

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

ФЕДОРЯЧЕНКО СЕРГІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК 622.625 (043.3)

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАХТНОЇ ВАГОНЕТКИ ДЛЯ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКОЇ СТІЙКОСТІ РУХУ ПО РЕЙКОВОМУ
ШЛЯХУ З НЕДОСКОНАЛОСТЯМИ**

Спеціальність: 05.05.06 – гірничі машини

Автореферат
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2014

Дисертація є рукописом

Робота виконана на кафедрі автомобілів та автомобільного господарства Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України (м. Дніпропетровськ)

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
ЗІБОРОВ Кирило Альбертович, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри основ конструювання механізмів та машин (м. Дніпропетровськ).

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
КОНДРАХІН Віталій Петрович, Державний ВНЗ «Донецький національний технічний університет» Міністерства освіти і науки України, завідувач кафедри гірничозаводського транспорту та логістики (м. Донецьк).

кандидат технічних наук, старший науковий співробітник
КІРІЯ Руслан Віссаріонович, Інститут геотехнічної механіки ім. М.С.Полякова Національної академії наук України, завідувач відділу фізико-механічних основ гірничого транспорту (м. Дніпропетровськ).

Захист відбудеться «25» 12 2014 року о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.06 із захисту дисертацій при Державному вищому навчальному закладі «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел.: (0562)47-24-11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Державного ВНЗ «Національний гірничий університет» Міністерства освіти і науки України за адресою: 49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19, тел. (0562) 47-24-11.

Автореферат розісланий «24» 11 2014 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



М.В. Полушина

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Зростання попиту на гірничу продукцію призвело до інтенсифікації використання усіх ланок технологічного ланцюга проходка – видобуток – транспортування корисної копалини. Необхідність зниження собівартості видобутої копалини не дозволяє на усіх етапах переміщення вантажу використовувати конвеєрний транспорт, який потребує прямолінійних трас для встановлення ролікоопор. Прокладення рейкового шляху із малими радіусами закруглення дозволяє більш раціонально розробляти шахтне поле з мінімумом виймання вміщуючої породи. При цьому на деяких ділянках загальна доля криволінійних відрізків із малими радіусами закруглень може досягати до 60 % загальної довжини відкатки.

Більш, ніж 50 % горизонтальних шахтних виробок обслуговують акумуляторні, контактні та інші типи локомотивів із вагонетками різних типів при розробці покладів корисних копалин. Вантажопідйомність вагонеток варіюється від 1,5 до 6 т. Найбільш розповсюджена вантажопідйомність однієї транспортної судини складає від 3 до 6 т для конструкції із глухим кузовом.

В умовах проведення підземних гірничих робіт наявність фізико-геометричних недосконалостей шляху, зокрема просідання баласту та рейок, а часом його відсутність чи заміна вміщуючою породою, випучування; неправильно виконаний ухил профілю, зношеність стрілочних переводів, наявність рейкових стиків висотою більше 20 мм, малі радіуси кривизни ($R6...R12$ м) призводять до виникнення динамічних навантажень на ходову частину, як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. Також однією із відмінних характеристик шахтної рейкової колії є значне відхилення реальних параметрів колії від нормативних показників, що часом призводить до відхилення дійсних значень від допустимих на ± 200 %.

Це сприяє виникненню додаткових силових збурень, особливо у поперечному напрямку, які прагнуть перемістити транспортний засіб у колії, що часто призводить до аварійного сходу шахтних вагонеток з рейок, впливаючи, таким чином на ефективність використання даного виду транспорту при видобутку корисних копалин та на безпеку руху, що є технічною проблемою, яка потребує вирішення.

За даними МакНДІ частота сходу вагонеток у 12 разів вища в порівнянні з локомотивами. Кожен сход представляє аварійну ситуацію, що супроводжується руйнуванням шляхової структури, допоміжного обладнання та травматизмом робітників, які знаходяться в зоні аварії.

Кількісна характеристика, що визначає рівень безпеки експлуатації транспортного засобу для вугільних та рудних шахт за умови відсутності всповзання колеса на рейку, вперше була запропонована проф. Б.А. Кузнецовим та визначала запас стійкості при русі шахтного рейкового транспорту, а також рекомендувала безпечну швидкість руху.

Проте рекомендації проф. Б.А. Кузнецова були отримані із використанням часткових математичних моделей, без урахування динамічних процесів, що виникають у ланках шахтної вагонетки та реальних значень геометричних не-

досконалостей рейкового шляху, що обмежує подальше удосконалення конструкції шахтних вагонеток.

Тому, обґрунтування параметрів шахтної вагонетки для забезпечення високої стійкості руху по рейковому шляху на основі аналізу факторів, що викликають втрату стійкості шахтної вагонетки, з урахуванням реальних значень геометричних недосконалостей рейкового шляху є **актуальною науковою задачею**.

Зв'язок роботи із науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на основі досліджень за тематикою № ДР0111U00751 «Вузол кріплення колісних пар пропарювальної вагонетки», ГП-414 № ДР0108U000556 «Розробка теорії, методів розрахунку та технологій створення гірничого обладнання нового покоління», в яких автор приймав безпосередню участь, як виконавець.

Об'єкт дослідження. Процеси, що виникають у колісній парі під час руху шахтної вагонетки по рейковій колії із недосконалостями, які викликають втрату стійкості руху.

Предмет дослідження. Залежності між параметрами шахтної вагонетки під час руху на прямолінійних та криволінійних ділянках колії із недосконалостями.

Мета роботи. Обґрунтування параметрів шахтної вагонетки та розробка інженерної методики визначення навантажень на ланки ходової частини шахтної вагонетки для забезпечення високої стійкості руху по рейковій колії із недосконалостями.

Ідея роботи. Встановлення залежності коефіцієнта запасу стійкості по всповзанню колеса на рейку для реальних значень геометричних недосконалостей рейкового шляху та врахування впливу процесів, що виникають у ланках шахтної вагонетки, з метою підвищення показників безпеки руху та обґрунтування параметрів шахтної вагонетки.

Методи дослідження. Дослідження виконанні, базуючись на аналізі наукових літературних джерел, аналізі емпіричного досвіду, статистиці, програмуванні, математичному моделюванні, використовуючи диференційні рівняння. Розв'язання математичної моделі виконано за допомогою програми Wolfram Mathematica, верифікація результатів проведена за допомогою програмного забезпечення «Універсальний механізм»; дослідження напружено-деформованого стану реалізовано у програмі Ansys. Експериментальні дослідження виконані у виробничих умовах із використанням оптичного пристрою Bosch DLE 40 Professional та записуючого обладнання.

Задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи досягається вирішенням таких наукових задач:

1. Обґрунтування та розробка математичної моделі взаємодії шахтної вагонетки із рейковим шляхом під час руху на закругленнях малого радіусу, наявності геометричних та пружних недосконалостей шляху у відповідності до реальних характеристик рейкового шляху шахтної виробки.

2. Дослідження навантажень, які діють на елементи ходової частини шахтної вагонетки, в залежності від характеристик шляху.

3. Дослідження запасу стійкості шахтної вагонетки на основі аналізу значень коефіцієнта запасу стійкості зі всповзання колеса на рейку під час руху по

шахтній колії із недосконалостями.

4. Дослідження напружено-деформованого стану ланок ходової частини шахтної вагонетки в залежності від їх параметрів.

5. Обґрунтування області раціональних параметрів ланок ходової частини шахтної вагонетки, за яких буде досягнута висока стійкість руху вагонетки по рейковій колії із недосконалостями.

Наукова новизна отриманих результатів

Наукові положення, що виносяться на захист:

1. Встановлено, що коефіцієнт запасу стійкості зі всповзання колеса на рейку зростає пропорційно сумі тангенсу кута зсуву переднього набігаючого колеса та кута конусності реборди, а направляюча сила зменшується в степеневій функції із ростом синуса кута зсуву.

2. Вперше встановлена необхідність додаткової кутової рухливості колеса довкола вертикальної осі до 2° , що конструктивно закладена у ланки ходової частини шахтної вагонетки, і яка призводить до підвищення коефіцієнта запасу стійкості із всповзання колеса на рейку до 20 %.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

1. Вперше теоретично обґрунтовано позитивний вплив кутової рухливості колеса, що виникає у циліндричному шарнірі буксового вузла шахтної вагонетки, який призводить до зменшення кута набігання колеса на рейку та підвищує коефіцієнт запасу стійкості.

2. Вперше доведено, що додаткова кутова рухливість набігаючого колеса шахтної вагонетки із підвищеною стійкістю величиною до 2° зменшує горизонтальну складову направляючої сили до 5 %, силу тертя у парі реборда колеса – рейка до 40 % у криволінійних ділянках колії, а коефіцієнт запасу стійкості збільшується до 20 %.

3. Вперше отримано залежність коефіцієнта запасу стійкості по всповзання колеса на рейку від величини кутового зміщення набігаючого колеса у вигляді тригонометричної суми кута конусності реборди колеса та кута зсуву довкола вертикальної осі.

4. Показано, що розподіл напружень у зоні взаємодії контактуючих ланок ходової частини шахтної вагонетки підвищеної стійкості із урахуванням додаткової кутової рухливості набігаючого колеса може бути підпорядкований теорії Герца та представляється контактом циліндра із площиною.

5. Вперше визначено область раціональних параметрів ланок ходової частини вагонетки підвищеної стійкості, що забезпечує необхідний запас стійкості та рекомендує швидкість руху по рейковому шляху із геометричними недосконалостями, а також працездатність контактуючих пар в опорі.

Практична цінність роботи На основі результатів дисертаційної роботи розроблена та впроваджена у виробництво конструкція буксового вузла з додатковою кутовою рухливістю вихідних ланок. Розроблені наступні розрахункові методики та отримано патенти: 1. Методика визначення силових факторів, що впливають на ступінь рухливості елементів буксового вузла; 2. Методика визначення осьових навантажень колісних опор рейкової вагонетки; 3. Патенти України № 104207, № 97728 – «Шахтна вагонетка».

Реалізація результатів роботи. Розроблені методики впроваджені і використовуються на ПАТ «Дружківський машинобудівний завод», ТОВ «Дніпровський завод стінових матеріалів», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет». На підприємстві ТОВ «ДЗСМ» впроваджено промисловий зразок вагонетки, обладнаної буксовими вузлом з додатковою кутовою рухливістю вихідних ланок.

Обґрунтованість та достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій визначена коректністю поставлених задач, прийнятих припущень, застосовуваних апробованих методів розв'язання диференціальних рівнянь другого роду, що описують механічну систему; достовірністю рішення математичної моделі доведена порівнянням результатів кута зсуву набігаючого колеса із даними, отриманими експериментально. Максимальна похибка результатів моделювання становить 10%. Визначення масо-інерційних параметрів виконано за допомогою САПР КОМПАС і Ansys. Чисельне розв'язання математичної моделі виконано за допомогою програми Wolfram Mathematica.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на наступних конференціях: Міжнародна наукова конференція «Widening Our Horizons», ДВНЗ «НГУ» (Дніпропетровськ, 2011, 2013); Третя науково-технічна конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Наукова весна – 2012», ДВНЗ «НГУ» (Дніпропетровськ, 2012); Міжнародна науково-практична конференція «Сучасне машинобудування. Наука і освіта», СПбТУ (Санкт-Петербург, 2011, 2012); «Форум гірників – 2012», ДВНЗ «НГУ» (Дніпропетровськ, 2012); Всеукраїнська науково-практична конференція «Сучасний стан та перспективи розвитку транспортних систем гірничих підприємств» ДВНЗ «НГУ» (Дніпропетровськ, 2013); Молодіжна науково-практична конференція "Сучасний стан та напрямки розвитку інформаційних технологій" (Донецьк, 2013), міжнародна конференція «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості та транспорту» (Дніпропетровськ, 2014).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані у 17 роботах, з них: 6 статей у спеціалізованих наукових виданнях (1 без співавторів, 3 іноземною мовою), отримано 2 патенти України, дев'ять – матеріали конференцій (три без співавторів).

Структура та об'єм роботи. Дисертація містить 160 сторінок машинописного тексту з 62 малюнками (1 на окремих сторінках), 7 таблиць, список використаних джерел з 153 найменувань на 17 сторінках.

ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету і завдання наукових досліджень, наведено дані про зв'язок роботи з науковими програмами, викладено наукові положення і наукову новизну отриманих результатів, практичне значення і реалізація результатів дисертаційних досліджень, представлено відомості про публікації, апробації та впровадження за темою та особистий внесок автора.

У **першому розділі** наведено аналіз існуючих конструкцій ходової частини шахтної вагонетки, тенденцій їх розвитку, проблем динаміки та експлуатації. На цих питаннях сконцентровано увагу вітчизняних гірничих підприємств та інституцій.

Питанням стійкості та безпеки руху рейкового транспорту присвячені дослідження таких вчених, як І.Я. Бердичевський, О.І. Волошин, О.М. Вискребець, В.Ф. Ганкевич, О.Л. Голубенко, О.В. Денищенко, К.А. Зіборов, О.М. Коптовець, А.Я. Коган, В.С. Косов, С.Л. Ладик, В.Ю. Максютенко, Л.А. Манашкін, С.В. Мямлін, А.Е. Павлюков, О.А. Петровський, В.И. Приходько, Н.А. Радченко, В.І. Рузін, Ю.С. Ромен, О.О. Співаковський, В.М. Старченко, В.О. Салов, В.І. Сакало, І.О. Таран, В.Ф. Ушкалов, Л.А. Франчук, Е.М. Шляхов, П.С. Шахтар, R.V. Dukkipaty, V.K. Garg, S.D. Iwnicki, J. Kalker, E. Winkler, I. Zhao та ін.

Дослідження стійкості руху рейкового транспорту, як правило, зводилося до вирішення задач оптимізації, удосконалення та розробки таких конструкцій рейкового шляху і ходової частини, які давали змогу досягнути підвищення тягових властивостей локомотивів, підвищення стійкості вагонів, зменшення зносу пари колесо-рейка. Дослідження вписування рейкового транспорту в криві малого радіусу вивчались в роботах таких вчених, як С.Є. Блохін, М.Ф. Веріго, С.А. Волотковський, В.В. Говоруха, П.М. Деркач, Е.Ф. Земляний, Б.О. Кузнецов, В.П. Кондрахін, Р.В. Кірія, В.А. Лазарян, В.В. Мішин, Є.Є. Новіков, М.С. Поляков, Р.Г. Павленко, В.В. Проців, О.О. Ренгевич та ін.

Ці задачі здебільшого зводилися до застосування інженерних підходів (зміна типу та вантажопідйомності підшипників, варіювання геометричних параметрів доріжки катання колеса). Проте, це не повною мірою дозволяло досягнути поставленої мети із покращення властивостей гірничої машини. Сучасні засоби, що базуються на науковому підході моделювання та дослідження гірничих машин дозволяють виявити область виникнення динамічних навантажень та зменшити їх на етапі виникнення у ходовій частині, що попереджує подальшу передачу динамічних та інерційних навантажень іншим ланкам вагонетки та вантажу.

У результаті узагальнення результатів наукових досліджень попередників та на основі аналізу умов експлуатації відзначено, що стійкість проти вповзання колеса на рейку зростає, якщо воно має можливість змінювати кут установки в залежності від радіусу кривизни шляху та швидкості руху.

У **другому розділі** проведено наукове обґрунтування та розробка математичної моделі взаємодії шахтної вагонетки із рейковим шляхом. Розв'язано задачу дослідження навантажень на ланки ходової частини з додатковою кутовою рухливістю набігаючого колеса та її вплив на стійкість руху. У математичній моделі прийняті наступні допущення: накладені зв'язки є голономними, рейковий шлях представлений двома балками на пружній основі, які підпорядковані гіпотезі Власова; навантаження, що діє на одну рейку, не впливає на другу, відносні переміщення рейок і баласту шляху відсутні, модель враховує пружно-дисипативні характеристики шляху, масово-інерційні та пружно-дисипативні характеристики ланок ходової частини вагонетки; кузов та вісі коліс з'єднані пружно-дисипативною зв'язкою у вертикальному і поперечному напрямках; кон-

такт колеса і рейки представлений пружно-дисипативним зв'язком; розсип породи та інші забруднювачі враховуються, як нерівність рейки, пружні характеристики яких дорівнюють показникам рейки Р34; коефіцієнт заповнення кузова дорівнює одиниці, коефіцієнт розрихлення становить одиницю; висота центра мас h_y відносно головки рейки становить 1,1 м.

Розрахункова схема математичної моделі наведена на рисунку 1.

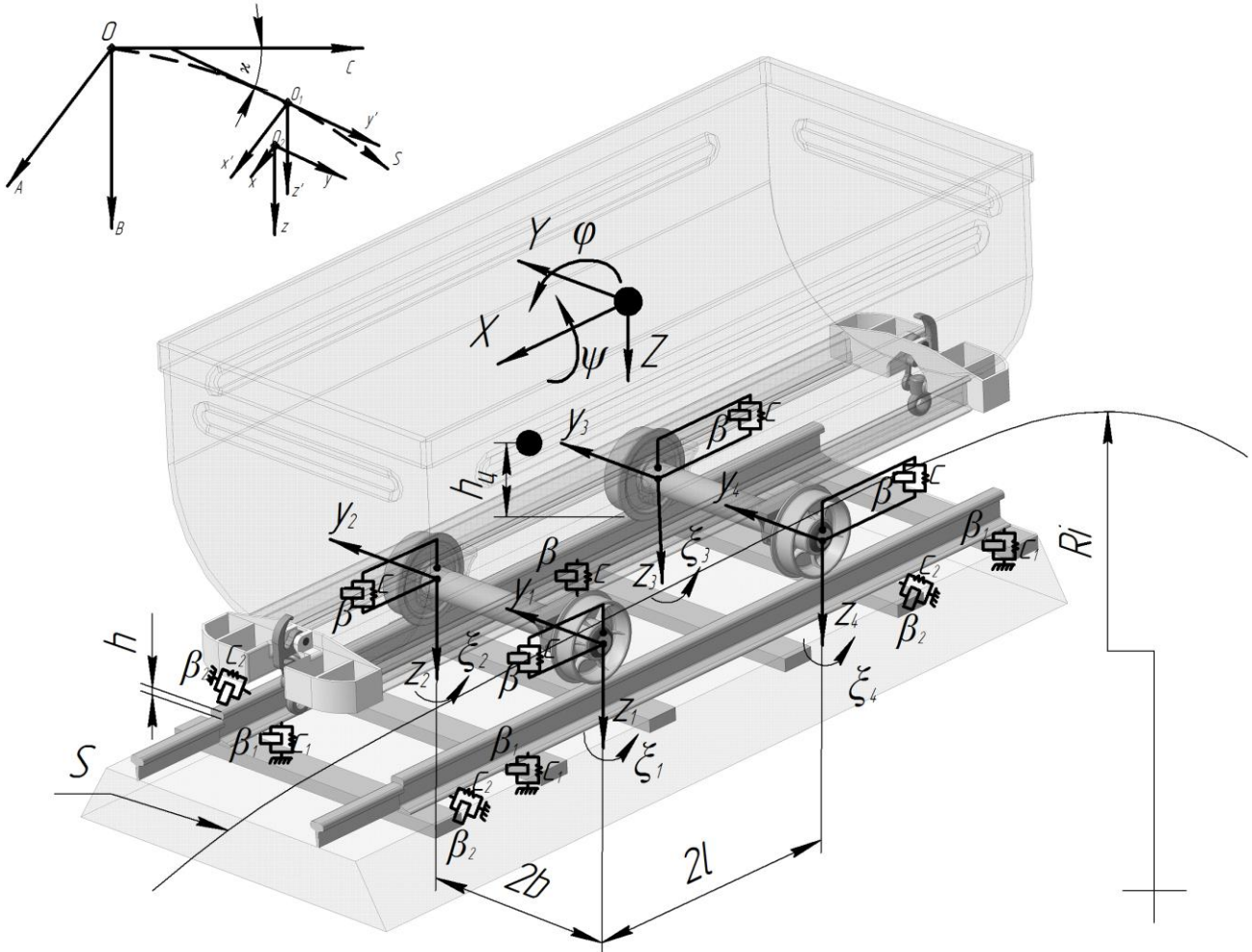


Рисунок 1 – Розрахункова схема шахтної вагонетки

Умовні позначення до розрахункової схеми на рисунку 1:

$2b$ – ширина колії вагонетки, м; $2l$ – колісна база, м; β_1, β_2 – коефіцієнт дисипації зв'язку колеса і рейки у вертикальній та горизонтальній площинах відповідно, Нс/м; β – пружно-дисипативний опір пружного елемента ходової частини, Нс/м; c_1, c_2 – жорсткість зв'язку колеса і рейки у вертикальній та горизонтальній площинах відповідно, Н/м; c – жорсткість пружного елемента ходової частини вагонетки, Н/м; φ – координата, що описує коливання кузова довкола осі Y , рад.; ψ – координата коливання кузова довкола осі X , рад.; ξ_i – координата кутової рухливості колеса довкола осі Z за наявності додаткової кутової рухливості, рад.; h_y – висота центру мас вагонетки, м; h_{zl}, h_{zr} – нерівності лівої та правої рейок відповідно, м; S – дугова координата шляху, м; x – координата поступального руху вагонетки, м; y_i – координата поперечного зміщен-

ня колісної пари, м ($i=1...2$); z_i – координата вертикального переміщення колеса вагонетки, м ($i=1...4$). R_i – радіус закруглення шляху під i -м колесом, м ($i=1...4$).

Для даної розрахункової схеми складена математична модель, представлена системою із шістнадцяти диференціальних рівнянь другого порядку, які отримані за допомогою рівняння Лагранжа другого роду та виглядає наступним чином, де $i=1...4$:

$$\begin{aligned} & \left(m_k + 4m_p + \frac{4J_{1y}}{r^2} + \frac{J_x}{R_i^2} \right) \ddot{x} = 0, \\ & m_p \ddot{y}_i + c_p (y_i - \eta_y + \xi_i) + \beta_p (\dot{y}_i + \dot{\xi}_i) = 0, \\ & m_k \ddot{z} + c(4z - z_1 - z_2 - z_3 - z_4) + \beta(4\dot{z} - \dot{z}_1 - \dot{z}_2 - \dot{z}_3 - \dot{z}_4) = 0, \\ & c_1(z_i - h_{zr,lr}) + c(z_i - z \pm l\phi \pm b\psi) + \beta_1(\dot{z}_i - \dot{h}_{zr}) + \beta(\dot{z}_i - \dot{z} \pm l\dot{\phi} \pm b\dot{\psi}) + m_p \ddot{z}_i = 0 \\ & J_{i\xi} \ddot{\xi}_i + c_p (y_i - u + \xi_i) + \frac{c_\xi \sin\left(\frac{2(R_i + u)\xi_i}{l}\right) \text{tg } \chi^2 (h_w^2 \xi_i + 2h_w \lambda_r \xi_i + \lambda_r^2 \xi_i)}{R_i + u} + \\ & + \beta_p (\dot{y}_i - u + \dot{\xi}_i) + \frac{1}{R_i + u} \sin\left(\frac{2(R_i + u)\xi_i}{l}\right) \text{tg } \chi^2 (h_w^2 \beta_\xi \dot{\xi}_i + \\ & + 2h_w \lambda_r \beta_\xi \dot{\xi}_i + \lambda_r^2 \beta_\xi \dot{\xi}_i) = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & J_y \ddot{\phi} + c(lz_2 - lz_1 + lz_3 + lz_4 + 4l^2\phi + 4bl\psi) + \beta(l\dot{z}_2 - l\dot{z}_1 + l\dot{z}_3 + \\ & + l\dot{z}_4 + 4l^2\dot{\phi} + 4bl\dot{\psi}) = 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & J_\psi \ddot{\psi} + c(bz_2 - bz_1 - bz_3 + bz_4 + 4bl\phi + 4b^2\psi) + \beta(b\dot{z}_2 - b\dot{z}_1 - b\dot{z}_3 + \\ & + b\dot{z}_4 + 4l^2\dot{\psi} + 4bl\dot{\phi}) = 0. \end{aligned}$$

де η_y – масив поперечних нерівностей рейкового шляху; λ_r – забіг реборди переднього набігаючого колеса, м; χ – кут конусності реборди, рад; m_p , m_k – маси відповідно колеса та кузова, кг; J_i – момент інерції довкола головних осей інерції, кг/м².

Забіг реборди із урахуванням кутового переміщення набігаючого колеса визначено залежністю

$$\lambda_r = (r + h_w) \sin \gamma \text{ tg}(\chi + \xi_i),$$

де r – радіус колеса, м; h_w – висота реборди, м; γ – кут набігання реборди на рейку, рад.

Кут набігання γ із урахуванням кута переміщення ξ визначається залежністю

$$\gamma_i = \arcsin\left(\frac{l/2 + (h_w + r) \text{tg}(\chi + \xi_i) \sin \gamma_0}{(R_i + u_i/2)}\right), \quad (2)$$

де u_i – ширина рейкової колії під колісною парою ($i=1..2$), м; γ_0 – критичний кут набігання реборди на рейку, рад.

Критичний кут набігання реборди на головку рейки при переміщенні колеса на кут ξ визначається залежністю

$$\gamma_0 = \arcsin \left(\frac{\sqrt{2(h_w - r(1 - \cos(\chi + \xi_i))) / (r + h_w)}}{\operatorname{tg}(\chi + \xi_i)} \right), \quad (3)$$

Оскільки направляюча сила залежить від кривизни шляху та швидкості руху (складові доцентрової сили), зменшити її значення не представляється можливим без зниження продуктивності транспортування. Тому зміна величини кута набігання є найбільш прийнятним варіантом підвищення стійкості руху у криволінійних ділянках колії. Додатковий кут зміщення колеса можливо розглядати, як додаткову величину конусності реборди при самотійному підрулюванні до центру кривої.

Передбачена конструкцією додаткова кутова рухливість колеса забезпечує відповідне кутове переміщення ξ та зменшення кута набігання γ на величину цього переміщення.

Жорстка нерозрізна вісь традиційного виконання ходової частини не дозволяє колісній парі відстежувати траєкторію взаємодії із головкою рейки, не викликаючи додаткового навантаження в зоні контакту «колесо-рейка» та визначаючи, таким чином, збурений характер руху шахтного транспортного засобу. Тому при установці колеса із додатковою кутовою рухливістю кут встановлення може приймати значення близькі до того, що забезпечують нульовий кут набігання реборди на рейку. Поперечна горизонтальна сила, яка виникає під час руху, змінює кут установки в межах допустимих переміщень на величину ξ .

Зміна кута установки набігаючого колеса за рахунок додаткової кутової рухливості зменшує кут набігання на рейку. У математичній моделі додаткова кутова рухливість вихідної ланки враховується, як додаткова величина конусності реборди. Таким чином, зменшення кута набігання підвищує запас стійкості по всповзанню колеса на рейку в криволінійних ділянках колії.

Оскільки і конусність реборди, і величина кутового переміщення віднесені до одного полюсу та мають однакові розмірності, допускається виконувати з ними математичні операції. В результаті дії горизонтальної поперечної складової направляючої сили на реборду колеса під час руху транспортного засобу виникає кутове переміщення набігаючого колеса на величину ξ_i , що призводить до зменшення кута набігання.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь математичної моделі (1) виконано методом Рунге-Кутта у програмі *Wolfram Mathematica*.

Початкові умови розв'язання: кут установки набігаючого колеса ξ складає 0 рад; вертикальне положення центру мас знаходиться у початку системи координат; повздовжній та поперечний уклони кузова вагонетки відсутні; початок руху здійснюється на прямолінійній ділянці колії; рух по рейковому шляху у режимі вибігу; межа кутового зміщення набігаючого колеса ξ складає 0,036 рад.

Геометричні характеристики шляху імпортовані у файл моделі у вигляді масиву значень та відповідають реальній ділянці східного відкаточного магістрального штреку горизонту 300 м шахти «Степна» ПАТ «ДТЕК «Павлоградвугілля».

Дослідження стійкості руху шахтної вагонетки виконано за критерієм коефіцієнта запасу стійкості по вповзанню колеса на рейку (КУ).

Залежність із визначення КУ виглядає наступним чином:

$$K_y = \frac{\operatorname{tg}(\chi + \operatorname{sign} \xi_i) - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}(\chi + \operatorname{sign} \xi_i)} \left(\frac{P_e}{P_{\sigma}(\xi_i)} \right) > 1, \quad (4)$$

де $P_{\sigma}(\xi_i)$ – направляюча сила; μ – коефіцієнт тертя ковзання; P_e – нормальна реакція рейки під набігаючим колесом.

Направляюча сила, що діє зі сторони рейки на реборду набігаючого колеса із додатковою рухливістю, визначається залежністю:

$$P_{\sigma}(\xi_i) = \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right) \frac{x^2}{R_i} \sin(\chi - \operatorname{sign} \xi_i) + \cos(\rho) P_e \sin(\psi) \frac{h_c}{b} \quad (5)$$

де ρ – кут конусності доріжки катання колеса, рад; R – радіус кривизни шляху під набігаючим колесом, м; $P_e \cos(\rho)$ – осьова складова нормальної реакції рейки, Н.

У результаті розв'язання математичної моделі отримані залежності навантажень, кута зміщення набігаючого колеса (рис. 2) та коефіцієнта запасу стійкості зі вповзання колеса на рейку (рис. 3).

Вертикальне динамічне навантаження на набігаючому колесі під час руху по нерівностям рейкового шляху визначається залежністю:

$$P_e = \left(\ddot{z}_i \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right) + g \left(\frac{m_k}{4} + m_p \right) \right) \sin(\psi) \frac{h_y}{b}, \quad (6)$$

де \ddot{z}_i – прискорення вертикального переміщення набігаючого колеса, м/с².

Сила опору руху вагонетки діє у різних місцях кінематичного ланцюга ходової частини. Одними із складових повного опору є опір кочення колеса і тертя реборди по рейці.

Зменшення кута набігання за рахунок кутового зміщення переднього набігаючого колеса зменшує опір руху, який викликаний набіганням реборди на рейку. Рух у перехідних ділянках колії характеризується однаковим опором руху для жорстко та рухомо встановлених набігаючих коліс, так як реборда колеса взаємодіє із головкою рейки в момент зміни кута набігання усією поверхнею. Проте, під час руху на криволінійних ділянках колії із постійною кривизною додаткова рухливість дозволяє зменшити опір від контакту реборди з рейкою на 60 %. На рисунку 4 наведено якісну картину виникаючої сили опору від тертя реборди по рейці для колеса із додатковою кутовою рухливістю та традиційного виконання при швидкості руху 3 м/с.

Для перевірки достовірності математичної моделі (1) складена верифікаційна модель у програмі «Універсальний механізм».

Середньоквадратичне відхилення результатів не перевищило 10%.

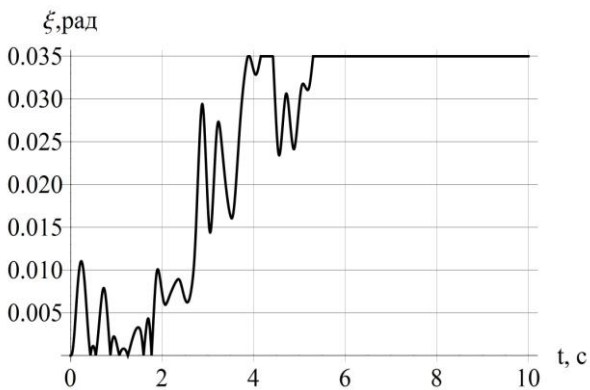


Рисунок 2 – Графік кутового зміщення набігаючого колеса з додатковою кутковою рухливістю

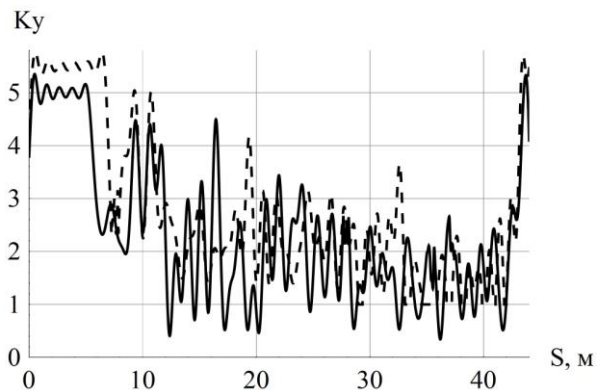


Рисунок 3 – Графік зміни КУ під час руху у кривій при $V=3$ м/с: - - - - з додатковою кутковою рухливістю; — без додаткової рухливості

У третьому розділі розглядається конструкція буксового вузла з додатковою кутковою рухливістю колеса, розв'язано задачу визначення контактних напружень та дослідження напружено-деформованого стану ланок буксового вузла; проведено експеримент із визначення кута зміщення набігаючого колеса під час руху вагонетки по криволінійним ділянкам рейкового шляху.

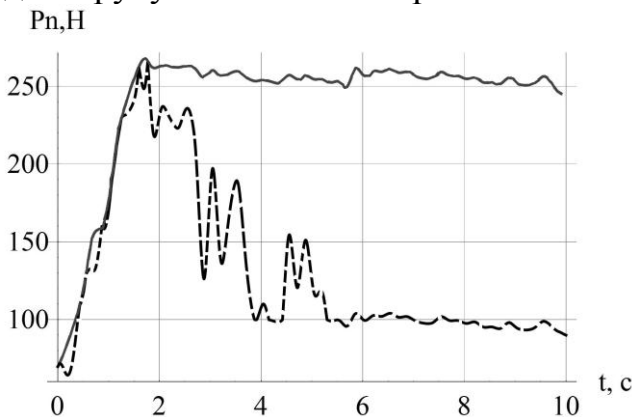


Рисунок 4 – Залежність сили опору руху: - - - набігаюче колесо з додатковою рухливістю; — без додаткової рухливості

За результатом досліджень виявлено, що зношені підшипники буксових вузлів традиційної конструкції, які мають кут люфт у межах 2° , дозволяють вагонетці проходити криві малого радіусу більш плавно при більшій швидкості, аніж із новими підшипниками. Проте, тривала експлуатація вагонетки із підшипниками, що мають люфт більш, ніж 2° не допустима за умовами безпеки експлуатації, тому необхідна за-

міна на нові. Для забезпечення можливості кутового зміщення колеса вагонетки розроблено конструкцію буксового вузла із незалежним підвішування коліс та можливістю змінювати кут набігання в залежності від геометрії рейкового шляху (рис. 5).

Вузол складається із лонжерона 1, до якого прикріплені поводки буксового вузла 2, 3, в які вмонтовані упорні втулки 4, 5. На одному із кінців втулок виконано конусні заглиблення для сферичних тіл обертання (шарів) 6 ($D_{ш}$). Шари із упорно-направляючою втулкою 7, яка вмонтована у ступицю колеса 8, утворюють кінематичну пару із додатковою місцевою рухливістю. На торцях упорно-направляючої втулки 7 також виконано конусні заглиблення, в які закладаються шари. З метою зниження динамічних навантажень упорно-

направляюча втулка у ступиці колеса встановлюється через пружно-дисипативний елемент 9.

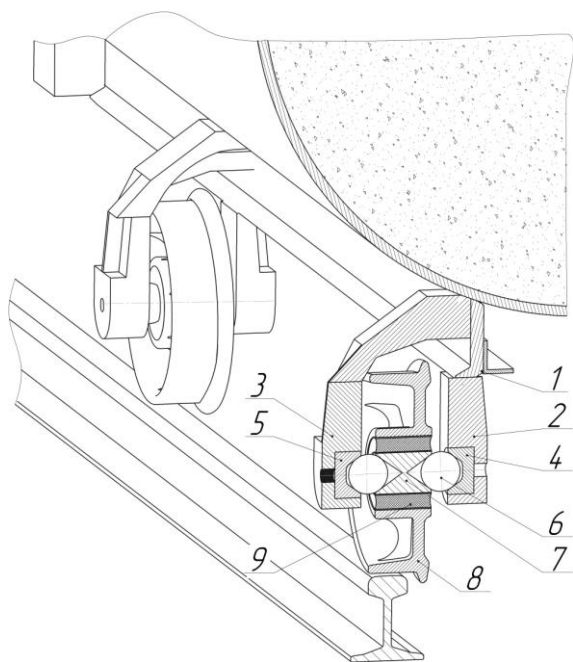


Рисунок 5 – Принципова конструкція буксового вузла з додатковою рухливістю колеса: 1 – лонжерон; 2, 3 – поводки; 4, 5 – упорні втулки; 6 – шар; 7 – упорно-направляюча втулка; 8 – колесо; 9 – пружно-дисипативний елемент

міщення шарів по конусним поверхням втулок змінює кут встановлення колеса, що зменшує кут набігання. При цьому зростає коефіцієнт запасу стійкості зі вповзання колеса на рейку.

Розподіл активних навантажень впливає на характер перерозподілу реакцій в середині опори. Так, збільшення кута конусності втулок веде до значного зростання осьової складової у колісній опорі та зменшенню п'ятна контакту.

Область взаємодії шарів та конусних поверхонь знаходиться під впливом високих контактних напружень. Геометричні параметри контактуючих пар повинні бути такими, щоб виконувались умови, за яких максимальне напруження було б менше межі текучості матеріалу.

Для визначення навантажень та деформацій контактуючих пар розв'язано задачу визначення контактних напружень. Під впливом радіального та осьового навантажень взаємодіючі поверхні ланок буксового вузла деформуються у межах начального контакту та дотикаються одне до одного по кінцевій області.

Для розв'язання контактної задачі із визначення деформацій зони контакту неузгоджених тіл застосована теорія Герца про пружний контакт.

Результати розрахунків показали незначні деформації шару $\Delta D_w = 4,13 \times 10^{-7}$ м. Прийнявши до уваги порядок величини, цим показником можна знехтувати. Максимальне еквівалентне напруження в зоні взаємодії тіл склало $\sigma_{\max} = 182$ МПа, що в чотири рази менше допустимих значень. Знайдені параметри дійсні для кільцевої області контакту шару та конусної втулки.

Отримані при розв'язанні математичної моделі в першій главі значення

Під час руху на прямолінійній ділянці колії колесо займає вертикальне положення. При входженні у криволінійну ділянку та при русі по рейковому шляху із поперечними горизонтальними нерівностями, горизонтальна складова прикладена до реборди колеса призводить до кутового зміщення колеса довкола вертикальної осі на величину ξ . Плечем прикладення навантаження є ділянка реборди колеса, що забігає за рейку. При виході на прямолінійну ділянку колії направляюча сила зменшується та колесо прагне зайняти такий кут, що забезпечує стійкі характеристики руху.

Пружна деформація пружно-дисипативного елемента та пере-

діючих навантажень прийняті при дослідженні напружено-деформованого стану (НДС) буксового вузла. Для цього застосовано метод кінцевих елементів (МКЕ). Розрахунок проведено для двох випадків навантаження силою в 30 и 108 кН.

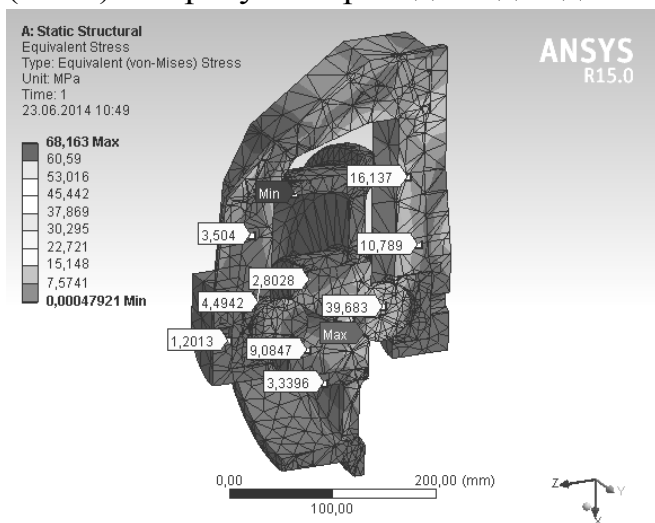


Рисунок 6 – Номограма моделювання НДС

Результати моделювання НДС за допомогою МКЕ виконано в програмі Ansys (рис. 6). Максимальні еквівалентні напруження при критичному навантаженні не перевищили допустиме напруження ланок буксового вузла.

Вплив додаткової кутової рухливості на стійкість і опір руху було перевірено експериментально. Для розв'язання задачі було виготовлено пропарочний візок із рухомо встановленими колесами на підприємстві ТОВ «Дніпровський завод будівельних матеріалів» (ТОВ «ДЗБМ»). На візку визначався опір руху та перевірена працездатність вузла колісної пари. Визначено, що опір руху із розробленим буксовим вузлом вище на 5 % у порівнянні із вузлом традиційної конструкції при русі по прямолінійним ділянкам колії.

Другим етапом експериментальних досліджень було підтвердження результатів моделювання кутового зміщення набігаючого колеса. Для цього було переобладнано шахтну вагонетку ВГ-3,3-900, на якій набігаюче колесо було виготовлено із можливістю кутового зміщення (рисунок 7).

Заїзди вагонетки здійснювались на колії поверхневого комплексу шахти «Степна» радіусом $R 20$ зі швидкістю 3 м/с. Достовірність результатів математичного моделювання кутового зміщення колеса та експерименту склала 90 % (рисунок 8).

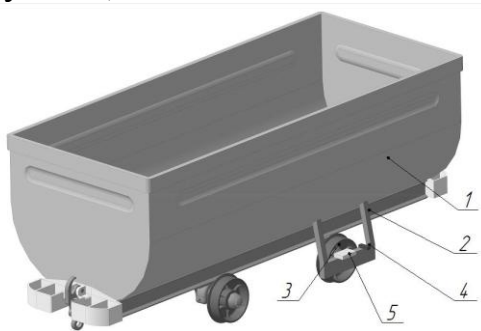


Рисунок 7 – Схема розміщення вимірювальних пристроїв на вагонетці ВГ-3,3-900: 1 – кузов вагонетки; 2 – елемент кріплення буксового вузла; 3 – колесо; 4 – лазерний дальномір; 5 – відеокамера

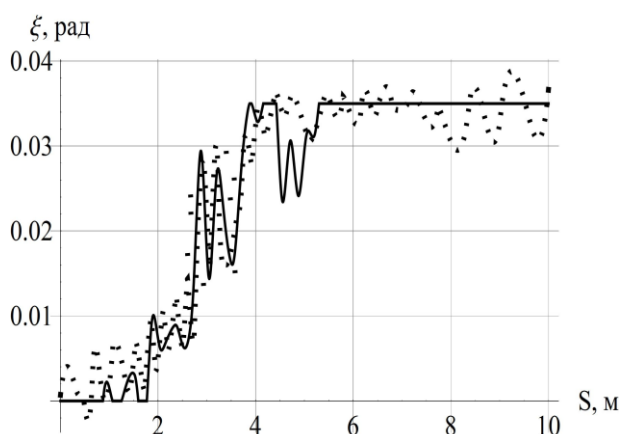


Рисунок 8 – Графік кутового зміщення набігаючого колеса при швидкості 3 м/с на колії $R20$:

— результати математичного моделювання;
 - - - - експериментальні дані;

Експериментально підтверджено, що кутове зміщення набігаючого коле-

са дозволяє підвищити запас стійкості до 20 % при русі шахтної вагонетки по нерівностям рейкової колії.

У четвертому розділі поставлено задачу визначення параметрів пружно-дисипативного елемента; вибору області раціональних параметрів ланок буксового вузла за критерієм еквівалентних напружень та деформацій в зоні контакту пари «шар – конусна втулка» за умови забезпечення зростання запасу стійкості.

Зменшення впливу динамічних навантажень на буксовий вузол та забезпечення більш сталих характеристик стійкості шахтної вагонетки під час руху по нерівностям рейкового шляху досягається за рахунок пружно-дисипативного зв'язку бандажа колеса та колісного центру. Було визначено необхідні геометричні характеристики та пружно-дисипативні параметри циліндричного пружного елемента, який монтується у маточині колеса при виготовленні.

Обґрунтування раціональних параметрів ланок ходової частини шахтної вагонетки виконано виходячи умов із забезпечення кутової рухливості колеса у межах 2° , при яких максимальні еквівалентні напруження області взаємодії тіл неузгодженої форми не перевищують межі міцності матеріалу. Отже, критерієм раціональності прийнято функцію (7). Взаємодія ланок можлива при визначених, сумісних одне з одним характеристиках, які знаходяться у межах конструкційних обмежень, накладених на буксовий вузол. Вимоги, що обмежують геометричні розміри вузла, пружні та пружно-дисипативні характеристики визначаються областю застосування вагонетки, обладнаної буксовим вузлом із додатковою кутовою рухливістю вихідної ланки. Ці обмеження визначили межі параметра, раціональні значення якого визначаються за обраним критерієм.

Визначення раціональних параметрів взаємодіючої пари «шар – втулка» виконано з умови допустимих контактних напружень, що виникають у зоні контакту. Функція визначення області раціональних параметрів визначається як

$$\Phi(\sigma) = 0,798 \sqrt{\frac{P_g(t)}{D_w \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}}, \quad (7)$$

де σ – напруження у зоні контакту шар-втулка, МПа.; P_g – навантаження у зоні контакту пари шар-втулка, Н.

Визначення контактних напружень проведено для низки значень сили P_g , відповідно 14 кН, 28 кН, 55 кН. Характеристики виникаючих силових навантажень отримано при розв'язанні математичної моделі (1).

Отримані залежності цільової функції $\Phi(\sigma)$ від параметрів взаємодіючої пари шар-втулка: діаметра шару, навантаження на вузол та кута нахилу твірної конусної поверхні втулки (рисунок 9).

Збільшення діаметра шару D_w підвищує площу контакту тіл та зменшує контактні напруження. Конструктивними обмеженнями, що накладені на геометрію взаємодіючих тіл, визначено допустиму область параметрів. За конструктивних міркувань діаметр шарів більше 80 мм неможливо застосувати для вагонетки ВГ-3,3-900. Менші розміри не забезпечать необхідні характеристики

рухливості вихідних ланок, так як потребують більшої площі контакту взаємодіючих тіл для забезпечення допустимих контактних напружень.

Область раціональних значень кута твірної втулок α рекомендовано діапазон значень від 50° до 75° , раціональні значення діаметру шарів D_w обрано діапазон значень від 50 до 75 мм (рис. 10).

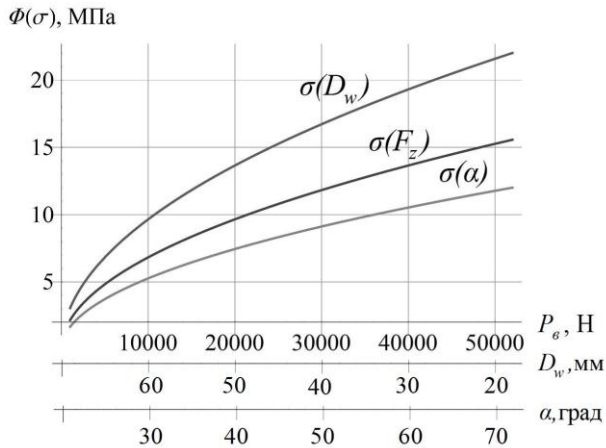


Рисунок 9 – Графік функції напруження області контакту ланок буксового вузла: F_z – реакція рейки під набігаючим колесом, Н;

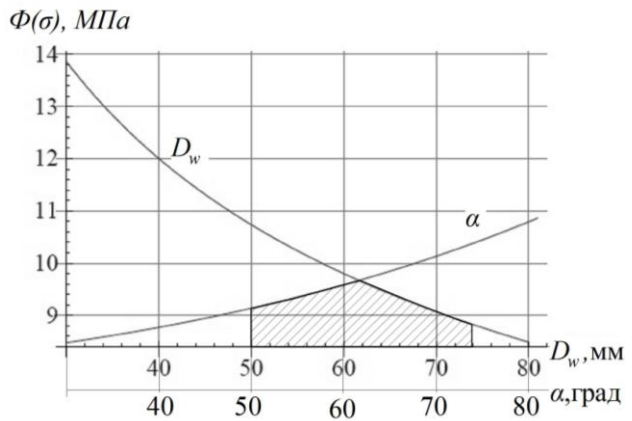


Рисунок 10 – Область раціональних значень геометричних параметрів ланок буксового вузла: D_w – діаметр шару, мм; α – кут твірної конусної втулки, град.

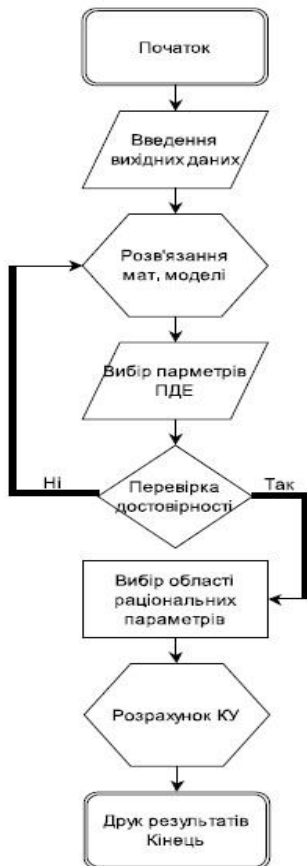


Рисунок 11 – Блок-схема визначення параметрів та характеристик шахтної вагонетки

Раціональні геометричні параметри за критерієм забезпечення мінімальних напружень області контакту взаємодіючих ланок можуть бути рекомендовані при модернізації буксових вузлів та розробки нових. Широкий діапазон параметрів дозволяє обирати відповідні комплектуючі із урахуванням вартості виготовлення та компонування вузла, забезпечуючи задані динамічні та кінематичні характеристики руху вагонетки.

На основі розробленої математичної моделі та отриманих залежностей розроблені методики визначення силових факторів, що діють на ланки ходової частини шахтної вагонетки.

Процедуру визначення параметрів буксового вузла рекомендується виконувати згідно алгоритму, приведеному на рисунку 11.

Математична модель реалізована у програмі Wolfram Mathematica. Перевірка достовірності результатів виконується на основі обраних параметрів пружно-дисипативного зв'язку ланок ходової частини у програмі «Універсальний механізм».

На основі отриманих аналітичних залежностей та навантажень, прогнозується коефіцієнт запасу стійкості зі всповзання колеса на рейку.

ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій на основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень отримано нове **рішення актуальної наукової задачі**, яка полягає у тому, що додаткова кутова рухливість колеса довкола вертикальної осі до 2° , що конструктивно закладена у ланки ходової частини шахтної вагонетки, підвищує коефіцієнт запасу стійкості по вповзанню колеса на рейку до 20 %; коефіцієнт запасу стійкості зі вповзання колеса на рейку зростає пропорційно сумі тангенсу кута зсуву переднього набігаючого колеса та кута конусності реборди, а направляюча сила зменшується в степеневій функції із ростом синуса кута зсуву.

Основні наукові результати, висновки та рекомендації:

1. Встановлено, що причиною високої частоти сходів вагонетки є недостатня кутова рухливість набігаючого колеса довкола вертикальної осі, а отже введення додаткової рухливості дозволить підвищити коефіцієнт запасу стійкості руху вагонетки.

2. Розроблено розрахункову схему шахтної вагонетки ВГ-3,3-900 у взаємодії із рейковим шляхом, що має геометричні та пружні недосконалості, відповідно до реального рейкового шляху. На її основі розроблено математичну модель для двох варіантів конструкцій ходової частини: традиційна та із додатковою кутовою рухливістю вихідних ланок. Достовірність результатів математичного моделювання склала 90 %.

3. Досліджено навантаження, що діють на ходову частину вагонетки із високою стійкістю руху. Доведено, що додаткова кутова рухливість набігаючого колеса величиною 2 градуси підвищує коефіцієнт запасу стійкості зі вповзання колеса на рейку на закругленнях $R20$, а також на прямолінійних ділянках шляху з поперечними нерівностями до 20 %. При цьому спостерігається зменшення направляючої сили на 5 %, сили тертя реборди колеса по рейці до 60 %.

4. Підвищення коефіцієнту запаса стійкості для шахтної вагонетки із високою стійкістю руху виявилось можливим за введення додаткової кутової рухливості набігаючого колеса, що дає змогу набігаючому колесу відстежувати нерівності рейкового шляху та попереджувати вповзання колеса на рейку при швидкості руху до 5 м/с на закругленнях радіусом $R 20$. Новий буксовий вузол є взаємозамінним із традиційною конструкцією та забезпечує кутове зміщення набігаючого колеса до 2 градусів.

5. Досліджено напружено-деформований стан ланок буксового вузла за допомогою методу кінцевих елементів у програмі Ansys. Максимальне еквівалентне напруження на консолі буксового вузла складає 50 МПа, залишкових деформацій не виникає. Розв'язання задачі з визначення напружень у зоні контакту взаємодіючих ланок неузгодженої форми виконано із застосуванням теорії Герца про пружний контакт. Доведено, що максимальні деформації у зоні контакту шару складають $4,13 \times 10^{-7}$ м, що є допустимим.

7. Обґрунтовано застосування пружно-дисипативного елемента у маточині колеса для зменшення невіднесеної маси та динамічних навантажень від рейкових стиків, що сприймаються ходовою частиною вагонетки, на 10 %.

8. Визначено область раціональних параметрів ланок буксового вузла, а саме шару та конусних втулок. Рекомендовано наступні параметри: діаметр шару $D_{ш}$ від 50 до 75 мм, кут твірної втулок α від 50° до 75° . Рекомендовано наступні матеріали для виготовлення контактуючих пар буксового вузла: для втулок сталь 65 Г, для шарів сталь ШХ 15.

9. На підприємстві ТОВ «Дніпровський завод стінових матеріалів» конструкція буксового вузла із додатковою кутовою рухливістю вихідних ланок пройшла промислові випробування та запроваджена у експлуатацію. Методичні рекомендації впроваджені у виробничий процес на ПАТ «Дружківський машинобудівний завод», «Дніпровський завод стінових матеріалів», Державний ВНЗ «Національний гірничий університет» при підготовці студентів денної форми навчання напрямку «Машинобудування». Конструкція захищена патентом України на винахід.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

1. Зіборов К.А. On formation of kinematical and dynamical parameters of output elements of the mine vehicles in transient motion / В.В. Проців, С.Є. Блохін, С.О. Федоряченко // Науковий вісник НГУ – Д. : ДВНЗ «НГУ», 2013. – №4. – С. 65–70. (входить до науково-метричної бази Scopus).

2. Зіборов К.А. Application of computer simulation while designing mechanical systems of mining rolling stock / К.А. Зіборов, В.В. Проців, С.Є. Блохін, С.О. Федоряченко // Науковий вісник НГУ – Д. : ДВНЗ «НГУ», 2013. – №6. – С. 55–59. (входить до науково-метричної бази Scopus).

3. Ziborov K. The frictional work in pair wheel-rail in case of different structural scheme of mining rolling stock / K. Ziborov, S. Fedoriachenko // Progressive technologies of coal, coalbed methane and ores mining – Netherlands : CRC Press, 2014. – P. 517 – 521.

4. Зіборов К.А. До питання підвищення надійності опорних вузлів шахтних вагонеток / К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа, С.О. Федоряченко // Гірнична електромеханіка та автоматика, 2011. – № 87. – С. 124 – 127.

5. Зіборов К.А. Математична модель шахтної вагонетки з додатковою кінематичною рухливістю ланок ходової частини / К.А. Зіборов, С.О. Федоряченко // Вісник Криворізького технічного університету. – 2012. – № 32. – С. 149 – 154.

6. Федоряченко С.А. Исследование поведения шахтной вагонетки в условиях динамического взаимодействия выходных звеньев ходовой части с рельсовым полотном / С.А. Федоряченко // Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии – Краматорск : ДГМА, 2013. – № 1 (30). – С. 121–127.

7. Пат. 97728 Україна, МПК В61F 5/38, В61F 7/00. Шахтний візок / Зіборов К.А. (Україна), Федоряченко С.О. (Україна), Ванжа Г.К. (Україна),

Костирко В.В. (Україна); заявник та патентовласник ДВНЗ "Національний гірничий університет". – № а201010058; заявл. 13.08.10; опубл. 12.03.12, № 5.

8. Пат. 104207 Україна, МПК В61F 5/38, В61F 7/00. Шахтний візок / Зіборов К.А. (Україна), Федоряченко С.О. (Україна), Ванжа Г.К. (Україна); заявник та патентовласник ДВНЗ "Національний гірничий університет". – № а201203180; заяв. 19.03.12; опубл. 10.01.14, № 1.

9. Зиборов К.А. Разработка конструктивных решений по повышению надежности буксовых узлов рельсовых вагонеток [Текст] / К.А. Зиборов, Г.К. Ванжа, С.А. Федоряченко // Материалы международной конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – Санкт-Петербург. – СПбГУ, 2011.

10. Зиборов К.А. Динамическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью ходовой части [Текст] / К.А. Зиборов, Г.К. Ванжа, С.А. Федоряченко // Материалы международной конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». – Санкт-Петербург. – СПбГУ, 2012.

11. Федоряченко С.А. Влияние дополнительной кинематической подвижности колеса шахтной вагонетки на движение в криволинейном участке пути / С.А. Федоряченко // Материалы III Всеукраинской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых / Государственный ВУЗ "НГУ" – Д., 2012. – С. 121 – 122.

12. Федоряченко С.О. Математична модель шахтної вагонетки / С.О. Федоряченко // Форм гірників -2012: Матеріали міжнарод. конф.; 3–6 жовтня 2012 р., Національний гірничий університет – Дніпропетровськ, 2012. – Т.4 – С. 108 – 114.

13. Федоряченко С.О. Перспективи розвитку конструкції шахтної вагонетки в умовах вугільних шахт / С.О. Федоряченко // Тези доповідей Всеукраїнської науково-практичної конференції «Сучасний стан та перспективи розвитку транспортних систем гірничих підприємств» / Державний ВНЗ "Національний гірничий університет" – Д., 2012. – С. 32 – 34.

14. Fedoriachenko S. About mining wagon exploitation reliability / S. Fedoriachenko // Widening Our Horizons. The 7th International Forum for Students. – Dnepropetrovsk: NMU, 2013.

15. Зиборов К.А. Компьютерное моделирование при анализе динамики и проектировании механических систем шахтного рельсового транспорта / К.А. Зиборов, С.А. Федоряченко // Молодежная научно-практическая конференция «Современное состояние направления развития информационных технологий» / НИИ горной механики им. М.М. Федорова – Донецк, 2013. – С. 30 – 33.

16. Зиборов К.А. Вплив конструкції ходової частини та приводу шахтного рейкового транспорту на знос пари колесо – рейка / К.А. Зиборов, С.О. Федоряченко, Г.К. Ванжа // Збірник наукових праць міжнародної конференції «Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості та транспорту» / ДВНЗ "НГУ" – Д., 2014. – С. 109 – 115.

17. Федоряченко С.А. О новой конструкции опорного узла ходовой части шахтного рельсового транспорта / С.А. Федоряченко, Г.К. Ванжа, В.Н. Марьенко // Scientific world – Электронный ресурс, 2011. Режим доступа до

ресурсы: <http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/technical-sciences/machines-and-mechanical-engineering/1829-vanzha-cc-fedoryachenko-ca-marenko-bh>.

Особистий внесок автора у роботи, опубліковані із співавторами:

[1- 5] – постановка мети і задач досліджень, обробка результатів і аналіз закономірностей; [7-8] – розробка моделей, визначення принципу роботи, обґрунтування параметрів; [9-17] – визначення мети дослідження та принципу роботи буксового вузла з додатковою кінематичною рухливістю вихідної ланки, розробка моделей, аналіз отриманих даних.

АНОТАЦІЯ

Федоряченко С.О. Обґрунтування параметрів шахтної вагонетки для забезпечення високої стійкості руху по рейковому шляху з недосконаlostями. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.06 – гірничі машини. – Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», Дніпропетровськ, 2014.

Дисертація присвячена розв'язанню питань стійкості руху шахтної вагонетки по рейковій колії із фізичними недосконаlostями. Запропоновано нове технічне рішення із збільшення запаса стійкості руху вагонетки шляхом введення додаткової кутової рухливості переднього набігаючого колеса, що знижує кут набігання реборди на рейку. Розроблено математичну модель шахтної вагонетки, яка складається із 16 диференціальних рівнянь другого порядку, що отримано за допомогою рівняння Лагранжу другого роду. Розв'язання моделі виконано чисельним методом.

Вивчено вплив недосконаlostей шляху на динамічну навантаженість ходової частини та на запас стійкості за критерієм коефіцієнта запасу стійкості зі вповзання колеса на рейку. Доведено, що введення додаткової рухливості дозволяє підвищити коефіцієнт запасу стійкості до 20 %. Зменшення невіднесеної маси забезпечує зменшення вертикальних динамічних навантажень до 5 %.

Досліджено напружено-деформований стан буксового вузла під дією динамічних навантажень, що передаються від нерівностей рейкового шляху. Розв'язано контактну задачу взаємодії конусних втулок та шару, як складових частин ходової частини. Розроблене конструктивне рішення буксового вузла впроваджено на підприємстві ТОВ «ДЗБМ». За результатами роботи розроблено ряд методик розрахунку та рекомендацій.

Ключові слова: шахтна вагонетка, додаткова кутова рухливість, запас стійкості, кутове зміщення.

АННОТАЦІЯ

Федоряченко С.А. Обоснование параметров шахтной вагонетки для обеспечения высокой устойчивости движения по рельсовому пути с несовершенствами. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.06 – горные машины. – Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», Днепропетровск, 2014.

Диссертация посвящена решению вопросов устойчивости движения шахтной вагонетки по рельсовому пути с физическими несовершенствами. Предложено новое техническое решение по увеличению запаса устойчивости движения вагонетки путем введения дополнительной кинематической подвижности переднего набегающего колеса, что снижает угол набегания реборды на рельс. Разработана математическая модель, состоящая из 16 дифференциальных уравнений второго порядка, полученных при помощи уравнения Лагранжа второго рода. Доказано, что введение дополнительной кинематической подвижности колеса позволяет повысить запас устойчивости до 20 %. Снижение неподрессоренной массы обеспечивает уменьшение вертикальных динамических нагрузок до 10 %.

Исследовано напряженно-деформированное состояние буксового узла под действием динамических нагрузок, передающихся от неровностей рельсового пути.

Определены рациональные параметры втулок и шаров, упруго-диссипативного элемента буксового узла шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью выходных звеньев.

Разработанное конструктивное решение внедрено на предприятии ООО «ДЗСМ». По результатам работы разработан ряд методик расчета и рекомендаций.

Ключевые слова: шахтная вагонетка, дополнительная угловая подвижность, запас устойчивости, угловое смещение.

SUMMARY

Fedoriachenko S.A. Substantiation of mine wagon's parameters to increase safety factor while driving on the imperfect rail track – Manuscript.

Thesis in candidacy for a degree of Candidate of Sciences (Engineering) in 05.05.06 Specialism Area – Mining Machines. – State Higher Educational Institution “National Mining University” of Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipropetrovsk, 2014.

The dissertation is devoted to solution of mining wagon stability problem while interaction with rail track, which obtains physical irregularities.

Owing to survival mining environment, rail track characteristics has extreme imperfections in all directions. This causes an additional dynamical stress on each members of a chassis. As a result, the distinguish feature of mine wagon exploitation is large amount of derailments. Basing on the study of domestic organizations, the quantity of wagons' derailment occurs 12 times more frequent in comparison with locomotives.

Therefore, there are two ways to solve such problem. First one is aimed to improve rail track characteristics. But the problem consists of the lack of funds and impossibility to stop the fast-changing shaft geometry, which is caused by overburden stress. The second way needs the development of a new wagon design, which will compensate the track irregularities.

Therefore, an innovative axle-box is proposed, which allows increasing safety factor of mining wagon both on straight and curvilinear tracks. It is possible owing to additional kinematical moveability of ongoing front wheel that decreases angle of attack. For this matter, each wheel has extra degree of freedom.

The necessity of additional moveability is obvious in automobile conception. The similar concept but for each wheel is reflected in mining wagons chassis.

A calculation scheme of mining wagon with additional angular moveability of ongoing wheel is developed. According to calculation scheme a mathematical model, which consists of 16 differential equations of the 2nd order that have been obtained by Lagrange equation of 2nd kind, are developed. The model is solved by numerical method. In order to verify the results, an additional mathematical model in “Universal mechanism” is developed.

Through mathematical simulation we have obtained the numerical characteristics of wagon drive along the rail track, which characteristics corresponds the existing track of mine “Stepnaya” DTEK Pavlogradugol’. Theoretical results verification were provided on the similar track on the ground facilities, using wagon BF-3,3-900 type and accumulator ground locomotive.

Therefore, we have proved the statement, that additional moveability of wheel is not lack of design or result of wear – it is feature of safety factor improvement, if the moveability predicted by design.

An influence of the track irregularities on dynamic stress loading and on safety factor is studied. It is proven, that additional wheel’s moveability causes increase of safety factor up to 20 %. Cut off the unsprung masses provides decrease of vertical dynamical stress loads to 10 %.

The stress-strain state of axle-box under high dynamic stress is studied by Ansys. The load, which applied on the axle-box correspond the existing dynamical stress, that have been studied through mathematical simulation.

Analysis of finite-element nomograms shows, that maximal principal stress of the axle-box members does not exceed 68 MPa. Maximal lifetime arises on spheres and cone bushings.

The elastic-dissipative elements on the wheel center provides the dynamical stress reduction, but total deformation of the unit does not cause the angular displacement of the wheel. The displacement arises in the cone bushings.

The contact stress problem of chassis elements is solved using the Herzian theory of contact stress. Substantiated, that principal stress in the pair wheel-cone bushing does not exceeds

To obtain necessary motion parameters, an area of rational parameters for bushings and spheres, elastic-dissipative units of mine wagon are defined. Thus, the rational parameters guarantee both high lifetime of contact pairs and rational degree of wheel displacement.

The developed design of the axle-box is implemented at “DZSM” LLC, where it exploits, and several industrial organizations, where the calculation methodics are used for mining wagon design and production. Several calculation methodics and recommendations are developed.

Key words: mine wagon, additional angular moveability, safety factor, angular displacement.

ФЕДОРЯЧЕНКО Сергій Олександрович

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШАХТНОЇ ВАГОНЕТКИ ДЛЯ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИСОКОЇ СТІЙКОСТІ РУХУ ПО РЕЙКОВОМУ ШЛЯХУ
З НЕДОСКОНАЛОСТЯМИ**

(Автореферат)

Підп. до друку 11.11.2014. Формат 60×90/16.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 0,9.
Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 120 пр. Зам. № 140

Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.