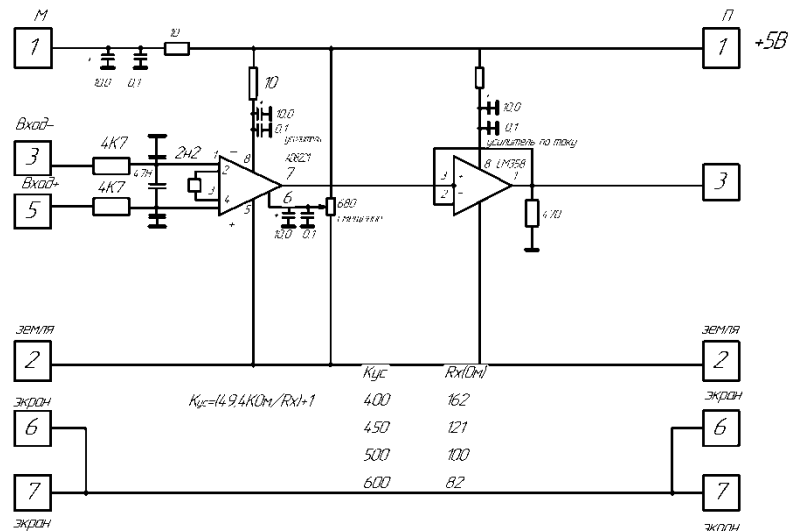


Рисунок 4.2 – Схема підсилювача сигналу тензомоста



Рисунок 4.3 – Балка для калібрування тензометричних мостів

На балці розташовувалися тензодатчики: контрольний і який підлягає калібруванню (рис. 4.4). Калібрувальний датчик через поверхню у вигляді пластини було наклеєно за допомогою спеціального клею на поверхні балки, що дозволяє після калібрування перенести його на досліджувану деталь без істотної похибки коефіцієнта тензочутливості датчиків.

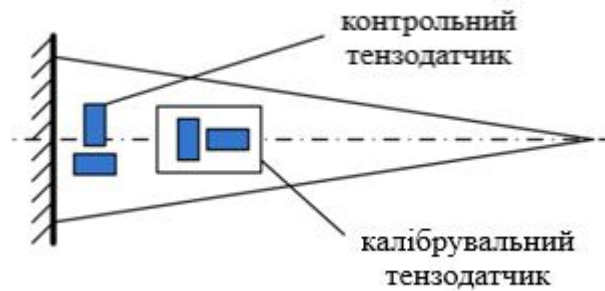


Рисунок 4.4 – Розташування контрольного і калібрувального тензодатчиків на тарувальній балці

Для вимірювання одноосових навантажень тензорезистори було наклеєно на досліджувану деталь і включено в мостову схему, як це показано на рис. 4.4. Один робочий R_1 і один компенсаційний R_2 тензорезистори розташовувалися на верхній поверхні деталі, а два інших (R_3 і R_4) – на нижній поверхні. Робочі тензорезистори (R_1 і R_4) було включено в одні плечі моста, а компенсаційні (R_2 і R_3) – у протилежні. За такої схеми досягається не тільки температурна компенсація, але й компенсація напружень на вигин, а чутливість зростає вдвічі в порівнянні з напівмостовою схемою під'єднання (рис. 4.5).

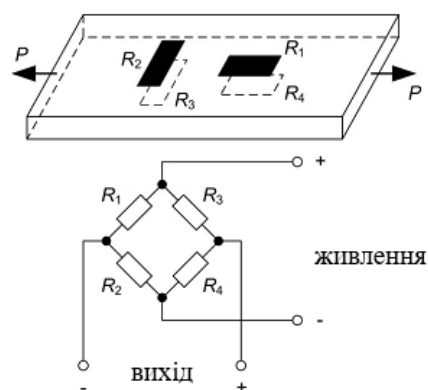


Рисунок 4.5 – Схема розташування тензорезисторів на деталі і порядок їх включення в мостову схему при вимірюванні одноосових навантажень

З відомими параметрами балки h і α , змінюючи послідовно значення статичного вантажу G (таблиця 4.2), визначався ряд значень показань вимірювальної тензометричної системи (кодів АЦП) і відповідних їм σ_x , за якими будується тарувальний графік. Тарувальний графік залежності кодів

АЦП від зміни статичного напруження має вигляд, показаний на рис. 4.6.

Подальша апроксимація його поліномом 1-го степеня дозволяє одержати відповідну аналітичну лінійну залежність [70]:

$$\sigma(AЦП) = 0,0107 + 0,0083 AЦП ,$$

де $AЦП$ – відповідні зміни напруг в кодах АЦП.

Таблиця 4.2 Геометричні розміри тензобалки й параметри її навантаження

b, мм	Геометричні розміри тензобалки			Маси статичного вантажу G, Н								
	h, мм	α°	X, мм	9,8	19,6	29,4	39,2	49	58,8	68,6	78,4	88,25
45	8	5	440	5,25	10,5	15,76	21,01	26,2	31,5	36,7	42,0	47,28

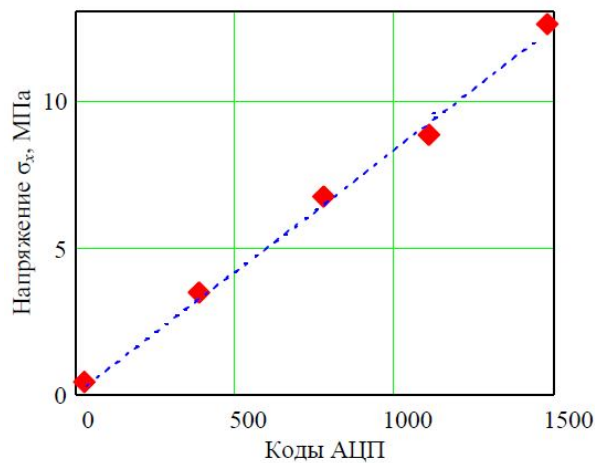


Рисунок 4.6 – Тарувальний графік

Наведена залежність дозволила провести вимірювання деформації механічної конструкції після установки на неї відкаліброваних тензомостів.

Для дослідження навантаження елементів гідросистеми робочого обладнання навантажувача використовувався перетворювач тиску типу ПД -

3	Похибка вимірювань	%	Не більше 0,5
4	Споживана потужність	Вт	Не більше 0,3
5	Частота коливань навантажень	Гц	Не більше 1000
6	Маса	кг	0,3

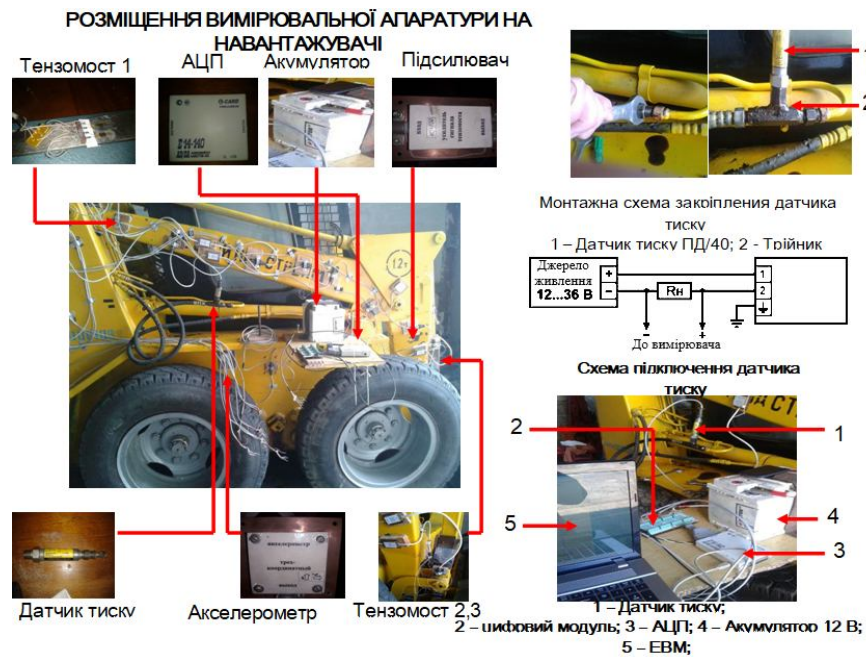


Рисунок 4.8 – Установка вимірювальної апаратури на навантажувач



Рисунок 4.9 – Калібрування датчика тиску на ручній насосній станції

В експериментальних дослідженнях застосовувався трикоординатний акселерометр, що працює в парі з гіроскопом MPU 6050 (рис. 4.10). Функції цього приладу полягали у визначенні швидкостей і прискорень навантажувача. Завдяки гіроскопу було отримано кут нахилу машини при переїзді через одиночну перешкоду, відповідно добуток кута на прискорення дозволив отримати більш точні дані прискорень по горизонталі і по вертикалі.

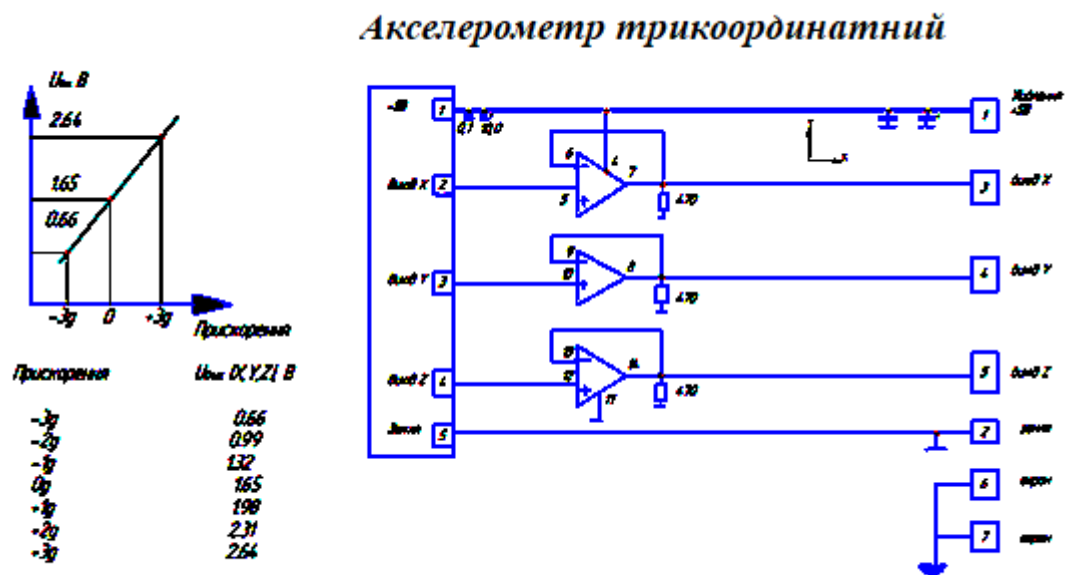


Рисунок 4.10 – Схема трикоординатного акселерометра, використовуваного в експериментальних дослідженнях

У роботі було використано два акселерометри і два гіроскопи, які розташовувалися над задньою і передньою осями навантажувача.

Для проведення експериментальних досліджень із КБН використовувалися класичні методи, які мають низку переваг:

- можливість безперервного спостереження і запису процесів, що протікають із різними швидкісними показниками;
- простота передавання результатів вимірювань на відстані;
- незначна інерційність;
- простота перетворення електричних величин.

4.3 Програма експериментального дослідження процесу подолання короткобазовим навантажувачем одиночної перешкоди

Програмою експериментів передбачалося проведення статичних і динамічних випробувань КБН марки ПМТС 1200.

У роботах Л. В. Назарова та Л. В. Разарьонова [136; 137; 138;] статичними випробуваннями передбачено визначення силового радіуса ходових коліс r_k , опір коченню і граничної за зчепленням ходових коліс із дорогою сили тяги T_ϕ .

У дисертаційній роботі при дослідженні взаємодії колеса з опорною поверхнею необхідно було провести аналіз деформації покриттів коліс навантажувача для визначення їхніх жорсткостей. Таке статичне випробування проводилося за допомогою домкрата та динамометра з максимально припустимим навантаженням в 10 кН.

За опорну поверхню було прийнято асфальтобетонне покриття, оскільки машини такого типу працюють на будівельних майданчиках із твердим покриттям.

Програмою випробувань передбачалося фронтальне подолання перешкоди (під кутом 90° до нього), переднім ходом з варіюванням швидкості на трьох рівнях, достатніх для подолання перешкоди без зупинки, без різких прискорень. Крім того, в процесі пробних заїздів оцінювалися стійкість іспитового обладнання, можливість виїзду навантажувача після проходження перешкоди без додаткових маневрів, працездатність вимірювальної апаратури та безперервність запису сигналів датчиків у ході заїзду в умовах динамічних навантажень та ін.

Перед проведенням експериментальних досліджень, пов'язаних з переїздом навантажувача через одиночну перешкоду, було проведено ряд підготовчих робіт, а саме:

- вибір типорозмірів і форми подоланої перешкоди;
- визначення силового радіуса ходових коліс;

– визначення середніх швидкостей руху навантажувача на заданих дистанціях.

На основі проведеного аналізу найбільш небезпечними режимами є:

– процес занурення робочого обладнання в штабель із матеріалом;
– транспортний режим руху навантажувача, а саме процес подолання машиною одиночної перешкоди.

У ході випробувань на полігоні ХНАДУ навантажувач ПМТС 1200 при напрацюванні 125 мотогодин мав наступні відмови [138]:

– руйнування підшипників переднього ходового колеса правого борта;
– деформація кронштейнів кріплення ковша до стріли;
– обрив рукавів високого тиску гідросистеми керування робочим обладнанням;
– руйнування двосекційного розподільника гідропривода робочого обладнання.

У ході випробувань при подоланні навантажувачем одиночної перешкоди було зафіксовано такі випадки, як:

– втрата стійкості машини в поздовжньому напрямку;
– руйнування двосекційного розподільника гідропривода робочого обладнання;
– було виявлено найбільш небезпечний період взаємодії навантажувача з опорною поверхнею – це з'їзд КБН з перешкоди під час подолання останньої задніми колесами, при цьому кут φ досягає критичної позначки у 28° (при $m = 0$ кг), 26° (при $m = 600$ кг), 22° ($m = 1200$ кг).



а)

б)

Рисунок 4.11 – Етапи подолання КБН граничної перешкоди:

а) подолання граничної перешкоди передніми колесами
навантажувача; б) подолання граничної перешкоди задніми колесами
навантажувача

Динамічні випробування навантажувача в ході пошукового експерименту охопили практично всі складові робочих операцій машин заданого класу: впровадження в штабель із матеріалом, копання ґрунту, переїзд через перешкоду. У ході останнього варіювалися початкова швидкість навантажувача, а також була спроба переїзду через інший вид перешкоди. Основний масив експериментальних даних із трикратною повторністю дослідів отримано при переїзді з різними швидкостями і масою вантажу в ковші, яка контролювалася за допомогою спеціальної мірної ємності місткістю $0,04 \text{ м}^3$ [64].

У таблицях 4.4 – 4.9 представлено план експерименту, в якому передбачене проведення основних експериментів відповідно з позначеними в таблиці даними.

У натурних випробуваннях досліджувалися такі параметри:

- напруження в металоконструкції робочого обладнання;
- прискорення навантажувача;
- тиск у гідросистемі робочого обладнання.

Таблиця 4.4. – Матриця планування щодо напруження у металоконструкції робочого обладнання навантажувача

№ дослідів	Рівні факторів						Рівні факторів <i>тах</i> знач. напруг			у _{ср}	Дисперсія
	X0	X1	X2	(X1) ²	(X2) ²	X1*X2	y1	y2	y3		
1	1	-1	-1	1/3	1/3	1	17,9	17,56	21,01	18,823	3,615
2	1	-1	0	1/3	- 2/3	0	19,72	20,08	21,65	20,483	1,0532
3	1	-1	1	1/3	1/3	-1	19,13	19,56	21,069	19,92	1,037
4	1	0	-1	- 2/3	1/3	0	18,19	20,25	18,97	19,1	1,1

Продовження таблиці 4.4

5	1	0	0	- 2/3	- 2/3	0	21,01	22,03	18,23	20,423	3,8681
6	1	0	1	- 2/3	1/3	0	22,61	20,51	21,25	21,5	1,1
7	1	1	-1	1/3	1/3	-1	19,54	20,36	23,01	20,97	3,2893
8	1	1	0	1/3	- 2/3	0	21,23	23,05	24,02	22,767	2,0062
9	1	1	1	1/3	1/3	1	19,54	23,06	22,58	21,727	3,6437
Σ	9	6	6	2	2	4					20,729

Таблиця 4.5. – Перевірка адекватності моделі

Дослідне значення критерію Кохрена	0,187
Теоретичне значення критерію Кохрена	0,4775
Число дослідів N	9
Паралельних дослідів r	3
Значення Стюдента	26
Розподіл Стюдента t	2,056
Дослідне значення критерію Фішера	2,18
Теоретичне значення критерію Фішера $f1$	8,00
Теоретичне значення критерію Фішера $f2$	26
α	0,05
Теоретичне значення критерію Фішера	2,59

Відповідно до заданої матриці планування рівняння регресії прийме вигляд:

$$Y = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2,$$

$$Y = 20,63 + 1,04 X_1 + 0,70 X_2,$$

$$2,59 > 2,18 .$$

Результати відповідних розрахунків показали, що модель адекватна

$$(F_{\text{теор.}}=2,59 > F_{\text{досл.}}=2,18)$$

Згідно з даними експериментального дослідження було побудовано поверхню відгуку (рис. 4.12).

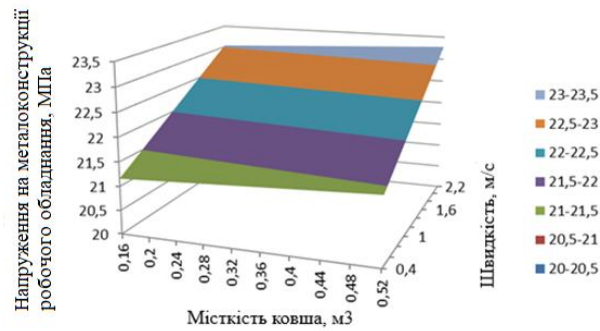


Рисунок 4.12 – Поверхня відгуку щодо напружень виникаючих на металоконструкції робочого обладнання навантажувача

Таблиця 4.6. – Матриця планування щодо прискорення навантажувача

№ дослідю	Рівні факторів						Рівні факторів			уср	Дисперсія
	X0	X1	X2	(X1) ²	(X2) ²	X1*X2	y1	y2	y3		
1	1	-1	-1	1/3	1/3	1	3,65	3,41	3,51	3,5233	0,0145
2	1	-1	0	1/3	- 2/3	0	5,24	4,85	4,64	4,91	0,0927
3	1	-1	1	1/3	1/3	-1	5,66	5,32	5,12	5,3667	0,0745
4	1	0	-1	- 2/3	1/3	0	5,81	5,65	5,22	5,6	0,1
5	1	0	0	- 2/3	- 2/3	0	5,77	5,61	5,32	5,5667	0,052
6	1	0	1	- 2/3	1/3	0	6,51	5,87	5,41	5,9	0,3
7	1	1	-1	1/3	1/3	-1	8,59	6,51	5,67	6,9233	2,2597
8	1	1	0	1/3	- 2/3	0	8,21	7,15	6,81	7,39	0,5332
9	1	1	1	1/3	1/3	1	9,31	8,32	8,12	8,5833	0,406
Σ	9	6	6	2	2	4					3,831

Таблиця 4.7. – Перевірка адекватності моделі

Дослідне значення критерію Кохрена	0,590
Теоретичне значення критерію Кохрена	0,4775
Число дослідів N	9
Паралельних дослідів r	3

Продовження таблиці 4.7

Значення Стюдента	26
Розподіл Стюдента T	2,056
Дослідне значення Фішера	2,47
Теоретичне значення критерію Фішера $f1$	6,00
Теоретичне значення критерію Фішера $f2$	26
α	0,05
Теоретичне значення критерію Фішера	2,59

Відповідно до поданої матриці планування рівняння регресії прийме вигляд:

$$Y = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2,$$

$$5,97 + 1,52 X_1 + 0,65 X_2,$$

$$2,59 > 2,47$$

Результати відповідних розрахунків показали, що модель адекватна

$$(F_{\text{теор.}}=2,59 > F_{\text{досл.}}=2,47)$$

Згідно з даними експериментального дослідження було побудовано поверхню відгуку (рис. 4.13)

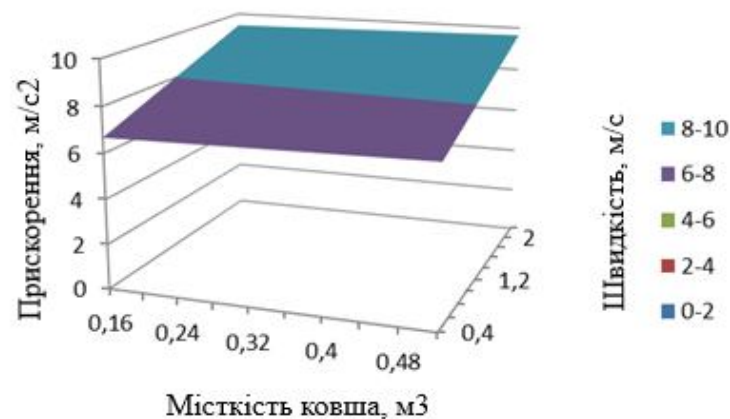


Рисунок 4.13 – Поверхня відгуку щодо прискорення навантажувача

Таблиця 4.8. – Матриця планування щодо тиску в гідросистемі робочого обладнання навантажувача

№ досліду	Рівні факторів						Рівні факторів			У _{ср}	Дисперсія
	X0	X1	X2	(X1) ²	(X2) ²	X1*X2	y1	y2	y3		
1	1	-1	-1	1/3	1/3	1	13,51	12,64	12,05	12,733	0,5394
2	1	-1	0	1/3	- 2/3	0	13,67	12,84	11,25	12,587	1,5122
3	1	-1	1	1/3	1/3	-1	13,78	13,52	13,01	13,437	0,1534
4	1	0	-1	- 2/3	1/3	0	13,61	13,91	12,93	13,5	0,3
5	1	0	0	- 2/3	- 2/3	0	13,51	12,87	13,45	13,277	0,1249
6	1	0	1	- 2/3	1/3	0	13,96	12,41	14,01	13,5	0,8
7	1	1	-1	1/3	1/3	-1	13,32	12,31	13,89	13,173	0,6402
8	1	1	0	1/3	- 2/3	0	13,74	13,54	14,02	13,767	0,0581
9	1	1	1	1/3	1/3	1	14,05	14,54	14,67	14,42	0,1069
Σ	9	6	6	2	2	4					4,215

Таблиця 4.9. – Перевірка адекватності моделі

Дослідне значення критерію Кохрена	0,359
Теоретичне значення критерію Кохрена	0,4775
Число дослідів N	9
Паралельних дослідів <i>r</i>	3
Значення Стюдента	26
Розподіл Стюдента <i>T</i>	2,056
Дослідне значення критерію Фішера	2,00
Теоретичне значення критерію Фішера <i>f</i> 1	8,00
Теоретичне значення критерію Фішера <i>f</i> 2	26
α	0,05
Теоретичне значення критерію Фішера	2,59

Відповідно до заданої матриці планування рівняння регресії матиме вигляд:

$$Y = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_{22} X_2^2$$

$$Y = 13,37 + 0,43 X_1 + 0,32 X_2 + 0,24 X_2^2$$

$$2,59 > 2,00 .$$

Результати відповідних розрахунків показали, що модель адекватна

$$(F_{\text{теор.}} = 2,59 > F_{\text{досл.}} = 2,00)$$

Згідно з даними експериментального дослідження було побудований графік регресії (рис. 4.14).

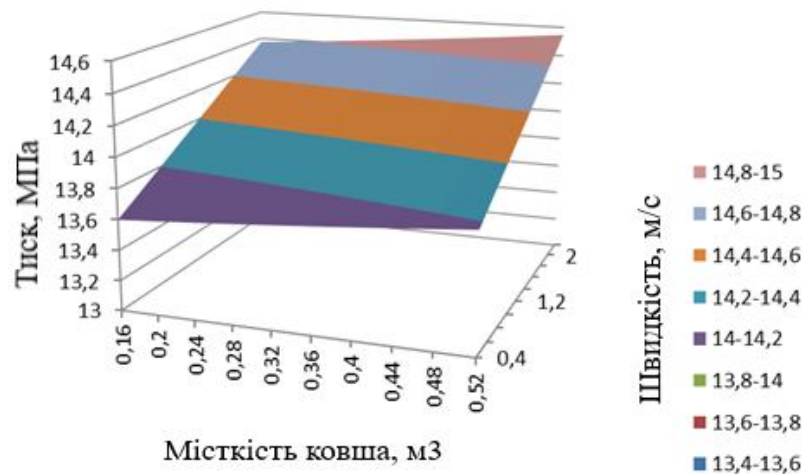


Рисунок 4.14 – Поверхня відгуку щодо тиску в гідросистемі робочого обладнання навантажувача

У результаті обробки експериментальних даних було отримано залежності динамічних навантажень на металоконструкції робочого обладнання від початкової швидкості навантажувача під час подолання одиночної перешкоди при варіюванні маси вантажу в ковші. Було встановлено залежність переміщення центру мас КБН від швидкості та маси матеріалу в ковші (рис. 4.15). Як було зазначено, швидкість і місткість ковша навантажувача варіювалися на трьох рівнях, максимальна швидкість при цьому досягала 2,2 м/с, а мінімальна 0,4 м/с. Було отримано залежності критерію стійкості КБН від часу при варіюванні маси вантажу в ковші (рис. 4.16)

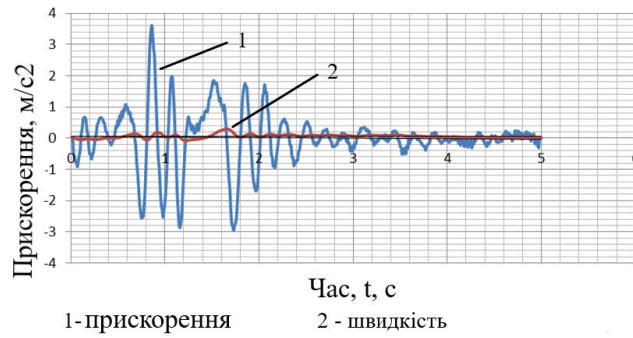


Рисунок 4.15 – Осцилограма даних прискорення і швидкості від часу при порожньому ковші та мінімальній швидкості

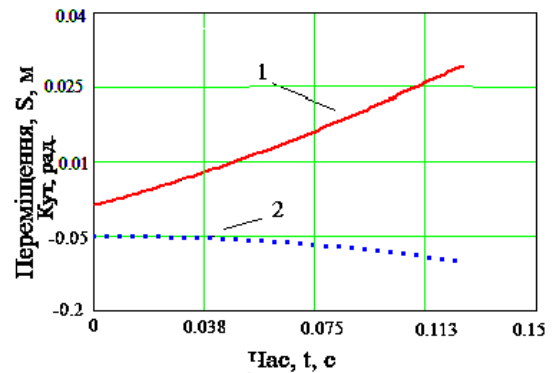
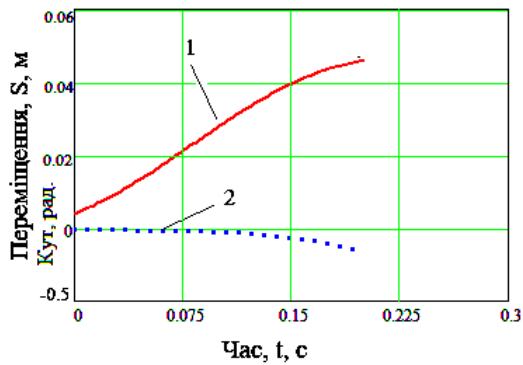
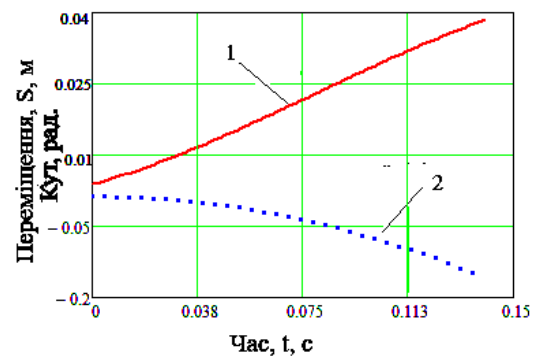
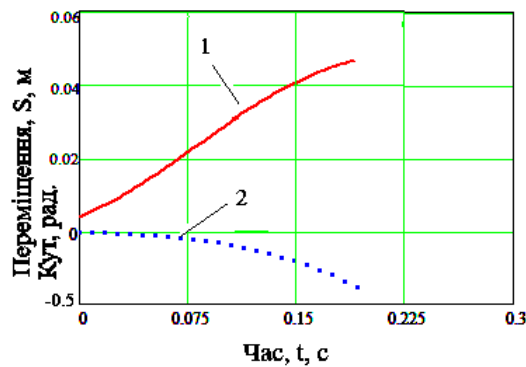


Рисунок 4.16 – Залежність критерію стійкості КБН від часу при різних вантажопідйомності:

а) кут відхилення центру мас КБН при масі вантажу 600 кг при взаємодії задніх коліс з перешкодою; б) кут відхилення центру мас КБН при масі вантажу 600 кг при взаємодії передніх коліс з перешкодою; в) кут відхилення центру мас КБН при масі вантажу 1200 кг при взаємодії задніх

коліс з перешкодою; г) кут відхилення центру мас КБН при масі вантажу 1200 кг при взаємодії передніх коліс з перешкодою

4.4. Результат аналізу адекватності комп'ютерного моделювання в порівнянні з експериментальними дослідженнями

Для оцінки вірогідності отриманих результатів відбувалося узгодження експериментальних і комп'ютерних даних. Нижче наведено експериментальні і віртуальні дані щодо зусилля в гідроциліндрі підйому стріли.

Для оцінки вірогідності отриманих результатів комп'ютерного моделювання було отримано масив даних щодо тиску робочої рідини навісного обладнання навантажувача.

Для порівняння було проаналізовано дані при переїзді через перешкоду з варіюванням швидкості на трьох рівнях з опущеним робочим обладнанням та порожнім ковшем (рис. 4.17).

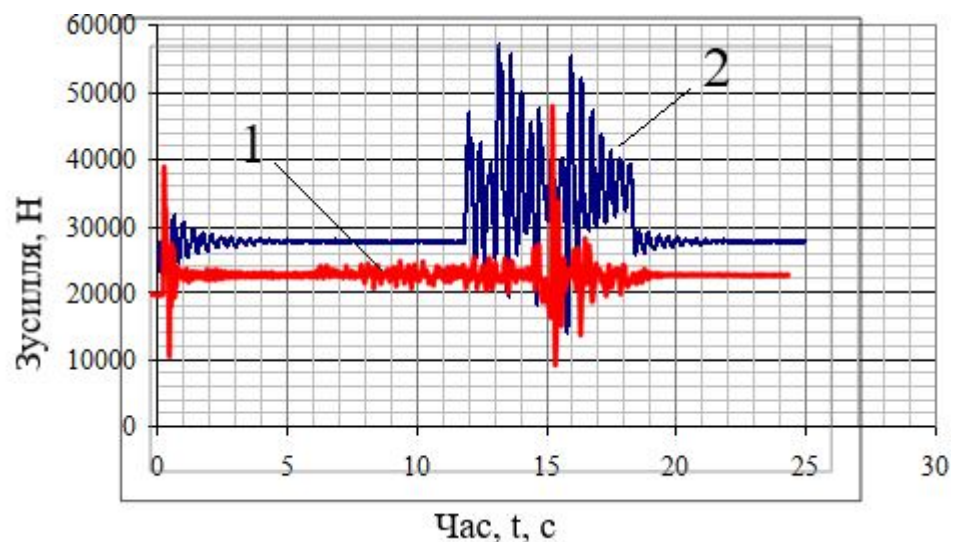


Рисунок 4.17 – Дані зусиль у гідроциліндрі підйому стріли, отриманих при комп'ютерному моделюванні та експериментальних дослідженнях:

1 – результати експериментальних досліджень; 2 – результати комп'ютерного моделювання

Нижче наведено експериментальні і розрахункові дані зусиль, що розвиваються, штоками гідроциліндрів підйому стріли і їх апроксимація рівнянням (4.1).

Обрано приклад за найбільшої розбіжності експериментальних і розрахункових величин. Приклад розрахунку виконано у середовищі Mathcad.

Обрано масиви експериментальних даних: X – час, с; Y – зусилля, кН;

$$X = \begin{pmatrix} 0.01 \\ 0.02 \\ 0.03 \\ 0.04 \\ \dots \\ 0.32 \end{pmatrix} \quad Y = \begin{pmatrix} 24.594 \\ 23.613 \\ \dots \\ 43.233 \\ \dots \\ 24.449 \end{pmatrix}$$

Постійні коефіцієнти рівняння апроксимації:

$$K(s) = \begin{pmatrix} 1 \\ s^3 \\ s \\ \sin(1.4s) \end{pmatrix}.$$

Значення постійних коефіцієнтів:

$$F = \begin{pmatrix} 28.168 \\ -5.87 \times 10^5 \\ 1.82 \times 10^6 \\ -1.3 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Після підстановки в рівняння (4.9) знайдених коефіцієнтів одержуємо рівняння апроксимації експериментальних даних. Часовий проміжок при цьому склав 0,32 с:

$$f_i = F_0 + F_1 \cdot s_i^3 + F_2 \cdot s_i + F_3 \cdot \sin(1.4s_i). \quad (4.1)$$

Для оцінки вірогідності отриманих результатів відбувалося узгодження експериментальних і розрахункових значень із рівнянням апроксимації. Для

підтвердження правильності ухвалених рішень, прийнятий критерій Пірсона χ^2 [19].

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^q \frac{(f_i - Y_i)^2}{Y_i},$$

де Y_i – експериментальне значення зусилля гідроциліндра, що розвивається штоком;

f_i – функція, задана рівнянням апроксимації;

q – число степенів свободи.

Число степенів свободи визначається співвідношенням

$$q = m - S - 1,$$

де m – число експериментальних точок ($m = 32$);

S – число констант рівняння регресії ($S = 4$).

Після підстановки даних було отримано, що $\chi^2 = 3,733$.

Ймовірність збігу розрахункових значень із експериментальними визначається з рівняння [65]:

$$P(\chi^2, q) = \frac{1}{\Gamma\left(\frac{q}{2}\right) \cdot 2^{\frac{q}{2}}} \cdot \int_{\chi^2}^{\infty} x^{\frac{q}{2}-1} \cdot e^{-\frac{x}{2}} dx,$$

де χ^2 – критерій Пірсона;

q – число степенів свободи;

$\Gamma\left(\frac{q}{2}\right)$ – імовірність g-розподілу.

При зіставленні експериментальних даних з даними рівняння апроксимації при $q = 26$ і $\chi^2 = 3,733$ виявилося, що ймовірність їх збігу становить $P(\chi^2, q) = 0,733$.

Порівняння експериментальних даних з апроксимованою кривою, що виражена поліномом 3-го степеня, свідчить про достатню збіжність результатів і відповідає критерію Пірсона на 73 % (рис. 4.18).

Зіставлення розрахункових даних, отриманих шляхом комп'ютерного моделювання та експериментальних осцилограм, показує, що за максимальним значенням вони збігаються, однак за характером кривих простежуються деякі невідповідності. Це пов'язано з особливостями моделювання використовуваних у поданій дисертаційній роботі програмних пакетів, оскільки такі програми як SolidWorks або Autodesk Inventor не враховують пружні властивості еластичних матеріалів, хоч і мають достатню точність.

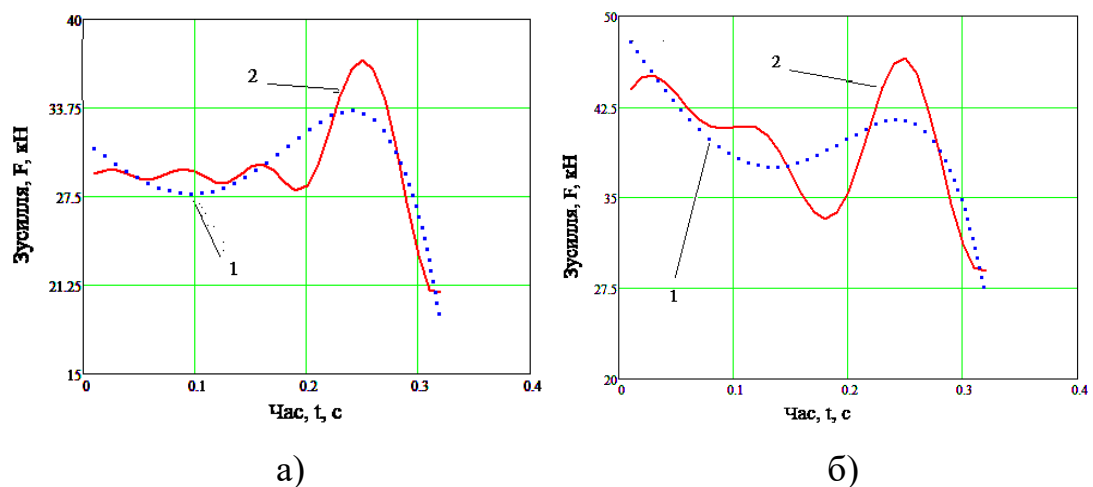


Рисунок 4.18 – Залежність зусилля в гідроциліндрі підйому стріли КБН від часу при: а) мінімальному заповненні ковша; б) максимальному заповненні ковша

Однак, незважаючи на вищевикладені обставини, комп'ютерна модель адекватна експериментальній на 73% відповідно до критерію Пірсона.

Аналогічним чином проводилося узгодження результатів експериментальних даних з результатами математичного моделювання, і

виявилося, що збіжність результатів відповідає критерію Пірсона на 84% , що є прийнятним під час польових випробувань натурної машини (рис. 4.19).

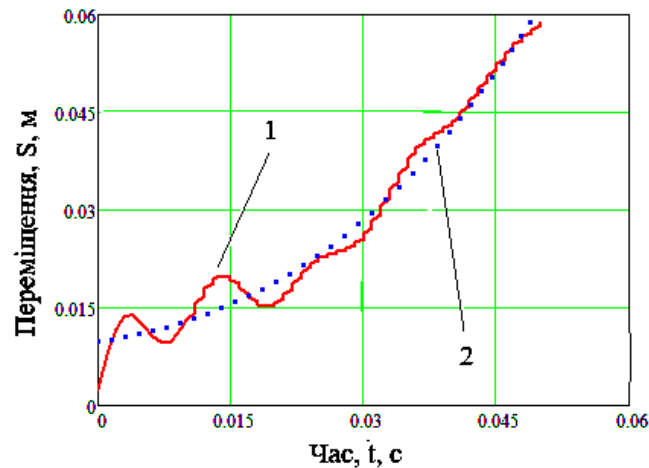


Рисунок 4.19 – Кореляція даних дослідження: 1 – крива експериментальних даних; 2 – крива математичного моделювання

Головним параметром, що визначає динамічну стійкість КБН під час переїзду через перешкоду є положення центру мас відносно вертикалі що проходить через вісь ходових коліс. Таким чином, було досліджено, що найнебезпечнішим моментом виявився контакт задніх коліс з перешкодою. При цьому кут відхилення центру мас КБН відносно вертикальної вісі задніх коліс склав 28° при $m = 600$ кг і 22° при $m = 1200$ кг. За підсумками експериментальних досліджень було встановлено, що похибка теоретичних даних не перевищує 16 %, що є прийнятним при польових випробуваннях натурної машини.

4.5 Висновки за розділом

1. Кореляція даних, отриманих за допомогою класичних методів комп'ютерного моделювання за критерієм Пірсона, свідчить, що результати проведеної імітаційної візуалізації транспортного режиму КБН збігаються з експериментальними на 73%. Наведене свідчить про достатню адекватність комп'ютерної моделі натурної машини.

2. Зіставлення розрахункових і експериментальних даних підтверджує можливість застосовувати в практичних цілях розрахункові схеми і їхнє математичне описання. Похибка розрахункових даних не перевищує 16%, що прийнятно при натурних випробуваннях машини в польових умовах.

3. Під час експериментальних досліджень було виявлено найбільш небезпечний період взаємодії навантажувача з опорною поверхнею – це з'їзд КБН з перешкоди під час подолання останньої задніми колесами, при цьому кут φ досягає критичної позначки в 28° (при $m = 0$ кг), 26° (при $m = 600$ кг), 22° ($m = 1200$ кг).

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ КОРОТКОБАЗОВИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ СТІЙКОСТІ

5.1 Аналіз стійкості навантажувача в транспортному режимі з погляду побудови системи керування

Методика підвищення ефективності роботи КБН полягає у створенні автоматизованої системи керування, яка визначає параметри, за яких забезпечується стійкість КБН при переїзді через одиничну нерівність із оцінкою умов можливої її втрати. Така методика не заміняє стандартні рішення для ковшових машин, а є доповненням до них.

Методика пропонується вперше і базується на результатах експериментальних досліджень, що були підтверджені комп'ютерним та математичним моделюванням. Цю методику доцільно використовувати на стадії розробки технічного завдання при проектуванні КБН.

У дослідженнях розглядалися КБН марки ПМТС 1200, оскільки вони набули найбільш широкого розповсюдження в Україні, і в більшій мірі мають потребу в забезпеченні стійкості та удосконаленні.

Швидкості робочих переміщень усіх КБН відносно невеликі і коливаються від 11 до 13 км/год під час руху вперед і до 9,0 км/год під час руху заднім ходом, а прискорення розгону до 1,4 рази менше прискорення гальмування.

Математична, експериментальна й комп'ютерна моделі повністю підтверджують фізичний процес втрати стійкості КБН у поздовжній площині. Критерієм стійкості є кут відхилення центру мас навантажувача відносно вертикалі що проходить через вісь ходових коліс. Важливо зазначити, що в такому режимі КБН втрачає стійкість, але не перекидається. Через виниклі коливання відбувається зіткнення робочого органа з опорною поверхнею. Таким чином, із розглянутого етапу взаємодії машини з

перешкодою з наступним відривом коліс можна зробити висновок про те, які умови необхідні для збереження стійкості розглянутої моделі КБН.

Зі збільшенням швидкості та маси вантажу в ковші відбувається більша частота змушених коливань, а сили інерції сприяють перекиданню машини вперед.

Це спричиняє зіткнення робочого обладнання з опорною поверхню і, як наслідок, можливі несправності металоконструкції, а в окремих випадках і гідропривода машини. Таким чином, на основі проведених досліджень було отримано раціональні параметри руху навантажувача, за яких можливе підвищення ефективності його роботи (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1. – Раціональні параметри руху КБН під час переїзду через одиночну нерівність

Маса вантажу Q , кг.	Діапазон швидкості руху навантажувача, м/с
400	менше або дорівнює 1,2 м/с
800	менше або дорівнює 1 м/с
1200	менше або дорівнює 0,8 м/с

Із втратою стійкості будівельних машин подібного типу, що не мають захисних механізмів, робоче обладнання псується, машина не здійснює свій повний життєвий цикл, а в окремих випадках під час роботи навіть відбуваються порушення техніки безпеки [13].

Системи захисту металоконструкцій у цілому досить надійні й ефективні. Водночас неухильне зростання світових цін на енергоефективні машини вимагає їх подальшого вдосконалення. Це пов'язано з наступними обставинами:

- сучасні міжнародні стандарти припускають підвищений запас міцності;
- підвищена маса пасивних металоконструкцій машин призводить до додаткової витрати металу й палива у зв'язку з тим, що в транспортних режимах зайва вага спричиняє підвищення опору руху.

Розглядаючи втрати стійкості КБН, зазначимо, що відбувається зіткнення ковша з робочою поверхнею, що негативно впливає на елементи гідропривода й металоконструкції машини. Істотним є те, що під час цього процесу відбуваються, як правило, суттєві коливання машини в поздовжній площині, що спричиняють максимальні навантаження на гідропривід і свідчать про високу динамічність процесу.

Виявилося, що найбільше на критерій стійкості КБН впливає положення його робочого обладнання (рис. 5.1).

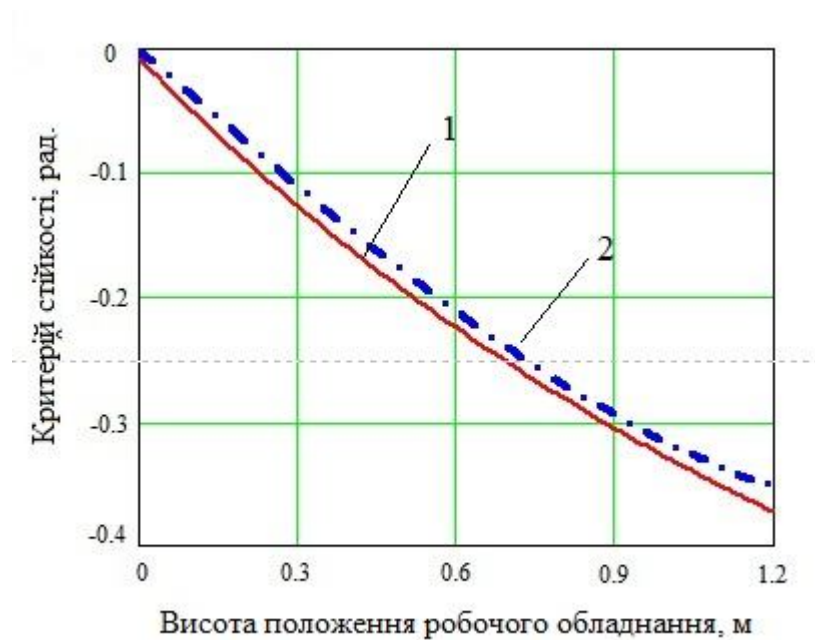


Рисунок 5.1 – Залежність впливу положення робочого обладнання КБН на критерій його стійкості: 1 – крива даних дослідження; 2 – крива рівняння апроксимації.

Для автоматизації транспортного режиму навантажувача потрібно запропонувати системі необхідні умови, які можна сформулювати наступним рівнянням:

$$f_i = F_0 + e^{(F_1 \cdot X_i)} + F_2, \quad (5.1)$$

де F_0, F_1, F_2 – постійні коефіцієнти рівняння апроксимації;

X_i – значення критерію стійкості КБН

Для оцінки вірогідності отриманих результатів відбувалося узгодження даних дослідження з рівнянням апроксимації (5.1). Для підтвердження правильності ухвалених рішень, був прийнятий критерій Пірсона χ^2 .

При зіставленні даних дослідження з даними рівняння апроксимації виявилось, що ймовірність їх збігу становить $P(\chi^2, q) = 0,906$.

Порівняння експериментальних даних з кривою рівняння апроксимації, свідчить про достатню збіжність результатів і відповідає критерію Пірсона на 90 %. Отримане рівняння можна використовувати для будь-якої моделі КБН, за винятком коефіцієнтів, які для окремо взятої машини будуть різними.

5.2 Розробка автоматизованої системи керування короткобазових навантажувачів щодо забезпечення їх стійкості

У цій роботі надано оцінку стійкості КБН, що залежить від положення центру мас під час переїзду через одиничну нерівність.

Обробка експериментальних осцилограм і результатів теоретичних розрахунків дозволили встановити зміну положення центру мас машини залежно від початкової швидкості, маси вантажу в ковші і його положення. Однак, незалежно від цього і з огляду на отримані дані виникає завдання вдосконалення параметрів транспортного режиму навантажувача. Отже, вирішенням проблеми є розробка авторської автоматизованої системи керування з метою поліпшення ефективності роботи КБН.

Найбільш очевидним варіантом є система, що зможе повідомляти оператору машини про доцільну швидкість руху, якщо машина наближається до перешкоди (рис. 5.2).

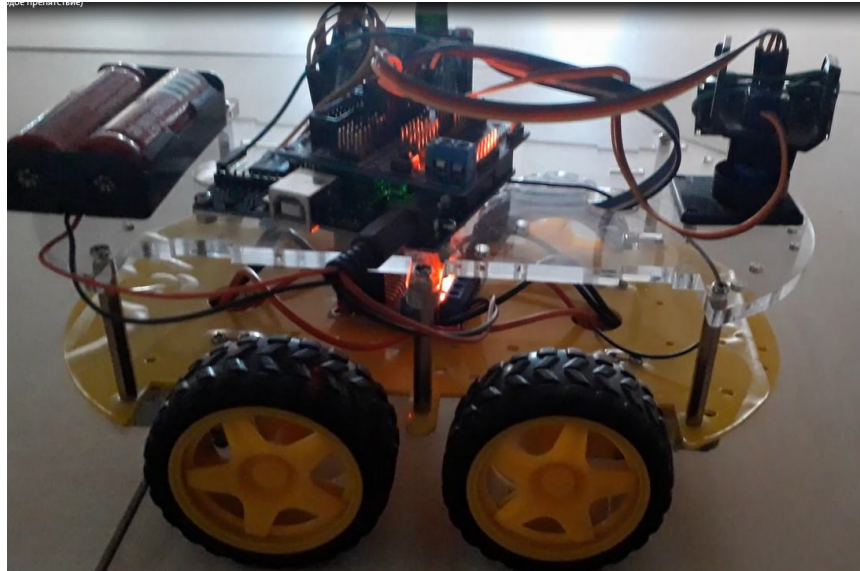


Рисунок 5.2 – Автоматизована система керування на фізичній моделі

Центром такої системи є апаратна платформа Arduino UNO, схема якої зображена на рис. 5.3, на базі мікроконтролера Atmega 328. Це відкрита програмувальна апаратна платформа для роботи з різними фізичними об'єктами, що являє собою плату з мікроконтролером, а також спеціальне середовище розробки програмного забезпечення мікроконтролера (рис. 5.3).

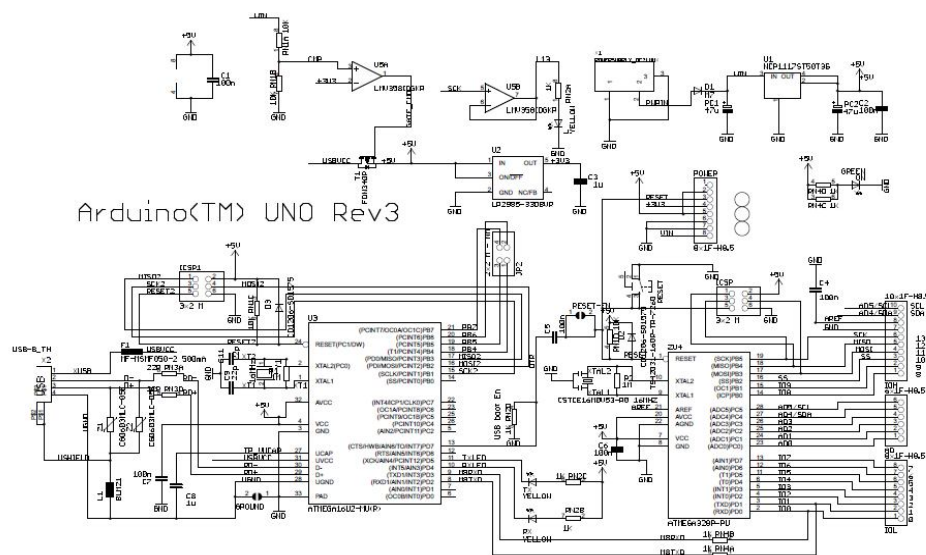


Рисунок 5.3 – Схема плати Arduino UNO

Arduino використовується для розробки інтерактивних систем, керованих різними датчиками та перемикачами. Такі системи, у свою чергу, можуть керувати роботою різних індикаторів, двигунів та інших пристроїв.

Існує достатня кількість мікроконтролерів і мікропроцесорних пристроїв, призначених для програмування апаратних засобів: Parallax Basic Stamp, Netmedia's BX-24, Phidgets, MIT's Handyboard тощо. Всі ці пристрої пропонують схожу функціональність і покликані звільнити користувача від необхідності заглиблюватися в дрібні деталі внутрішнього облаштування мікроконтролерів, надавши йому простий і зручний інтерфейс для їх програмування. Arduino спрощує процес роботи з мікроконтролерами, але на відміну від інших систем надає ряд переваг:

- **Низька вартість.** У порівнянні зі схожими апаратними платформами плати Arduino мають відносно низьку вартість, а можливість зібрати плату вручну дозволяє максимально заощадити і одержати Arduino за мінімальну ціну.

- **Кросплатформеність.** Програмне забезпечення Arduino працює на операційних системах Windows, Macintosh OSX і Linux, у той час як більшість подібних систем орієнтовані на роботу тільки у Windows

- **Просте й зручне середовище програмування.** Середовище програмування Arduino просте, але при цьому досить гнучке і зрозуміле для розробки більш складних автоматизованих систем.

- **Розширюване програмне забезпечення з відкритим вихідним кодом.** Програмне забезпечення Arduino має відкритий вихідний код, завдяки цьому можна легко змінювати й доповнювати його. Можливості мови Arduino можна також розширювати за допомогою C++ бібліотек.

- **Розширюване відкрите апаратне забезпечення.** Пристрої Arduino побудовані на базі мікроконтролерів Atmel ATmega8 і ATmega168. Завдяки тому, що всі схеми модулів Arduino опубліковані під ліцензією Creative Commons, можливо створювати свої версії пристроїв на основі вже відомих.

5.2.1 Побудова arduino-моделі короткобазового навантажувача, оснащеного комплектом датчиків

Arduino Uno може житися від USB, або від зовнішнього джерела живлення – тип джерела вибирається автоматично. Як зовнішнє джерело живлення (не USB) може використовуватися мережний AC/ DC-Адаптер або акумулятор/батарея. Штекер адаптера (діаметр – 2,1мм, центральний контакт – позитивний) вставляється у відповідний роз’єм живлення на платі. У випадку живлення від акумулятора/батареї він приєднуються до виводів Gnd і Vin-роз’ємів POWER. Зовнішній вигляд плати і позначення її складових частин показані на рис. 5.4.

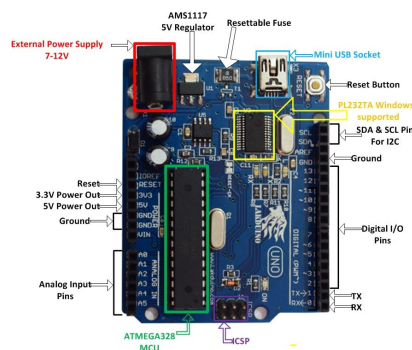


Рисунок 5.4 – Зовнішній вигляд плати Arduino Uno

Напруга зовнішнього джерела живлення може бути в межах від 6 до 20 В. Однак зменшення напруги живлення нижче 7В призводить до зменшення напруги на виводі 5V, що може стати причиною нестабільної роботи пристрою. Використання напруги більше 12В може призводити до перегріву стабілізатора напруги і виходу плати з ладу. З урахуванням цього було прийнято джерела живлення з напругою в діапазоні від 7 до 12В.

Нижче перераховані виводи живлення, розташовані на платі:

- **VIN**. Напруга, що надходить в Arduino безпосередньо від зовнішнього джерела живлення (не пов'язана з 5В від USB або іншою стабілізованою напругою). Через цей вивід можна як подавати зовнішнє живлення, так і споживати струм, коли пристрій живиться від зовнішнього адаптера.

– **5V.** На вивід надходить напруга 5В від стабілізатора напруги на платі, незалежно від того, як живиться пристрій: від адаптера (7 – 12В), від USB (5В) або через вивід VIN (7 – 12В). Підживити пристрій через виводи 5V або 3V3 не рекомендовано, оскільки в цьому випадку не використовується стабілізатор напруги, що може призвести до виходу плати з ладу.

– **3V3.3.** 3В, що надходять від стабілізатора напруги на платі. Максимальний струм, споживаний від цього виводу, становить 50 мА.

– **GND.** Виводи землі.

– **IOREF.** Цей вивід надає платам розширену інформацію про робочу напругу мікроконтролера Arduino. Залежно від напруги, ліченої з виводу IOREF, плата може перемкнутися на відповідне джерело живлення або задіяти перетворювачі рівнів, що дозволять їй працювати як з 5У, так і з 3,3 В пристроями.

Слід зазначити, що з використанням функцій `pinMode()`, `digitalWrite()` і `digitalRead()` кожний з 14 цифрових виводів може працювати як на вхід або вихід. Рівень напруги на виводах обмежений 5В. Максимальний струм, що може віддавати або споживати один вивід, становить 40 мА. Всі виводи сполучені із внутрішніми резисторами, що підтягують (за замовчуванням вимкненими) номіналом 20-50 кОм. Крім цього, деякі виводи Arduino можуть виконувати додаткові функції:

– **Послідовний інтерфейс: виводи 0 (RX) і 1 (TX).** Використовуються для одержання (RX) і передавання (TX) даних послідовним інтерфейсом. Ці виводи з'єднані з відповідними виводами мікросхеми ATmega8U2, що виконує роль перетворювача USB-UART.

– **Зовнішні переривання: виводи 2 і 3.** Можуть слугувати джерелами переривань, що виникають при спаді або при низькому рівні сигналу на цих виводах.

– **ШІМ (широтно-імпульсна модуляція): виводи 3, 5, 6, 9, 10 і 11.** За допомогою функції `analogWrite()` можуть виводити 8-бітні аналогові значення у вигляді ШІМ-сигналу.

– **Інтерфейс SPI: виводи 10 (SS), 11 (MOSI), 12 (MISO), 13 (SCK).** Із застосуванням бібліотеки SPI такі виводи можуть здійснювати зв'язок з інтерфейсом SPI.

– **Світлодіод: 13.** Вбудований світлодіод, приєднаний до виводу 13. При відправленні значення HIGH світлодіод вмикається, при відправленні LOW – вимикається.

– В Arduino Uno є 6 аналогових входів (A0 - A5), кожний з яких може представити аналогову напругу у вигляді 10-бітного числа (1024 різні значення). За замовчуванням вимірювання напруги здійснюється щодо діапазону від 0 до 5 В. Проте верхню межу цього діапазону можна змінити, використовуючи вивід AREF і функцію `analogReference()`. Крім цього, деякі з аналогових входів мають додаткові функції:

– **TWI: вивід A4 або SDA і вивід A5 або SCL.** З використанням бібліотеки `Wire` ці виводи можуть здійснювати зв'язок інтерфейсом TWI. Крім перерахованих, на платі існує ще кілька виводів:

– **AREF.** Опорна напруга для аналогових входів. Може задіяти функцією `analogReference()`.

– **Reset.** Формування низького рівня (LOW) на цьому виводі призведе до перезавантаження мікроконтролера. Вивід слугує для функціонування кнопки скидання на платах розширення.

Плата має можливість зв'язку з ПК, ще одним Arduino або іншими мікроконтролерами. В ATmega328 є приймач UART, що дозволяє здійснювати послідовний зв'язок за допомогою цифрових виводів 0 (RX) і 1 (TX). Мікроконтролер ATmega16U2 на платі забезпечує зв'язок цього приймача з USB-портом комп'ютера, і при під'єднанні до ПК дозволяє Arduino визначатися як віртуальний COM-порт. Прошивання мікросхеми 16U2 використовує стандартні драйвери USB-COM, тому установка зовнішніх драйверів не потрібна. На платформі Windows необхідний тільки відповідний inf-файл. У пакет програмного забезпечення Arduino входить програма, що дозволяє зчитувати й відправляти на Arduino прості текстові

дані. Під час передавання даних через мікросхему-перетворювач USB-UART під час USB-з'єднання з комп'ютером на платі будуть блимати світлодіоди RX і TX (при послідовному передаванні даних за допомогою виводів 0 і 1, без використання USB-перетворювача подані світлодіоди не задіюються). Основні технічні характеристики плати наведено в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Технічні характеристики Arduino UNO

Мікроконтролер	ATmega328
Робоча напруга	5У
Напруга живлення (рекомендована)	7-12У
Напруга живлення (гранична)	6-20У
Цифрові входи/виходи	14 (з них 6 можуть використовуватися як Шим-виходи)
Аналогові входи	6
Максимальний струм одного виводу	40 мА
Максимальний вихідний струм виводу 3, 3 V	50 мА
Flash-пам'ять	32 КБ (ATmega328), з яких 0, 5 КБ використовуються завантажником
SRAM	2 КБ (ATmega328)
EEPROM	1 КБ (ATmega328)
Тактова частота	16 МГц

З метою підвищення ефективності роботи КБН за рахунок застосування автоматизованої системи керування на фізичну модель було встановлено такі датчики, як:

- оптичні датчики положення коліс;
- ультразвуковий датчик перешкоди.

На підставі запропонованих математичних та експериментальних залежностей і алгоритму підвищення стійкості розроблено рекомендації використання датчиків і їх програм керування.

Оптичні датчики положення коліс використовувались для отримання інформації про швидкість обертання коліс і пройдений шлях кожним з коліс. Робота за відрізок часу є ключовою для керування фізичною моделлю на базі Arduino UNO. Важливо, що електродвигуни, встановлені на шасі для забезпечення крутного моменту, можуть виявитися різної потужності й обертатися з різною швидкістю відповідно. У цьому випадку під'єднати паралельно всі електродвигуни до одного джерела живлення неможливо. Якщо датчики працюють із однаковою потужністю, доцільно використовувати електродвигуни, встановлені на шасі. Якщо одне колесо зустрічає більший опір або модель уперлася в перешкоду, можуть виникнути складності з керуванням і для їх усунення використовувалися оптичні переривники (рис. 5.5).

Датчики положення коліс складаються з інфрачервоного світлодіода, що постійно випромінює ІЧ-випромінення, і фототранзистора. ІЧ-випромінення потрапляє на нього, і він відкривається – тобто проводить через себе електричний струм. Схема під'єднання датчика наведена на рис. 5.6



Рисунок 5.5 – Загальний вигляд оптичного переривника

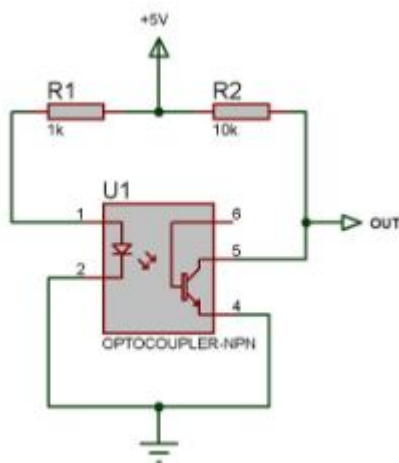


Рисунок 5.6 – Схема під'єднання оптичного переривника

«+» світлодіода під'єднується до живлення через резистор, що обмежує силу струму через нього. Катод світлодіода під'єднується до «землі», туди ж під'єднується – емітер фототранзистора.

Колектор фототранзистора є «виходом» датчика. Для того щоб напруга на ньому змінювалася залежно від наявності/відсутності перешкоди в щілині оптрона, колектор з'єднується з позитивною шиною живлення через резистор, що підтягує, потужністю 10 кОм. Є можливість використовувати резистори, які вбудовані в порт мікроконтролерів AVR.

Розрізняють два види датчиків перешкод, перший – інфрачервоний датчик перешкод (рис. 5.7), другий – ультразвуковий датчик відстані (рис. 5.9).

Інфрачервоний датчик перешкод застосовується в робототехніці для обходу перешкод. Принцип роботи інфрачервоного датчика перешкод заснований на вимірюванні інтенсивності відбиття інфрачервоним приймачем променів, випромінюваних ІЧ-передавачем (рис. 5.8). Далі компаратор на платі порівнює отриманий сигнал зі значенням, виставленим на потенціометрі (він є на платі), якщо більше, то видає на виході логічну одиницю, якщо менше, то нуль.

Інфрачервоний датчик перешкоди має 3 виходи (рис. 5.6). Позначення контактів: VCC (напруга живлення), OUT (вихідний цифровий сигнал), GND (загальний контакт). Напруга живлення датчика 3,3 – 5 В.

При під'єднанні 5 – 3,3В до входу VCC і землю займається червоний, далі перед датчиком ставилася перешкода на необхідній відстані для спрацювання датчика. При спрацюванні на модулі горить зелений світлодіод. Принцип роботи датчика зображено на рис. 5.7

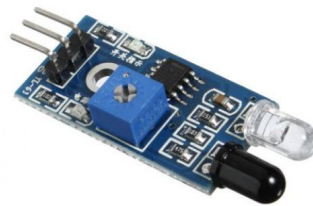


Рисунок 5.7 – Загальний вигляд датчика перешкоди

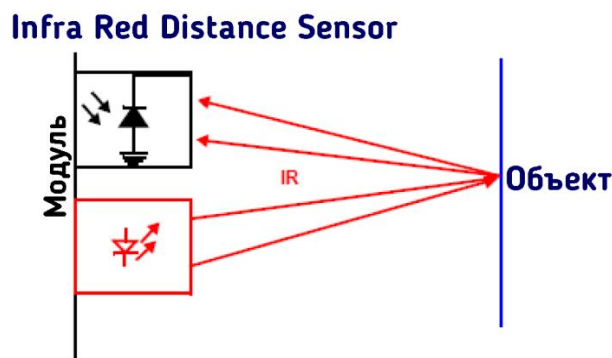


Рисунок 5.8 – Принцип роботи інфрачервоного датчика перешкоди

Принцип дії ультразвукового датчика відстані полягає у визначенні відстані до об'єкта за допомогою акустичного випромінювання (рис. 5.8). Цей безконтактний датчик забезпечує високу точність і стабільність вимірювань. Діапазон вимірів становить: від 2 до 400 см. На показання датчика практично не впливають сонячне випромінювання та електромагнітні шуми. Технічні характеристики датчика наведено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.3 Технічні характеристики ультразвукового датчика відстані

Напруга живлення, В	+5 – (постійний струм)
Сила струму спокою, мА	2
Робоча сила струму, мА	15 мА
Ефективний робочий кут, °	15
Відстань вимірювань, см	від 2 – 400 (1 – 13 дюймів)
Розв'язувальна здатність, см	0,3 см
Кут вимірювань, °	30°
Ширина імпульсу тригера	10 мікросекунд
Розміри, мм	45 x 20 x 15



Рисунок 5.9 – Зовнішній вигляд ультразвукового датчика відстані

Піни:

- VCC: +5 вольт (постійний струм)
- Trig : Тригер (INPUT)
- Echo: Луна (OUTPUT)
- GND: Земля

Ультразвуковий датчик HC-SR04 визначає відстань і виводить отримані значення у вікно серійного монітора в середовищі Arduino IDE (рис. 5.10).

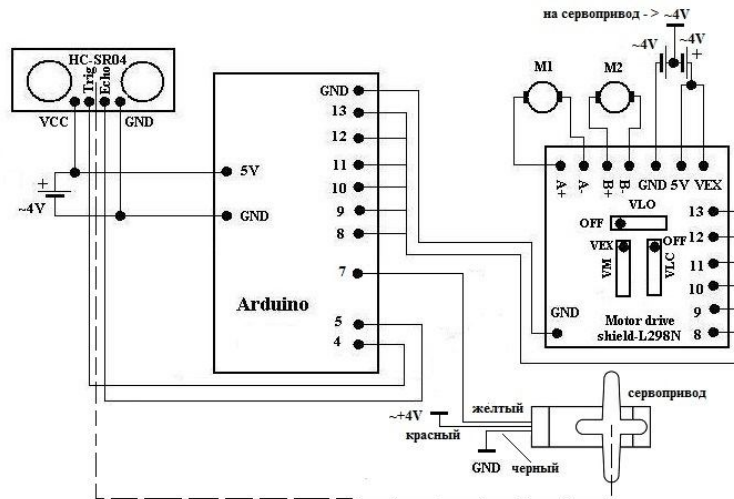


Рисунок 5.10 – Схема під'єднання ультразвукового датчика HC - SR04

Принцип роботи датчика полягає в аналізі перешкод і методах його подолання. Як було описано вище, HC–SR04 визначає відстань і виводить отримані значення у вікно серійного монітора Arduino IDE, саме тому його доцільно використовувати для поставленого завдання. Схема роботи ультразвукового датчика відстані HC-SR04 показана на рис. 5. 11

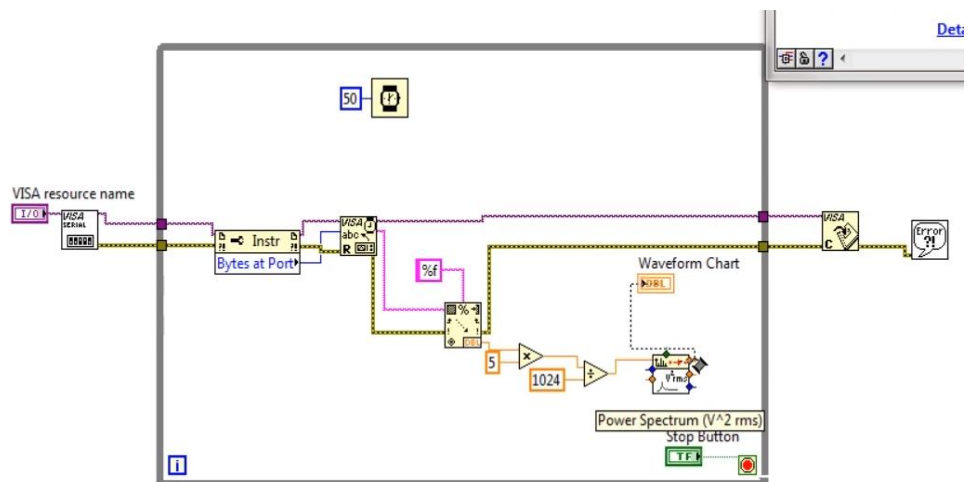


Рисунок 5.11 – Схема роботи ультразвукового датчика відстані HC-SR04

Далі описано частину скетчу роботи датчика в середовищі програмування Arduino IDE.

```
analogWrite (speedPinA,153); // Встановлюється максимальна швидкість
analogWrite (speedPinB,150);
delay(4000);
```

```

    step(1400); //
    // Serial.begin(9600);
}
unsigned int impulseTime=0;
float a=0;
void step(unsigned int imp){ //Функція роботи з сервоприводом
    digitalWrite(7,HIGH);
    for(int i=0;i<25;i++)
    {
        digitalWrite(7, HIGH); //
        delayMicroseconds(imp);
        digitalWrite(7, LOW);
        delay(20);
    }
}
void loop()
{
    a=ultrasonic.Ranging(CM);
    // Serial.println(a);
    if (a<25) // Якщо відстань до перешкоди менше ніж 25 см.
    {
        digitalWrite (Dir_R, HIGH)
        analogWrite (SPEED_R, 80)
        digitalWrite (Dir_L, HIGH)
        analogWrite (SPEED_L, 80)
        delay (1000)
    }
}

```

5.3 Висновки за розділом

1. На основі експериментальних, імітаційних та теоретичних досліджень розроблено практичні рекомендації щодо встановлення раціональних параметрів (швидкості і маси вантажу), які забезпечують стійкість короткобазового навантажувача під час виконання транспортних операцій. Розроблені практичні рекомендації показують, що при вантажопідйомності 400 кг швидкість машини повинна бути менше або дорівнювати 1,2 м/с, при масах вантажу 800 кг 1 м/с та 1200 кг – 0,8 м/с.

2. Розроблена автоматизована система керування є передумовою до створення справжньої системи контролю, що може використовуватися на КБН під час виконання ним транспортних операцій.

3. Систему керування було реалізовано на фізичній моделі, результати роботи системи показують доцільність застосування подібних систем і на натурних КБН. Таким чином, розроблена автоматизована система керування дозволяє регулювати рух об'єкта щодо зовнішніх умов робочого середовища.

4. За даними досліджень було отримано рівняння, яке можна використовувати у якості початкових умов для розробки автоматизованої системи керування на натурній машині. Дане рівняння можна застосовувати для будь-яких моделей КБН, за винятком отриманих коефіцієнтів, які для кожної окремої моделі навантажувача будуть відрізнятися, оскільки залежать від конструктивних характеристик машини.

ВИСНОВКИ

1. Аналітичний огляд робіт вітчизняних та зарубіжних авторів показує, що в дослідженнях вчених у галузі динаміки землерийно-транспортних та піднімально-транспортних машин розглядаються, головним чином, стійкість самохідних пневмоколісних машин у динаміці з урахуванням сил, що діють на них у поздовжніх, горизонтальних та вертикальних площинах, а також при повороті. Зниження ефективності КБН у транспортних режимах роботи, наприклад, під час подолання нерівностей на робочому майданчику, вимагають створення інтелектуальної системи керування, яка дозволить раціоналізувати параметри машини. Встановлено, що підвищення ефективності КБН під час виконання транспортних операцій з вантажем та без нього можливе за рахунок використання автоматизованих систем керування.

Необхідними показниками для створення автоматизованих систем керування є дослідження процесу взаємодії рушіїв КБН з опорною поверхнею, математичне моделювання машини та її алгоритмізація під час виконання транспортних операцій.

2. Розроблено математичні моделі транспортного режиму КБН, які характеризують взаємодію машини з перешкодою і дозволяють оцінити її стійкість та зчіпні можливості окремих її коліс.

3. У результаті математичного моделювання виявлено додаткові зусилля, що діють на колеса під час подолання машиною одиначної нерівності, висотні характеристики якої не перевищують половину дорожнього просвіту КБН. Таким чином, для навантажувача ПМТС 1200 під час переїзду передніх коліс через перешкоду зусилля зростають до 136 кН. Зусилля на колесах, що долають перешкоду, при масі вантажу 1200 кг та швидкості 2 м/с складають 160 кН, а при масі вантажу 400 кг та швидкості 0,6 м/с – 138 кН.

Встановлено, що найбільш небезпечним періодом взаємодії навантажувача з опорною поверхнею є з'їзд з перешкоди під час подолання останньої задніми колесами. При цьому чим менша маса вантажу в ковші, тим більший кут нахилу навантажувача у поздовжній площині. Так, наприклад, кут нахилу навантажувача досягає критичної позначки в 28° (при $m=0$ кг) та 22° (при $m=1200$ кг).

4. Імітаційне моделювання короткобазового навантажувача дозволило визначити положення його центра мас при початковій взаємодії з перешкодою, а також залежність переміщення центру мас навантажувача від швидкості. Встановлено, що при максимальній швидкості центр мас машини піднімається на висоту до 0,04 м у вертикальній площині, а у горизонтальній площині зміщується на 0,08 м. Рівень адекватності комп'ютерного моделювання і математичних моделей за критерієм Пірсона сягає 82 %.

5. Експериментально-польові дослідження короткобазового навантажувача ПМТС 1200 дозволили встановити кореляцію отриманих даних запропонованої динамічної моделі навантажувача в порівнянні з математичними моделями з відхиленням не більше 16 % за критерієм Пірсона.

6. На основі експериментальних, імітаційних та теоретичних досліджень розроблено практичні рекомендації щодо встановлення раціональних параметрів (швидкості й маси вантажу), які забезпечують стійкість короткобазового навантажувача під час виконання ним транспортних операцій.

Так, швидкість машини не повинна перевищувати: 1,2 м/с при масі вантажу 400 кг; 1 м/с при масі вантажу 800 кг та 0,8 м/с при масі вантажу 1200 кг.

7. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано методологічний підхід до вирішення проблеми стійкості руху навантажувача у транспортному режимі за рахунок впровадження системи автоматизованого керування, яка дозволяє повідомляти оператору машини

про раціональні параметри навантажувача, або автоматично їх регулювати під час його руху і взаємодії з опорною поверхнею.

8. Економічний ефект від впровадження автоматизованої системи керування склав 63238 грн/рік на одну машину за рахунок забезпечення стійкості машини та, як наслідок, зменшення витрат на технічне обслуговування та ремонт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода // справ. 2-е изд., перераб. и доп. / Киев : Техника, 1977. 286 с.
2. Агейкин Я. С., Кольга А. Д. Повышение эффективности колесного движителя путем изменения угла наклона колеса к оси вращения // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. 1988. С. 87-90.
3. Александров Е. Е. Борисюк М. Д., Грита Я. В., Кононенко В. А. Автоматизированное управление гидрообъемными трансмиссиями и механизмами поворота гусеничных машин: монография. Харьков: ХГПУ, 1995. 176 с.
4. Базанов А. Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. М.: Машиностроение, 1979. 146 с.
5. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин. М.: Машиностроение, 1974. 232 с.
6. Беренгард Ю.Г., Гайцгори М. М. Исследование динамических нагрузок в гидросистеме рабочего оборудования погрузчика // Строительные и дорожные машины. 1983. № 11. С. 21 – 22.
7. Баловнев В. И. Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины. Омск: ОАО «Омский дом печати», 2006. - 320 с.
8. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных маши // учеб. пособие / М. : Высш. шк., 1981. 336 с.
9. Баловнев В. И., Пирцхалава Г. Ю. Определение оптимальной массы землеройных машин с многоцелевым оборудованием // Строительные и дор. машины. 2003. № 8. С. 467.
10. Баловнев В. И., Рябикова И. М., Большаков А. А. Определение оптимальной энергонасыщенности малогабаритных погрузчиков с челюстным ковшом // Строительные и дор. машины. 1999. № 2. С. 24-26.

11. Баловнев В. И. Оптимальное использование техники важный резерв интенсификации строительства // Механизация строительства. 2004. № 1. С. 4.
12. Баловнев В. И. Оценка эффективности механизации строительства // Механизация строительства. 2005. № 11. С. 16.
13. Баловнев В. И. Выбор оптимальной землеройной машины в зависимости от условий эксплуатации – важная задача современного сервиса // Механизация строительства. 2012. № 3. С. 2 – 6.
14. Башкиров В. А., Качкин Ю. М. Параметры аккумуляторной установки системы рекуперации энергии опускания рабочего оборудования экскаваторов // Строительные и дор. машины. 1989. № 1. С. 10 – 11.
15. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1974. С. 606.
16. Белоусов Б.Н. Методы оценки вертикальных нагрузок в ходовой части сочлененных колесных машин и обоснование параметров узла сочленения звеньев: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / М. 1986. 273 с.
17. Беляев В. В. Оценка эффективности конструкторских решений при создании строительно-дорожных машин // Строительные и дор. машины. 2003. № 2. С. 15 – 19.
18. Бронштейн Я. И., Бухарин Н. А., Буянов В. М. и др. Проходимость автомобиля / под. ред. Н. А. Бухарина. М.: Воениздат, 1959. 312 с.
19. Бешелев С. Д., Гурвич Ф. Г. Математико-статистические методы экспертных оценок. М.: Статистика, 1980. 262 с.
20. Беккер М. Г. Введение в теорию систем «местность-машина» // Пер. с англ.; под. ред. Гуськова В. В. – М.: Машиностроение, 1973. 520 с.
21. Брахман Т. Р. Многокритериальность и выбор альтернатив в технике. М.: Радио и связь, 1984. - 288 с.

22. Брянский Л. Н. Дойников А. С. Краткий справочник метролога. М.: Изд-во стандартов, 1991. 80 с.
23. Брянский Ю. А. Саломатин П. А. Проходимость транспортных машин. М.: 1991. 148 с.
24. Бузин Ю. М. Системный подход основ анализа и синтеза рабочего процесса землеройно-транспортной машины // Строительные и дор. машины. 2002. № 10. С. 36 – 41.
25. Бузин Ю. М. Критерии эффективности и оптимальности рабочего процесса землеройно-транспортной машины // Строительные и дор. машины. 2000. № 4. С. 29 – 32.
26. Бурдаков В. Д. Квалиметрия транспортных средств (методика оценки эффективности использования). М.: Изд-во стандартов, 1990. 158 с.
27. Бурдун Г. Д. Справочник по международной системе единиц. М.: Изд-во стандартов, 1971. 232 с.
28. Буртыкин Е. Б. Оценка теплотехнических параметров гидрообъемных приводов сельскохозяйственных агрегатов на стадии проектирования // Тракторы и с.-х. машины. 1981. № 12. С. 12 – 14.
29. Васильченко В. А., Додин Л. Г., Син М. А. Основные направления развития аксиально-поршневых насосов и гидромоторов для мобильных машин // Строительные и дор. машины. 1984. № 10. С. 16.
30. Векслер В. М., Муха Т. И. Проектирование и расчет погрузочных машин. М. : Машиностроение, 1971. 320 с.
31. Велич С. Н. Энергозатраты и экономическая эффективность новой техники // Строительные и дор. машины. 1990. № 5.
32. Веников В. А., Веников Г. В. Теория подобия и моделирования // учеб. для вузов / М.: Высш. шк., 1984. 438 с.
33. Веригин Ю. А., Толстеньев С. В. Синергетические основы процессов и технологий // произв.-практ. изд. / Барнаул, Изд-во АлтГТУ, 2007. 160 с.

34. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами М. : Машиностроение, 1971. 360 с.
35. Векслер В. М., Муха Т. И. Проектирование и расчет перегрузочных машин. Л.: Машиностроение, 1971. 320 с.
36. Ветров Ю. А. Машины для земляных работ. Киев: Вища школа, 1976. – 368 с.
37. Волков Д. П., Крайнев А. Ф. Трансмиссии строительных машин и оборудования. М.: Машиностроение, 1974. 256 с.
38. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств // М.: Машиностроение, 1982. 284 с.
39. Гельмутдинов В. И., Никулин П. И., Спасибухов Ю. Н. Определение вертикальных нагрузок на колеса малогабаритного погрузчика при повороте // Развитие строительных машин, механизация строительства и открытых горных работ; под. ред. Д. П. Волкова / М.: МГСУ. 1996. 48 – 51 с.
40. Гоберман Л. А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин // учеб. для студ. техникумов / М.: Машиностроение, 1988. 464 с.
41. Гречишников Б. А. Исследование средств и способов снижения нагруженности основных узлов автогрейдера: автореф. дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» / ХАДИ. Харьков, 1980. 19 с.
42. Григоров О. В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин. / Харків, НТУ «ХП», 2005. 264 с.
43. Гришко Г. С. Повышение эффективности универсального малогабаритного погрузчика с рабочим оборудованием безнапорного типа : дис. канд. техн. наук: 05.05.04 / Том. гос. архит.-строит. ун-т. Томск, 2004. 185 с.
44. Гришко Г. С. Рабочее оборудование универсальных малогабаритных погрузчиков. Исследования и анализ конструкции // учеб. пособие / Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. 192 с.

45. Данилов Р. Г. Выбор двигателя для привода специального оборудования дорожно-строительных машин // Строительные и дор. машины. 2002. №8. С. 29 – 31.
46. Дергачев А. Ф. К вопросу оптимального проектирования дорожно-строительных машин и их подсистем на основе экономического критерия // Тр. МАДИ. 1978. Вып. 160. С. 14.
47. Дзильно А. А., Полянин В. А. Малогабаритные универсальные погрузчики с бортовым поворотом // Строительные и дор. машины. 1983. № 7. С. 16 – 17.
48. Дитрих Я. Проектирование и конструирование // системный подход: пер. с польск / М.: Мир, 1981. 456 с.
49. Додин Л. Г., Скворцов Н. А. Функциональные возможности малогабаритных землеройно-транспортных машин // Строительные и дор. машины. 1989. № 10. С. 7.
50. Дорожная техника: кат.-справ. // под общ. ред. Б. С. Марышева, Ю. Ф. Устинова. М. : Ассоциация «РАДОР», 2001. 60 с.
51. Долгачев Ф. М., В. С. Лейко. Основы гидравлики и гидропривод М.: Стройиздат, 1981. С. 216.
52. Баловнев В. И. Дорожно-строительные машины и комплексы // Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. 528 с.
53. Истомин В. П. Динамика пневмоколесного бульдозера при автоколебаниях: автореф. дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ» / ХГАДТУ. Харьков, 1995. 19 с.
54. Казаринов В. М., Фохт Л. Г. Одноковшовые погрузчики в строительстве. М.: Стройиздат, 1975. 239 с.
55. Ефимов Г. П. Методы испытаний статической устойчивости погрузчиков с противовесом. М.: Наука, 1982. 432 с.

56. Ефимов И. Н., Морозов Е. А., Селиванов К. М. Компьютерное моделирование динамических систем. Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2014. 134 с.
57. Ефимов И.Н., Деревнин А.В. Моделирование транспортных потоков с помощью сетевых задач // Вестник ИжГТУ. 2011г. № 3, с. 142-145.
58. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., Мусаєв З. Р. Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля: науковий журнал / Северодонецьк. 2017. Вип. 4. С. 98 – 102.
59. Ефимов И. Н., Морозов Е. А. Компьютерное моделирование физических процессов // Учебное пособие / Ижевск: Изд. Митра, 2012 – 134 с.
60. Ефимов И.Н., Козлова С.Ж., Жукова С.А. Концептуальные основы интеграции открытых виртуальных лабораторных комплексов // Вестник ИжГТУ: 2011г. №3, с.192-198.
61. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., Мусаєв З. Р. Моделювання робочих процесів одноківшових навантажувачів за допомогою «AutoDesk Inventor» // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. / Дніпро. 2016. Вип. 88. С. 179 – 184.
62. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., Мусаєв З. Р. Моделі параметричного синтезу елементної бази системи управління програмно-технічним комплексом // Технология приборостроения: научно-технический журнал / Харків 2016. Вип. 2. С. 74 – 77.
63. Ефимова И. Ю., Варфоломеева Т. Н. Компьютерное моделирование. Сборник практических работ // Методические указания / ФЛИНТА: ISBN: 978-5-9765-2039-4, 68 с.
64. Єфименко О. В. Мусаєв З.Р. Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду // Молода наука роботизація і нано-технології сучасного машинобудування:

тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції, м. Краматорськ, 09 – 10 квітня 2019 р., Краматорськ, 2019. С. 88 – 92.

65. Зарубин В. С. Математическое моделирование в технике // учеб. для вузов / М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 496 с.

66. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керров И. П. Машины для земляных работ // учеб. пособие / М.: Машиностроение, 1975. 426 с.

67. Зленко А. А., Рябикова И. М. Определение параметров ковшового фронтального погрузчика // Механизация строительства. 2007. № 9. С. 22.

68. Зорин В. А. Основы работоспособности технических систем // учеб. для вузов / М.: ООО «Магистр-Пресс», 2005. 536 с.

69. Иванов Г. П., Булкин А. П., Пашков М. В. Эффективность и длительность действия новой техники в тяжелом машиностроении // М.: Машиностроение, 1971. 78 с.

70. Ивженко С. А., Абдразаков Ф. К., Горюнов Д. Г. Интенсификация технологических процессов машин // Строительные и дор. машины. 2001. № 1. С. 34-36.

71. Ильичев А. В. Эффективность проектируемой техники // основы анализа / М: Машиностроение. 1991. 336 с.

72. Иофик В. З. Содержание и форма критерия подобия // Строительные и дор. машины. 2008. № 4. С. 14.

73. Ипатов М. И. Техничко-економический анализ проектируемых автомобилей // М. : Машиностроение. 1982. 272 с.

74. Минин В. В., Мирзоян Г. С., Васильев С. И., Любушкин О. И., Шарый В. И. Исследование и оптимизация параметров гидрообъемной трансмиссии малогабаритной самоходной землеройной машины / Отчет о НИР // МАДИ. М., 1985. № ГР 1830028181.

75. Казаринов В. М. Одноковшовые погрузчики в строительстве // М.: Стройиздат. 1975. 238 с. 294

76. Климов А. А. Формирование нагрузочных режимов в навесном оборудовании колесных погрузчиков: автореф. дис... канд. техн. наук : 05.02.02 / Краснояр. гос. аграр. ун-т. Красноярск, 2000. – 22 с.
77. Ковалев А.П. Н. К. Кочалос, А. А. Колобов и др. Экономическая эффективность новой техники в машиностроении // М. : Машиностроение, 1978. 254 с.
78. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Шамраева М. А. ANSYS в руках инженера // Практическое руководство. Из-во «Ленанд». 2016. 272 с.
79. Козлов М. В., Гаврилов Н. И. Математическое моделирование гидромеханизма стрелы экскаватора // Исследование рабочих процессов строит. и дор. машин / Омск, 1986. С. 33 – 37.
80. Колосков В. Н., Гутарев Ю. А., Корытов Ю. А. Нормирование расхода топлива при работе строительных и дорожных машин // Механизация строительства. 2002. № 4. С. 16 – 17.
81. Кононыхин Б. Д. Методика оценки конкурентоспособности строительной и инженерной техники // Строительные и дор. машины. 2001, №6. С. 14 – 19.
82. Кононыхин Б. Д., Примаков Л. В. Показатели качества современных автоматизированных строительных машин // Механизация строительства. 2002. № 12. С. 9 – 12.
83. Кононыхин Б. Д. Системная целостность методов и этапов идентификации процессов резания и копания грунтов // Механизация строительства. 2008. № 2. С. 25 – 27.
84. Кононыхин Б. Д. Числовые меры и методика сравнительной оценки качества техники // Строительные и дор. машины. 2001. № 3. С. 39 – 42.
85. Константинова Л. М., Соколинский З. В. Экономическая эффективность общественного производства // М.: Статистика. 1974. 160 с.
86. Корниенко А. А. Оценка автопогрузчиков по методике компании Hyster // Подъемно-транспортное оборудование. 2001. № 4. С. 17 – 18.

87. Кобытов М. С. Разработка методов измерения массы материала в ковше и запаса устойчивости фронтального погрузчика: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.04 / Омск. 1999. – 20 с.
88. Кобытов Ю. А. Нормирование расхода топлива для строительных машин // Механизация строительства. 2008. № 5. С. 21 – 25.
89. Кропчев Н. А. Некоторые вопросы исследования гидропривода грузоподъемного механизма автопогрузчиков // Львов. 1981. С. 79 – 84.
90. Кудрявцев Е. М. Комплексная механизация, автоматизация и механо-вооруженность строительства : учеб. для вузов // М.: Стройиздат, 1989. 246 с.
91. Кудрявцев Е. М. Оптимизация комплектов СДМ при наличии априорной и апостериорной информации // Механизация строительства. 2012. № 3. С. 24 – 27.
92. Куляшов А. П. Лед. Снег. Методы разработки // Н. Новгород. НПК. 2002. 368 с.
93. Куприянов Ф. Ф. Метод оптимального проектирования гидроприводов систем управления // 15-е Всесоюз. совещ. по гидравл. автоматике : тез. докл. / М. Калуга, 1980. С. 96 – 97.
94. Литвинов А. С. Фаробин Я. Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств // Учебник для вузов / М: Машиностроение. 1989. 240 с.
95. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин: монографія / В. С. Ловейкін; К. Миколаїв: видавництво РВВ МДАУ, 2004. 286 с.
96. Ловейкин В. С. Оптимизация режима движения механизма поворота по комплексному критерию // Горн., строит., дорож. и мелиорат. машины / Респ. межв. сб. 1989. № 42. С. 115 – 120.
97. Малкин М. А. Метод повышения профильной проходимости полноприводного автомобиля за счет применения регулируемого силового

привода колес: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.05.03 / МАМИ. Москва, 2015 г. 227 с.

98. Маргайлик Е. Г. Малогабаритные универсальные погрузчики фирм США // Строительные и дор. машины. 1999. № 12. С. 14 – 16.

99. Мачульский И. И., Киреев В. С. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные машины на железнодорожном транспорте // учеб. для вузов / М.: Транспорт. 1989. 320 с.

100. Клюев В. В. и др. Машиностроение // энцикл.: в 40 т. Т. III-7. Измерения, контроль, испытания и диагностика / под общ. ред. В. В. Клюева. М.: Машиностроение. 2005. 464 с.

101. Платонов В. Ф. и др. Машиностроение // энцикл.: в 40 т. Т. IV-15. Колесные и гусеничные машины / под общ. ред. В. Ф. Платонова. М. : Машиностроение. 2005. 688 с.

102. Фролов К. В. Машиностроение // энцикл.: в 40 т. Т. IV-9. Расчет и конструирование машин. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов / под ред. М. : Машиностроение, 2005. 736 с.

103. Кондаков М. А. и др. Машиностроительный гидропривод // под ред. В. Н. Прокофьева. М.: Машиностроение. 1978. 297 с.

104. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог // учеб. пособие под ред. В. И. Баловнева. 2-е изд., перераб. и доп. / Омск: ОАО «Омский дом печати». 2005. 768 с.

105. Минин В. В., Гришко Г. С. Автоматизированное проектирование гидропривода малогабаритных подъемно-транспортных машин // Молодежь и наука третье тысячелетие: тез. докл. межвуз. фестиваля. / Красноярск. 1997. С. 478.

106. Минин В. В., Гришко Г. С. Выбор критериальной зависимости для оценки технического уровня машин // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / отв. ред. С. П. Ереско. Красноярск, 1999. Вып. 5. С. 174 – 176.

107. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков: монография / под. ред. В. В. Минина Красноярск: Сиб. фе-дер. ун-т. 2012. 304 с.

108. Минин В. В., Павлов В. П. К вопросу оптимизации исполнительных гидромеханизмов // М. 1983. Деп. в ЦНИИТЭстроймаше 05.04.83, № 19 сд-Д83.

109. Минин В. В. Коэффициент полезного действия гидрообъемной трансмиссии малогабаритного погрузчика // Изв. вузов. Поволжский регион. Технические науки. Т. 2. / Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та. 2010. С. 113 – 120.

110. Минин В. В. Математическое моделирование материалоемкости универсальных малогабаритных погрузчиков // Совершенствование строительных машин для условий Сибири и Севера межвуз. сб. тр. / Красноярск: КрПИ. 1988. С. 33 – 35.

111. Минин В. В. Гришко Г. С. Методика обоснования выбора конструкции и оптимизации параметров малогабаритных погрузчиков // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. с междунар. участием. / Красноярск: КГТУ, 1998. Вып. 4. С. 319 – 322.

112. Минин В. В., Гришко Г. С. Моделирование конструктивной схемы малогабаритных погрузчиков нового поколения // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / Красноярск: КГТУ. 1998. Вып. 4. С. 16 – 20.

113. Минин В. В., Гришко Г. С. Моделирование параметров вылета ковшовых рабочих органов малогабаритных погрузчиков // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. С. П. Ереско / Красноярск : КГТУ 2001. Вып. 7. С. 408 – 412.

114. Минин В. В. Моделирование эксплуатационных параметров малогабаритных погрузчиков // Изв. Том. политехн. ун-та. Т. 316, № 2. Темат. вып. Математика и механика. Физика / Томск: Изд-во ТПУ. 2010. С. 20 – 23.

115. Минин В. В., Павлов В. П. Оптимизация параметров гидропривода малогабаритных погрузчиков // Строительные и дор. машины. 2010. №7. С. 34 – 37.
116. Минин В. В. Оптимизация параметров подсистем привода исполнительных механизмов малогабаритного погрузчика: дис. . канд. техн. наук:05.05.04 / Московский автомобильно-дорожный институт. М., 1986. - 322 с.
117. Оптимизация параметров привода малогабаритных погрузчиков: монография / В. В. Минин, Г. С. Мирзоян. Красноярск: Изд-во Краснояр. ун-та. 1987. 160 с.
118. Минин В. В. Оценка технического уровня машин непрерывного действия в САПР // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / Красноярск: КГТУ. 1995. С. 353 – 354.
119. Минин В. В., Дубино О. В. Оценка технологических возможностей рабочего оборудования лебедки // Механика XXI века: II межрегион, науч.-техн. конф. с междунар. участием / Братск: БрГТУ, 2002. С. 124 – 126.
120. Минин В. В. Оценка эффективности малогабаритных погрузчиков с бортовым поворотом // Интерстроймех-2010: сб. тр. Междунар. на-уч.-техн. конф. / 5-8 окт. 2010 г. Белгород: БГТУ им. В. Г. Шухова. 2010. С. 66 – 68.
121. Минин В. В., Гришко Г. С. Прогнозирование развития универсальных малогабаритных погрузчиков // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / Красноярск: КГТУ, 1998. Вып. 4. С. 304 – 306.
122. Минин В. В. Пространственно-временное моделирование строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин на основе апостериорной информации // Вестн. Краснояр. гос. техн. ун-та. Красноярск, 1996. Вып. 1. С. 111 – 114.

123. Минин В. В. Рабочее оборудование универсального малогабаритного погрузчика для уборки снежно-ледяных образований // Молодежь и наука начало XXI века: материалы Всеросс. науч. фестиваля. Красноярск: СФУ. 2009.

124. Минин В. В., Носков М. В. Расчет параметров универсального малогабаритного погрузчика по комплексному критерию // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. Белгород, 2011. С. 70 – 74.

125. Минин В. В., Никитин К. Д. Системный анализ в методологии повышения технического уровня грузоподъемных машин // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / отв. ред. С. П.303

126. Минин В. В., Гришко Г. С. Типоразмерный ряд универсальных малогабаритных погрузчиков // Транспортные средства Сибири: межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / под ред. С. П. Ереско. Красноярск: КГТУ. 2001. Вып. 7. С. 406 – 407.

127. Минин В. В., Павлов В. П., Назаров Г. Г. Узел очистки ковша экскаватора // Информ. листок. № 791-93, сер. Р55.53.29. / Красноярск: ЦНТИ, 1993.

128. Минин В. В., Гришко Г. С. Эффективность конструкции погрузчика со стабилизатором рабочего органа // Механика XXI века: II межрегион. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Братск: БрГТУ. 2002. С. 123 – 124.

129. Минин Г. Г. Современные системы управления мобильными машинами // Строительные и дор. машины. 2006. № 1. С. 12 – 14.

130. Мирзоян Г. С., Минин В. В. Выбор базовой модели при создании типоразмерного ряда универсальных малогабаритных погрузчиков с бортовым поворотом // МАДИ. М., 1984. 12 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаше 12.04.1984. №42сд. 84.

131. Мирзоян Г. С., Минин В. В. Критерий самооптимизации для гидрообъемной бесступенчатой трансмиссии землеройной машины // МАДИ. М. 1983. 9 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаше 28.01.83, № 10 сд Д83.
132. Мирзоян Г. С., Минин В. В. Оценка эксплуатационной эффективности гидрообъемного привода землеройных машин // Оптимизация процессов эксплуатации строит. и дор. машин. М., 1983. С. 80 – 85.
133. Мирзоян Г. С., Минин В. В. Программа расчета систем объемного гидропривода дорожных машин // Совершенствование методов расчета дор. машин. М., 1983. С. 98 – 102.
134. Михирев П. А. Основы теории ковшовых автоматизированных рабочих органов // Новосибирск: Наука. 1986. 166 с.
135. Мусаєв З. Р. Кореляція результатів комп'ютерного моделювання з експериментальними дослідженнями процесу подолання одиначної нерівності короткобазовим навантажувачем // Строительство. Материаловедение. Машиностроение: сб. науч. тр. Дніпро: ДВНЗ ПДБА 2019. № 107 . С. 102 – 108.
136. Назаров Л. В. Динамика пневмоколесных ЗТМ // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов / Харьков: ХГАДТУ. 1999. Вып. 2. С. 12 – 15.
137. Назаров Л. В., Разаренов Л. В. Динамика поворота малогабаритного колесного погрузчика // Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Зб. наук. праць / Харьков: 2009 Вып. 81. С. 62 – 64.
138. Назаров Л. В., Разаренов Л. В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота // Наук. висн. / Харків: ХДТУБА 2009. Вып. 55. С. 217 – 224.
139. Нефьодов І. О. Засоби зменшення динамічних навантажень на вантажопідійомник фронтального навантажувача: автореф... к-та. техн. наук: 05.05.05 / Одеський національний політехнічний університет. Одеса. 2014 р. 22 с.

140. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления // Т. 1. Учебное пособие для вузов / М: Наука. 1985. 432 с.
141. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., Мусаєв З. Р. Математичне моделювання процесу подолання одиначної перешкоди короткобазовим навантажувачем // Проблеми розвитку транспорту і логістики: тези доповідей 9-ї міжнародної науково-практичної конференції, м. Харків, 22 – 24 травня 2019 р., Одеса, 2019. С. 164 – 167.
142. Разаренов Л. В. Математическое моделирование устойчивости малогабаритного погрузчика с гидростатической трансмиссией при переезде единичной неровности // Вестник ХНАДУ / Харьков: ХНАДУ 2015. Вып. 68. С. 74 – 78.
143. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1970. 175 с.
144. Суглобов В.В., Михеев В.А., Нефедов И.А., Шиков П.В. Повышение эксплуатационной надежности и расширение технологических возможностей перегрузочных машин морских портов // Известия Тульского государственного университета / Серия: Технические науки, 2009. Вып. 2. Ч.1. – С.253-259.
145. Хачатуров А. А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. М.: Машиностроение. 1967. 323 с.
146. Хачатуров А. А., Афанасьев В. Л., Васильев В. С. и др. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда // М.: Транспорт. 1982. 364 с.
147. Холодов А. М., Нічке В. В., Назаров Л. В. Проектирование машин для земляных работ. Х.: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. 272 с.
148. Черніков О. В., Кириченко І. Г., Москаленко А. І. Комп'ютерне моделювання та аналіз кінематичних особливостей робочого обладнання фронтального навантажувача // Прикл. геометрія та інж. графіка. 2010. Вип. 86. С. 107 – 111.

ДОДАТОК А

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ
КОРОТКОБАЗОВОГО НАВАНТАЖУВАЧА ЩОДО ДОЦІЛЬНОСТІ
ВИКОРИСТАННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ

А.1. Визначення економічного ефекту від впровадження системи автоматичного керування транспортним режимом короткобазового навантажувача

Відповідно до чинної методики основним показником економічної ефективності організаційно-технічних заходів є річний економічний ефект, що одержується від їх впровадження у виробництво. Визначення річного економічного ефекту засноване на зіставленні приведених витрат для базової і нової техніки. Приведені витрати являють собою суму річних поточних витрат U на експлуатацію техніки і капітальних вкладень K , приведених до однакової розмірності відповідно до нормативів ефективності, і визначається за формулою:

$$Z = U + (E_H + P) \cdot K, \text{ грн}, \quad (\text{A.1})$$

де E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень,
 $E_H = 0.5 \dots 0.75$;

P – частка відрахувань на реновацію від капітальних вкладень:

$$P = \frac{E}{(1 + E)^{T_{\text{сл.}}} - 1}, \quad (\text{A.2})$$

де E – норматив приведення, $E = 0,1$;

$T_{\text{сл.}}$ – термін служби техніки.

З метою порівняння різних варіантів техніки значення U і K доцільно використовувати їх питомі значення, віднесені на 1 м^3 ґрунту, що розробляється кожною машиною:

$$U_{\text{num.}} = \frac{U}{\Pi_{\text{річ.}}}, K_{\text{num.}} = \frac{K}{\Pi_{\text{річ.}}}, \text{ грн/м}^3, \quad (\text{A.3})$$

де $\Pi_{\text{річ.}}$ – річна експлуатаційна продуктивність навантажувача.

Тоді

$$Z_{\text{num}} = U_{\text{num}} + (E_{\text{H}} + P) \cdot K_{\text{num}}, \text{ грн/м}^3. \quad (\text{A.4})$$

Річний економічний ефект $E_{\text{річ}}$ від експлуатації системи автоматичного керування КБН визначається як різниця питомих приведених витрат за базисним і новим варіантами відповідного року:

$$E_{\text{річ}} = (Z_{\text{num}}^{\text{BT}} - Z_{\text{num}}^{\text{HT}}) \cdot \Pi_{\text{річ}}^{\text{HT}}, \text{ грн.} \quad (\text{A.5})$$

Річна експлуатаційна продуктивність $\Pi_{\text{річ}}$ розраховується за формулою:

$$\Pi_{\text{річ}} = n_{\text{e}} \cdot T_{\text{річ}} \cdot k_{\text{пр}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (\text{A.6})$$

де n_{e} – годинна експлуатаційна продуктивність машини, $\text{м}^3/\text{год}$;
 $T_{\text{річ}}$ – кількість машино-годин роботи навантажувача в році, маш.-год;
 $k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, що враховує простой в роботі навантажувача, які не враховані при визначенні годинної експлуатаційної продуктивності, $k_{\text{пр}} = 0,78$.

Кількість машино-годин роботи КБН за рік $T_{\text{річ}}$ розраховується за формулою:

$$T_{piч} = \frac{T_{\phi}}{\frac{1}{t_{3M} K_{3M}} + D_p + \frac{d_n}{T_{об}}}, \text{ маш.-год}, \quad (\text{A.7})$$

де T_{ϕ} – річний фонд робочого часу в днях. Значення T_{ϕ} включають тривалість виконання робочого процесу, тривалість перебазувань, тривалість технічних обслуговувань (ТО) і ремонтів (ТР), $T_{\phi} = 250$ днів;

t_{3M} – середня тривалість зміни, $t_{3M} = 8$ год;

K_{3M} – коефіцієнт змінності, $K_{3M} = 1,50$;

D_p – тривалість простоїв машини у всіх видах ТО і ТР на одну маш.-год роботи, дні/маш.-год;

d_n – тривалість одного перебазування, $d_n = 1$ день;

$T_{об}$ – тривалість роботи машини на одному об'єкті, для базової техніки

$T_{об} = 120$ маш.-год.

Простої в усіх видах ТО і ТР розраховуються за формулою:

$$D_p = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot \alpha_i}{T_{ц}}, \text{ дні/маш.-год}, \quad (\text{A.8})$$

де d_{pi} – тривалість перебування техніки в i -му виді ТО або ТР, дні (табл. А.2);

d_{ni} – простої в очікуванні ремонту, доставка техніки в ремонт і назад, дні;

α_i – кількість i -х ремонтів і ТО за міжремонтний цикл, од. (табл. А.2);

$T_{ц}$ – міжремонтний цикл, тобто середній ресурс до першого капітального ремонту, маш.-год (табл. А.2);

m – номенклатура ТО і ТР, од. (табл. А.2).

Дані для розрахунку тривалості простоїв у всіх видах ТО і ТР наведені в табл. А.1.

Таблиця А.1. Дані для розрахунку тривалості простоїв техніки у всіх видах ремонтів

Вид ТО і ТР	$T_{ц}$, год		α_i , од.		r_i . люд.-год		d_{pi}		d_{ni}	
	БТ	НТ	БТ	НТ	БТ	НТ	БТ	НТ	БТ	НТ
ТО1	50	50	15	15	4	5	0,15	0,20	0	0
ТО2	250	250	7	7	9	10	0,60	0,65	0	0
ТР	500	500	6	6	200	205	7,0	7,0	8,0	8,0
КР	1000	1000	1	1	500	505	15	15	15	15

На підставі формули (А.8) та таблиці А.1 простої базової машини при проведенні всіх видів ТО і ТР: $D_p \approx 0,070$ днів / маш.-год, а з системою автоматичного керування КБН: $D_p \approx 0,071$ днів / маш.-год. Тоді кількість машино-годин роботи неавтоматизованого навантажувача в році: БТ $T_{річ} = 1552$ маш.-год, а автоматизованого – НТ $T_{річ} = 1545$ маш.-год.

У складі капітальних вкладень враховуються витрати, пов'язані зі створенням і виробництвом техніки $K_{c.n}$, витрати на початкову доставку техніки споживачеві і її монтаж на місці експлуатації K_{mp} і витрати, пов'язані з експлуатацією техніки K_e :

$$K = K_{c.n} + K_{m.p} + K_e, \text{ грн/шт.} \quad (\text{А.9})$$

Приймемо

$$Ц_6 = K_{c.n} + K_{mp}, \text{ грн,} \quad (\text{А.10})$$

де $Ц_6$ – балансова вартість КБН, грн, яка включає в себе оптову ціну машини, витрати на її доставку, монтаж та ін. Вона визначається за формулою:

$$C_{\bar{o}} = C_{\text{опт}} \cdot k_{\text{мон}}, \text{ грн}, \quad (\text{A.11})$$

де $C_{\text{опт}}$ – оптова ціна техніки, грн;

$k_{\text{мон}}$ – коефіцієнт витрат на доставку та монтаж техніки, $k_{\text{мон}} = 1,09$ для техніки, яка не потребує монтажу, $k_{\text{мон}} = 1,12$ для техніки, що вимагає монтажу.

Ціна існуючих на цей час напівавтоматичних систем становить близько 400000 грн у залежності від комплектації. У поданій дисертаційній роботі пропонується система на базі Arduino UNO, вартість якої значно менша та оцінюється приблизно у 3500 – 4000 грн. Ціна КБН становить близько 12000 \$. У зв'язку з цим приймемо $C_{\text{опт}}^{\text{BT}} = 312000$, $C_{\text{опт}}^{\text{HT}} = 316000$ грн.

Річні поточні витрати U на експлуатацію техніки без відрахувань на реновацію визначаються за формулою:

$$U = \sum_{i=1}^n S_i, \text{ грн/рік}, \quad (\text{A.12})$$

де S_i – i -й елемент витрат;

n – кількість статей витрат на експлуатацію техніки, до яких належать: $S_{\text{з.п.}}$ – річна заробітна плата машиніста, грн; $S_{\text{з.р.}}$ – річна заробітна плата працівників, що виконують технологічні операції вручну, грн; SKP – річні витрати на капітальний ремонт (КР), грн; $S_{\text{ТР}}$ – річні витрати на ТО і ТР, грн та ін.

Поточні витрати за окремими статтями визначаються з урахуванням накладних витрат. Коефіцієнт накладних витрат приймається в такому розмірі: $k_{\text{н.з.}} = 1,3$ від суми основної зарплати машиністів; $k_{\text{н.п.}} = 1,1$ від суми інших статей витрат на експлуатацію машини.

Річні витрати на заробітну плату працівників визначаються з урахуванням «страхового внеску підприємства», що дорівнює 34% від фонду заробітної плати:

– для робітників, що виконують технологічні операції вручну $S_{з.р}$, за відповідними галузевими нормами;

– для машиніста навантажувача $S_{з.п}$ за формулою:

$$S_{з.п} = 1,34 k_{н.з} k_p \lambda T_{річ} \sum_{i=1}^b C_{T_i}, \text{ грн}, \quad (\text{A.13})$$

де k_p – поправочний коефіцієнт до тарифної ставки екіпажу, $k_p = 1,1-1,43$;

λ – коефіцієнт, що враховує доплати екіпажу машини; $\lambda = 1,25$;

C_{T_i} – годинна тарифна ставка машиніста, грн/год;

b – кількість членів екіпажу, осіб; для випадку, що розглядається $b = 1$.

Розрахунок $S_{з.п}^{H.T}$ здійснюватиметься з урахуванням того, що впровадження системи керування дозволить знизити вимоги до кваліфікації машиніста.

Річні витрати на капітальний ремонт СКР техніки визначаються за формулою:

$$S_{КР} = k_{н.п} \cdot H \cdot Ц_{\bar{o}} / 100, \text{ грн}, \quad (\text{A.14})$$

де H – річна норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт, %; $H = 7,0\%$.

Річні витрати на ТО і ТР складаються з витрат на заробітну плату ремонтним робочим $S_{ТРр}$ і витрат на матеріали та запасні частини $S_{ТРм}$ та визначаються за формулами:

$$S_{ТР} = S_{ТРр} + S_{ТРм}, \text{ грн}, \quad (\text{A.15})$$

$$S_{TPp} = \frac{T_{\phi}}{T_{\psi}} k_{nz} \lambda_p C_p \sum_{i=1}^m \alpha_i r_i, \quad (A.16)$$

$$S_{TPM} = k_{n.n} k_{пер} S_{TPp}, \quad (A.17)$$

де λ_p – коефіцієнт, що враховує премії ремонтників, грн, $\lambda_p = 1,2$;

C_p – середня за годину тарифна ставка працівників, що займаються ремонтом машини, грн/год;

m – кількість видів ТО і ТР (табл. А.1);

r_i – трудомісткість ТО і ТР i -го виду, осіб/год (табл. А.1);

$k_{пер}$ – коефіцієнт переходу від заробітної плати ремонтних робітників до витрат на ТО і ТР, $k_{пер} = 1,35$.

Результати розрахунків економічних показників наведені в таблиці А.2.

Таблиця А.2. Результати розрахунку економічного ефекту від впровадження системи автоматичного керування транспортним режимом КБН

Показники	Одиниці вимірювання	Базова техніка	Нова техніка
1	2	3	4
Річний фонд робочого часу T_{ϕ}	дні	250	250
Середня тривалість зміни $t_{зм}$	години	8	8
Коефіцієнт змінності $K_{зм}$	—	1,5	1,5
Тривалість простоїв машини у всіх видах ТО і ТР на одну маш.-год роботи D_p	дні/маш.-год	0,070	0,071
Кількість машино-годин роботи КБН за рік $T_{річ}$	маш.-год	1552	1545
Коефіцієнт, що враховує простої в роботі КБН $k_{пр}$	—	0,78	0,78
Годинна експлуатаційна продуктивність машини n_e	м ³ /год	3	4
Річна експлуатаційна продуктивність $P_{річ}$	м ³ /год	4123	4820
Оптова ціна техніки $\Pi_{опт}$	грн	312000	316000
Коефіцієнт витрат на доставку та монтаж техніки $k_{мон}$	—	1,09	1,12

Продовження таблиці А2

Балансна вартість КБН Ц _б	грн	340080	349440
Капітальні вкладення К	грн	340080	349440
Річні витрати на заробітну плату машиніста S _{з.п}	грн	92935	92516
Річні витрати на заробітну плату працівникам, які виконують технологічні операції вручну S _{з.р}	грн	35214	0
Річні витрати на капітальний ремонт техніки S _{к.р}	грн	26186	26906
Заробітна плата ремонтним робочим S _{трр}	грн	15677	16293
Витрати на матеріали та запасні частини S _{трм}	грн	23280	24195
Річні витрати на ТО і ТР S _{тр}	грн	38957	40488
Річні витрати на експлуатацію технік, U	грн	158078	159910
Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень E _н	—	0,63	0,63
Норматив приведення E	—	0,1	0,1
Термін служби техніки T _{сл}	років	12	12
Частка відрахувань на реновацію від капітальних вкладень Р	—	0,046	0,046
Приведені витрати Z	грн	428781	438064
Питомі показники			
Капітальні вкладення K _{пит}	грн	82,48	72,5
Витрати на експлуатацію техніки U _{пит}	грн	38,34	33,17
Приведені витрати Z _{пит}	грн	104	90,88
Річний економічний ефект E_{річ}	грн		63238

Таким чином, економічний ефект від впровадження інтелектуальної системи керування складає 63238 грн/рік на одну машину за рахунок забезпечення стійкості машини, оскільки наслідком буде зменшення собівартості продукції, що виготовляється.

ДОДАТОК В

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи Мусаєва Заура
Разиловича «Підвищення ефективності роботи короткобазових колісних
навантажувачів у транспортному режимі» представленої на здобуття
наукового ступеня кандидата технічних наук по спеціальності 05.05.05 –
піднімально-транспортні машини**

Справжнім актом підтверджується використання результатів дисертаційної роботи Мусаєва Заура Разиловича «Підвищення ефективності роботи короткобазових колісних навантажувачів у транспортному режимі» на підприємстві ГПУ «Полтавагазовидобування»

Результати досліджень, що викладені у дисертації мають наукове та практичне значення. Висновки та результати дисертації використовуються при реалізації випробувань спецтехніки на підприємстві.

Підприємством ГПУ «Полтавагазовидобування» прийнято до використання наступні результати досліджень:

- результати математичного моделювання щодо визначення раціональних параметрів навантажувача під час виконання ним транспортних операцій;
- результати експериментальних досліджень пов'язаних з навантаженнями на металоконструкцію робочого обладнання навантажувача марки ПМТС 1200 для підбору змінних робочих органів.

Начальник Відділення Технологічного Транспорту
та Спеціальної Техніки
ГПУ «Полтавагазовидобування»



Дуб Є.М.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заступник ректора з науково-педагогічної роботи Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
 професор С.Я. Ходирев
 « _____ 2019 р.



АКТ

впровадження в навчальний процес результатів досліджень Мусаєва Заура Разиловича по підвищенню ефективності роботи короткобазових колісних навантажувачів у транспортному режимі

Комісія в складі голови – декана механічного факультету, професора І.Г. Кириченка, завідувача кафедри «Будівельні і дорожні машини» доцента В. О. Шевченка, професора Є. С. Венцеля цим актом підтверджує, що на механічному факультеті в робочі програми дисципліни «Моделювання робочих процесів», і «Машини для земляних робіт» в навчальному процесі підготовки бакалаврів і магістрів з напрямку 133 «Галузеве машинобудування» впроваджено спосіб підвищення ефективності роботи короткобазових колісних навантажувачів за рахунок використання систем автоматизації керування машин у транспортному режимі.

Ці результати використовуються при викладанні лекційного матеріалу та при виконанні лабораторних робіт.

Голова комісії

Члени комісії

І.Г. Кириченко

В.О. Шевченко

Є.С. Венцель

Затверджено на вченій раді механічного факультету «06» 09, 2019 р. № .1

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Вибір оптимальних параметрів машин для земляних робіт на основі статистичного аналізу // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр. / Харків: ХНАДУ, 2017. №77. С. 62 – 67. *(Особистий внесок – розгляд основних параметрів машин, які є необхідними для їх статистичного аналізу).*
2. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля: науковий журнал / Сєверодонецьк: СНУ, 2017. №4. С. 98 – 102. *(Особистий внесок – вибір оптимальних програмних комплексів для моделювання робочих процесів короткобазових вантажно-розвантажувальних машин).*
3. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделювання робочих процесів одноківшових навантажувачів за допомогою «AutoDesk Inventor» // Строительство Материаловедение Машиностроение: сб. науч. тр. / Дніпро: ДВНЗ ПДБА 2017. №88. С. 179 – 184. *(Особистий внесок – моделювання процесу подолання короткобазовим навантажувачем одиначної нерівності).*
4. Єфименко О. В., Пługіна Т. В., **Мусаєв З. Р.** Моделі параметричного синтезу елементної бази системи управління програмно-технічним комплексом // Технология приборостроения: научно – технический журнал / Харьков: ХНАДУ 2016. № 2. С. 74 – 77. *(Особистий внесок – аналіз систем контролю сучасних програмно-технічних комплексів).*
5. **Мусаєв З. Р.**, Єфименко О. В. Вплив нерівностей земної поверхні на динамічну стійкість короткобазового навантажувача під час виконання ним транспортних операцій // Scientific discussion jornal / Praha, Czech Republic ISSN 3041-4245. 2019. Vol 1, No 36. P. 42 – 46. *(Особистий внесок –*

*аналіз динаміки коротко базового навантажувача під час подолання ним
одиночної нерівності).*

6. **Мусаєв З. Р.** Розробка тензометричної системи для дослідження короткобазових будівельних та дорожніх машин // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля / Северодонецьк: СХУ ім. Володимира Даля 2018. № 2(243). – С. 163 – 167. *(Особистий внесок – розробка вимірювальної тензометричної системи для дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції навантажувача у польових умовах).*

7. **Мусаєв З. Р.** Кореляція результатів комп'ютерного моделювання з експериментальними дослідженнями процесу подолання одиночної нерівності короткобазовим навантажувачем // Строительство Материаловедение Машиностроение: сб. науч. тр. / Дніпро: ДВНЗ ПДБА 2019. № 107 С. 102 –108. *(Особистий внесок – аналіз існуючих критеріїв для оцінки адекватності досліджуваної моделі в порівнянні зі своїм експериментальним зразком).*

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

8. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Математичне моделювання процесу занурення робочого обладнання малогабаритного навантажувача у штабель з матеріалом // 13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові: Тези доповідей міжнародної конференції «Піднімально-транспортне обладнання та елементи приводів машин» (18 – 19 травня 2017 р., Львів). Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2017. С. 144–145. *(Особистий внесок – аналіз існуючих методик розрахунку стійкості короткобазових навантажувачів, визначення напрямків подальших досліджень).*

9. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Комп'ютерний аналіз процесу переїзду одиночного колеса через перешкоду // 8 – а міжнародна наукова-практична конференція: Тези доповідей 8-ї міжнародної

науково-практичної конференції «проблеми розвитку транспорту і логістики» (23 – 25 травня 2018 р.). Одеса, 2018. Т. 5. Технічне обладнання транспортних вузлів. С. 222 – 224. *(Особистий внесок – застосування програмних засобів для вирішення поставленої задачі).*

10. Розенфельд М. В., Єфименко О.В., **Мусаєв З. Р.** Математичне моделювання процесу подолання одиничної перешкоди короткобазовим навантажувачем // 9 – а міжнародна науково-практична конференція: Тези доповідей 9-ї міжнародної науково-практичної конференції «проблеми розвитку транспорту і логістики» (22 – 24 травня 2019 р.). Одеса, 2019. Т. 5. Технічне обладнання транспортних вузлів. С. 164 – 167. *(Особистий внесок побудова залежностей критерію стійкості навантажувача відносно змінних параметрів машини під час виконання нею транспортних операцій)*

11. Єфименко О.В., **Мусаєв З.Р.** Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду // Міжнародна молодіжна науково-технічна конференція: Тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції «Молода наука роботизація і нано-технології сучасного машинобудування» (09 – 10 квітня 2019 р.). Краматорськ, 2019. С. 88 – 92. *(Особистий внесок – встановлення та калібрування вимірювальної апаратури на навантажувач з метою проведення експериментальних досліджень)*

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності:

12. Спосіб підвищення надійності робочого обладнання малогабаритного навантажувача ПМТС 1200 на базі вихідної 3D моделі: пат. 120120 U Україна / О.В. Єфименко, **З.Р. Мусаєв.** № у 2017 03762; заяв. 18.04.2017; опубл. 07.09.2017 *(Особистий внесок – літературно-патентний пошук аналогів, опис принципу функціонування та складання формули).*

13. Спосіб підвищення надійності робочого обладнання малогабаритного навантажувача ПМТС 1200 за допомогою додаткового гідравлічного обладнання на базі вихідної 3D моделі: пат. 122509 U Україна / О.В. Єфименко, **З.Р. Мусаєв.** № у 2017 08054; заяв. 02.08.2017; опубл.

17.11.2017 (*Особистий внесок – літературно-патентний пошук аналогів, опис принципу функціонування та складання формули*).