

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

На правах рукопису

СІСТУК ВОЛОДИМИР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 622.271.33:629.3.072.4

**ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ МАНЕВРНОСТІ КАР'ЄРНИХ
САМОСКИДІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Спеціальність 05.22.12 – промисловий транспорт

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
Монастирський Юрій Анатолійович
доктор технічних наук, доцент

Кривий Ріг – 2014

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ТЕРМІНІВ Й УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ.....	13
МАНЕВРНОСТІ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ.....	13
1.1. Гірничотехнічні умови експлуатації самоскидів на кар'єрах Криворізького регіону	13
1.2. Аналіз шляхів підвищення ефективності роботи промислового транспорту в обмежених умовах кар'єрів	20
1.3. Аналіз заходів щодо підвищення маневреності колісних машин	23
1.4. Аналіз способів повороту транспортно-тягової техніки та їх вплив на показники маневреності	26
1.5. Вибір моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею на повороті	32
Мета та задачі досліджень.....	39
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО ДОВОРУ.....	40
КАР'ЄРНОГО САМОСКИДА.....	40
2.1. Загальна структура методики аналітичних досліджень.....	40
2.2. Дослідження бокового відведення, зсуву та проковзування коліс кар'єрного самоскида при кінематичному повороті	42
2.3. Дослідження впливу проковзування задніх ведучих коліс на величину мінімального радіуса повороту.....	57
2.4. Кінематика силового довороту	63
2.5. Динаміка силового довороту	73
Висновки до розділу 2	91

РОЗДІЛ 3. ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОЛІСНОЇ ..	93
МАШИНИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СИЛОВОГО ДОВОРУТУ	93
3.1. Постановка завдань досліджень	93
3.2. Підготовка до лабораторного експерименту: відтворення умов руху і робочих параметрів кар'єрного самоскида на лабораторній моделі	96
3.3. Проведення лабораторного експерименту	107
3.4. Обробка та аналіз результатів лабораторного експерименту	111
Висновки до розділу 3	117
РОЗДІЛ 4. ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ	118
КАР'ЄРНОГО САМОСКИДА	118
4.1. Постановка завдань досліджень	118
4.2. Загальні принципи роботи системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида	123
4.3. Методика проведення промислових досліджень.....	130
4.4. Випробування системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида та їх результати.....	131
4.5. Аналіз ефективності використання силового довороту на кар'єрному самоскиді.....	138
Висновки до розділу 4	149
ВИСНОВКИ.....	151
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	153
ДОДАТКИ.....	172
Додаток А.....	172
Додаток Б	179
Додаток В.....	182

Додаток Г	185
Додаток Г	186
Додаток Д	187
Додаток Е	191
Додаток Є	194
Додаток Ж	195
Додаток З	196

ПЕРЕЛІК ТЕРМІНІВ Й УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

1. *Проковзування колеса* – переміщення частини точок колеса, які знаходяться у контакті, відносно опорної поверхні при одночасній наявності у контакті точок, нерухомих відносно цієї поверхні.

2. *Ковзання колеса* – одночасне переміщення усіх точок, що знаходяться у контакті, відносно опорної поверхні.

3. *Буксування колеса* – ковзання колеса у повздовжній площині, напрям якого співпадає із напрямом тангенціальних швидкостей точок колеса у контакті.

4. *Юз колеса* – ковзання колеса у повздовжній площині, напрям якого протилежний напрямку тангенціальних швидкостей точок колеса у контакті.

5. *Коефіцієнт буксування, δ* – коефіцієнт повздовжнього ковзання колеса при буксуванні.

6. *Поворотний момент, $M_{\text{п}}$* – момент пари сил, що діє у площині, паралельній опорній, прикладений до коліс збоку автосамоскида.

7. *Коефіцієнт зчеплення, φ* – відношення результуючої реакції в опорній площині до відповідного значення нормальної реакції при даному значенні коефіцієнта повздовжнього ковзання.

8. *Коефіцієнт опору боковому відведенню $K_{\delta i}$* – перша похідна бокової сили колеса за кутом бокового відведення.

9. *Коефіцієнт опору кочення, f* – умовна кількісна характеристика опору кочення колеса, яка дорівнює відношенню сили опору кочення колеса до його нормального навантаження.

10. *Момент опору повороту, $M_{\text{оп}}$* – умовна кількісна характеристика опору повороту, що є алгебраїчною сумою моментів, які діють на колісну машину з боку опорної поверхні на повороті.

ВСТУП

Актуальність теми. Основна частина запасів залізних руд України зосереджена у Криворізькому басейні. Переважним способом видобутку корисних копалин у Криворізькому регіоні є відкритий спосіб розробки, на який приходить 92 % від загального видобутку залізної руди, а провідним видом промислового транспорту, який застосовується при перевезенні 90–95 % гірничої маси, є самоскиди з електромеханічною трансмісією вантажопідйомністю 120–136 т виробництва холдингу «БелАЗ-Холдинг».

Загальною тенденцією розвитку відкритих розробок у регіоні є інтенсивне збільшення глибини кар'єрів до 400 м, що неминуче призводить до збільшення відстаней транспортування гірничої маси та подальшого зменшення параметрів робочої зони. Ширина робочих площадок вже не перевищує 25–35 м, що за нормами проектування є мінімально допустимим показником для маневрування зазначених кар'єрних самоскидів. Погіршення умов роботи транспортного устаткування є настільки критичним, що тривалість постановки самоскидів під навантаження вже займає до 26 % від загального часу транспортного циклу, при цьому суттєво збільшуються витрати пального машинами і виникають аварійні випадки, такі як сповзання самоскидів з поверхні робочих площадок, звисання їх коліс і, навіть, перекидання. За досягнутої глибини кар'єрів їх рознос у плані для збільшення ширини робочих площадок передбачає додаткові обсяги розкривних робіт, які не можуть бути забезпечені на даному етапі розвитку родовищ, зважаючи на загрозу порушення стійкості бортів кар'єрів.

Аналіз показав, що одним із способів підвищення ефективності роботи кар'єрних самоскидів в обмежених умовах глибоких кар'єрів є поліпшення їх маневрових властивостей. На сучасному тяговому електроприводі змінного струму система автоматичного управління дозволяє примусово здійснювати управління обертанням двох тягових електродвигунів задніх коліс самоскида

окремо правого і лівого борту для збільшення різниці сил тяги, що створює додатковий поворотний момент, дія якого, у свою чергу, призводить до зменшення радіуса повороту машини, викликаючи ефект так званого «силового довороту». До теперішнього часу даний спосіб повороту не отримав широкого розповсюдження на колісній техніці, в першу чергу, внаслідок відсутності математичних залежностей необхідних для його описання.

Виходячи з вищевикладеного, зменшення радіуса повороту кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією шляхом примусового управління обертанням їх задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту, є важливим завданням для промислового транспорту гірничодобувної галузі.

Зв'язок роботи з науковими проблемами і темами. Дисертаційна робота виконувалась відповідно до Державної цільової науково-технічної програми розвитку та реформування гірничо-металургійного комплексу України (Постанова Кабінету Міністрів від 28 липня 2004 р. № 967), до Комплексної стратегії розвитку Дніпропетровської області на період до 2015 року (затверджено рішенням обласної ради від 24.06.2011 №132-7/VI), відповідно до Державної цільової науково-технічної програми «Економія пального та раціональне використання паливно-мастильних матеріалів» (наказ ДКНТ України від 13.10.1992 № 42), а також чотирьохстороннього договору від 20.01.2011 № 600-10242 «Про співпрацю в підвищенні ефективності експлуатації техніки «БелАЗ» і підготовки кваліфікаційних кадрів в Україні» між Криворізькою міською радою, Криворізьким технічним університетом (нині ДВНЗ «Криворізький національний університет»), ВАТ «Білоруський автомобільний завод» (нині холдинг «БелАЗ-Холдинг») та ВАТ «БелАЗ Сервіс Україна» (нині ТОВ «Сервісний торгово-логістичний центр БелАЗ Україна»).

Обраний напрямок дослідження пов'язано з планами виконання науково-дослідних робіт у ДВНЗ «Криворізький національний університет»: «Визначення продуктивності Ганівського кар'єру ВАТ «ПівнГЗК» (№ ДР 0111U005572), «Прогноз зміни ступеню стійкості бортів кар'єра,

зовнішніх і тимчасових відвалів Петровського кар'єру ВАТ «ЦГЗК» (№ ДР 0111U001280).

Мета досліджень – підвищення продуктивності роботи кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією поліпшенням їх маневреності шляхом застосування силового довороту, заснованого на здійсненні примусового управління обертанням ведучих коліс.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Дослідити існуючі засоби поліпшення маневреності тягово-транспортної техніки, порівняти та дати оцінку ефективності різних способів повороту колісних машин, обґрунтувати методологію теоретичного дослідження маневреності кар'єрного самоскида, яка дозволить створити підґрунтя для розробки математичної моделі силового довороту.

2. Розробити математичну модель силового довороту колісної машини, яка дозволяє визначити відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту в залежності від коефіцієнта зчеплення.

3. Провести комплекс лабораторних досліджень для перевірки відповідності математичних залежностей, які використовуються для описання силового довороту, реальним процесам.

4. Здійснити перевірку результатів досліджень на реальній машині у промислових умовах шляхом визначення показників маневреності кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією, оснащеного системою примусового управління поворотом.

Об'єкт досліджень – процес повороту колісної машини при застосуванні різних способів управління поворотом.

Предмет дослідження – змінювання показників маневреності кар'єрного самоскида при примусовому управлінні обертанням ведучих коліс.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Уперше науково обґрунтовано можливість та доцільність застосування примусового управління обертанням задніх ведучих коліс кар'єрного

самоскида з електромеханічною трансмісією при маневруванні, що забезпечує зменшення радіуса повороту машини.

2. Уперше встановлена залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення, розмірів плям контакту коліс машини й кутів повороту передніх керованих коліс, що дозволило розробити раціональний алгоритм примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида.

3. Отримала подальший розвиток модель руху колісної машини на повороті, яка відрізняється від існуючих урахуванням додаткового поворотного моменту, що створюється різницею тягових сил при примусовому управлінні обертанням задніх ведучих коліс в залежності від зчіпних властивостей опорної поверхні.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Розроблена математична модель силового довороту є методичною основою для визначення відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту кар'єрного самоскида відповідно до відомих коефіцієнтів зчеплення, чітке виконання якого забезпечує примусове управління обертанням задніх коліс, що спрямоване на зменшення радіуса повороту машини. Установлені аналітичні залежності також дозволяють прогнозувати показники маневреності, які можуть бути отримані при здійсненні самоскидом маневрів із застосуванням силового довороту.

2. Створена лабораторна модель і підібрана опорна поверхня, які дозволяють моделювати процес виконання маневру колісною машиною при різних відношеннях частот обертання електродвигунів задніх коліс окремо правого і лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення коліс з покриттям.

3. Створено алгоритм примусового управління обертанням задніх коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту, відповідно до якого виготовлено електронний блок, що, разом із додатковою датчиковою апаратурою, встановлений на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В. Розроблений комплекс технічних засобів представляє собою систему примусового

управління поворотом, робота якої дозволяє поліпшити маневреність кар'єрного самоскида, підвищуючи їх продуктивність за рахунок скорочення часу, що втрачається на виконання маневрів, і надаючи можливість зменшення параметрів робочих площадок у вибоях.

4. Матеріали дисертаційного дослідження у вигляді описання способу повороту кар'єрного самоскида та алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс прийняті на підприємствах ПАТ «Центральний ГЗК», ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» та ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП».

5. Окремі результати досліджень і рекомендації використовуються у навчальному процесі при підготовці бакалаврів і спеціалістів за напрямками підготовки «Автомобільний транспорт», «Машинобудування» та спеціальностями «Автомобілі та автомобільне господарство», «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання», у курсах дисциплін «Автомобілі: теорія експлуатаційних властивостей», «Технічна експлуатація автомобілів», «Електрообладнання кар'єрного автотранспорту», «Автоматизовані системи управління на транспорті», «Основи наукових досліджень», «Гірничотехнічні умови експлуатації автомобілів на кар'єрах», «Машини для земляних робіт», що викладаються у ДВНЗ «Криворізький національний університет».

Методи досліджень. У роботі основними методами досліджень є аналіз моделей руху колісних і гусеничних машин для обґрунтування методології теоретичного дослідження маневреності кар'єрного самоскида, математичне моделювання на основі інтегрування методом підстановки для встановлення залежностей, які складають математичну модель силового довороту, комп'ютерне моделювання об'єкта досліджень для отримання розрахункових результатів, фізичне моделювання на основі застосування елементів теорії подібності для перевірки відповідності математичних залежностей, які використовуються для описання силового довороту, реальним процесам, системний підхід для розробки алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида, натурні випробування для перевірки

результатів теоретичних досліджень, статистичний аналіз транспортного циклу для визначення фактичного часу маневрування кар'єрних самоскидів при установці під навантаження.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, розробки та результати досліджень, які виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно. У спільних роботах здобувачу належить: визначення графоаналітичним методом середньої швидкості руху кар'єрного самоскида на маршруті [42], аналіз складності маршруту руху при зміні коефіцієнтів опору кочення кар'єрних доріг [43], визначення витрат потужності силової установки кар'єрного самоскида на виконання маневру із силовим доворотом [44], коефіцієнт корегування мінімальної ширини маневрової площадки [83], залежність моменту опору повороту кар'єрного самоскида від площин плям контакту коліс й коефіцієнта зчеплення [103], залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від коефіцієнта опору кочення і коефіцієнта зчеплення та встановлення коефіцієнтів зчеплення і опору кочення, за яких відбувається зсув передніх коліс та ковзання задніх коліс на повороті [104], залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення, залежності показників маневреності колісної машини від коефіцієнта зчеплення [105], залежність радіуса повороту від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс за існуючими підходами [106], статистичний аналіз часових параметрів роботи кар'єрних самоскидів [107], підбір робочих параметрів екскаваторно-автомобільних комплексів відповідно до параметрів робочих площадок [108], відсотковий розподіл робочих площадок Глеюватського кар'єру за шириною, виходячи із плану гірничих робіт [109], аналіз шляхів підвищення ефективності роботи промислового автотранспорту в умовах глибоких кар'єрів [110], структурна схема системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида та алгоритм роботи електронного блока управління [112, 113], створення лабораторної моделі [111], обробка результатів лабораторних досліджень й промислових випробувань [137].

Апробація роботи. Основні положення і результати дисертаційної роботи були представлені та одержали підтримку на Міжнародних науково-технічних конференціях «Автомобільний транспорт – проблеми і перспективи» (Севастополь, 2012, 2013), «Сталий розвиток гірничо-металургійної промисловості та суспільства», (Кривий Ріг, 2011, 2012, 2013), «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики» (Євпаторія, 2012, 2013), «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей», (Луцьк, 2012), на 3-й Міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій» (Львів, 2012), на Міжнародному форумі-конкурсі «Проблеми надкористування» (Санкт-Петербург, РФ, 2012), на Всеросійській молодіжній науково-практичній конференції «Проблеми надкористування» (Єкатеринбург, РФ, 2011, 2012), на Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та шляхи ефективного відпрацювання алмазозносних родовищ» (Мирний, Республіка Саха, РФ, 2011).

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновку, списку використаних джерел із 172 найменувань на 19 сторінках та 10 додатків. Зміст дисертації викладено на 140 сторінках машинописного тексту, 17 таблицях і 58 рисунках, у тому числі 22 на окремих сторінках.

Публікації. З теми дисертаційної роботи опубліковано 16 наукових робіт, у тому числі 10 статей у фахових виданнях, 3 статті в іноземних виданнях та 3 тези доповідей. Зокрема, роботи [43, 44, 103–107, 111–113, 137] опубліковані у фахових виданнях, затверджених МОН України, роботи [44, 105] у виданнях, включених до наукометричних баз, а саме, робота [105] – до серійного видання Ulrich's Periodicals Directory, робота [44] – до депозитарного зберігання в Національній бібліотеці України ім. В. І. Вернадського, Ulrich's Periodicals Directory, Російського індексу наукового цитування (РІНЦ), реферативного журналу ВІНТИ РАН, роботи [42, 109, 110] – у закордонних виданнях.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ
МАНЕВРНОСТІ КАР'ЄРНИХ САМОСКИДІВ1.1. Гірничотехнічні умови експлуатації самоскидів на кар'єрах
Криворізького регіону

Гірничодобувна промисловість, що об'єднує 26 гірничорудних підприємств, є однією з провідних у структурі економіки України [50]. У свою чергу, значні компактно розташовані родовища коксового вугілля, залізної та марганцевої руди, високоякісних вапняків, вогнестійкої глини, піску створюють сприятливі умови для розвитку виробництва чорної металургії. Загальні запаси залізних руд в Україні складають 27,4 млрд. т (22 % розвіданих запасів країн СНД). Більша частина цих запасів (68,4 %) представлена Криворізьким залізорудним басейном [50, 63], основним способом видобутку яких є відкрита розробка, а основним видом промислового транспорту – автомобільний.

Автомобільний транспорт як складова транспортно-технологічного комплексу кар'єру залишається найбільш універсальним та перспективним видом промислового транспорту завдяки таким перевагам: автономності, що дозволяє використовувати його в початковий період будівництва кар'єру, та на кар'єрах з обмеженими запасами та малими термінами експлуатації; мобільності, що дає змогу машинам працювати у складних умовах залягання пластів; можливість транспортування порід із різними фізико-механічними властивостями; можливість руху дорогами з порівняно великим повздовжнім ухилом, що забезпечує скорочення довжини транспортних комунікацій; спрощення процесу розвантаження [46, 171].

На кар'єрах Криворізького регіону задіяно більше 200 одиниць технологічного автотранспорту переважно виробництва холдингу «БЕЛАЗ-Холдинг» великої вантажопідйомності 120–136 т. Підприємство випускає кар'єрні самоскиди з трансмісією змінного струму, яка побудована на основі

використання модульних електронних блоків перетворення, апаратури регулювання пуску, електронної системи контролю та діагностики роботи систем. Електромеханічна трансмісія на змінному струмі має беззаперечні переваги: покращуються тягово-швидкісні властивості, розширюється діапазон роботи у режимі електродинамічного гальмування, знижується зношування шин за рахунок поліпшеного рушання з місця та захисту від буксування та юзу [75, 67, 81]. Важливою перевагою електромеханічної трансмісії змінного струму також є можливість індивідуального управління мотор-колесами самоскида при використанні відповідного програмного забезпечення мікропроцесорної системи управління приводом.

Ефективність роботи електромеханічної трансмісії та кар'єрного самоскида у цілому залежить від гірничотехнічних умов конкретного кар'єру.

У той же час, зважаючи на великі масштаби ведення гірничих робіт, спостерігається загальна тенденція ускладнення гірничотехнічних умов експлуатації самоскидів на більшості кар'єрів Криворізького басейну, обумовлена, насамперед, інтенсивним заглибленням родовищ до відмітки у 300 м [74]. Так, глибина Першотравневого, Ганівського кар'єрів ПАТ «Північний ГЗК», кар'єру ПАТ «Південний ГЗК», Глеюватського кар'єру ПАТ «Центральний ГЗК», Інгулецького кар'єру становить 380, 260, 385, 382, 360 м відповідно.

Ріст глибини кар'єрів призводить до [91, 138, 171]: збільшення повздовжніх ухилів автомобільних доріг та кількості поворотів; скорочення параметрів робочих площадок у вибоях, на перевантажувальних пунктах та відвалах; зменшення ширини кар'єрних доріг; збільшення інтенсивності руху у кар'єрному просторі, що сприяє зростанню кількості дорожньо-транспортних подій [138].

Підвищені ухили трас пов'язані не тільки із безпосереднім збільшенням об'ємів видобутку та глибини кар'єру, а й із випередженням темпів видобутку над темпами виймання розкриття. Дана тенденція гостро спостерігається для

двох кар'єрів регіону: Ганівського та Глеюватського. Середній коефіцієнт розкриття на Ганівському кар'єрі складає $0,89 \text{ м}^3/\text{т}$ [123].

Характер розподілу ухилів технологічних трас на Ганівському кар'єрі представлено на рис. 1.1, дорожньо-транспортні умови експлуатації кар'єрних самоскидів – у табл. 1.1. Згідно з СНіП 2.05.02-91 [128] для транспортних засобів з колісною формулою 4×2 величина найбільшого повздовжнього ухилу повинна складати 6-8 % для доріг з твердим покриттям та 5-6 % з ґрунтовим покриттям. Оскільки величина середньозваженого ухилу на Ганівському кар'єрі складає 6,82 %, можна зробити висновок про досягнення граничного показника по ухилу автомобільних доріг, що може призвести до збільшення витрат палива у тяговому режимі роботи кар'єрних самоскидів та до зниження швидкості їх руху [90].

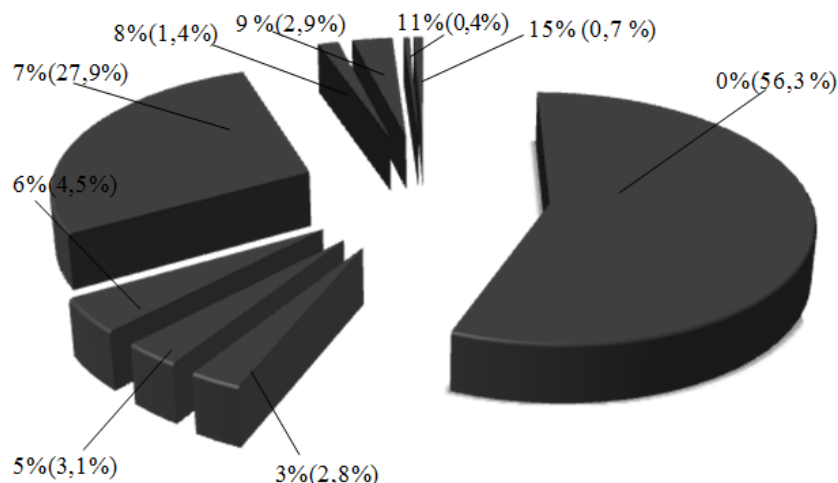


Рис. 1.1. Розподіл ухилів трас Ганівського кар'єру

Оскільки темпи виймання розкриття на Ганівському кар'єрі були нижчими видобутку руди, ширина робочих площадок у вибоях зменшилася з проектних 50–70 м до мінімально допустимого для технологічного автотранспорту показника у 30 м, або дані площадки повністю відпрацьовані. У той же час, календарним планом розвитку гірничих робіт передбачено поступове розширення робочої зони для доведення параметрів робочих площадок до проектних розмірів [123], однак питання невідповідності розмірів робочих

площадок габаритам транспортної техніки, що використовується, залишається відкритим.

Таблиця 1.1

Розміри та основні показники дорожньо-транспортних умов Ганівського кар'єру

№ з/п	Параметр	Значення параметра	
1.	Довжина кар'єру , м	7100	
	По верху		
	По низу	4200	100
	Північ	Південь	
2.	Ширина кар'єру , м	950-1400	
	По верху		
	По низу	30	80
	Північ	Південь	
3.	Глибина кар'єру, м	300	500
	Північ	Південь	
4.	Площа кар'єру по верху, га	745	
5.	Середня відстань транспортування гірничої маси, км	3,7	
6.	Середньозважений ухил, %	6,82	
7.	Максимальний ухил, %	15,0	
8.	Середній коефіцієнт опору кочення автомобільних доріг	0,025-0,15	

Аналогічна ситуація, що є показником обмеженості робочого простору, спостерігається й на Глеюватському кар'єрі. Аналіз кар'єрного поля останнього дав можливість визначити розподіл робочих площадок за шириною (див. рис. 1.2). Установлено, що більшість робочих площадок (58,4 %) мають ширину від 25 до 35 м, що набагато менше нормативних значень для відповідного вибою. Середня зона кар'єру представлена екскаваторними вибоями з площадками шириною 30 м (на глибині від 225 до 312 м), а нижня (від 312 до 382 м) – шириною 24 м.

Аналіз проїзної частини кар'єрних доріг Глеюватського кар'єру показав, що кар'єрні дороги на нижніх горизонтах, як правило, мають ділянки довжиною 200-300 м недостатньої ширини (див. рис. 1.7), загальна протяжність яких по кар'єру складає 8700 м.

Зменшення розмірів площадок для маневрування (див. рис. 1.5), (див. рис. 1.6) кар'єрних самоскидів при їх установці під навантаження призводить до збільшення часу маневрування, що обумовлює збільшення загального часу циклу транспортування та зменшення ефективності їх роботи, збільшення навантажень на раму та механізми підвіски, а також викликає небезпечні ситуації, насамперед, звисання коліс самоскида (див. рис. 1.3), сповзання машини з опорної поверхні (див. рис. 1.4), зіткнення самоскидів при русі заднім ходом та інші події, які представляють небезпеку.

У роботах [56, 171] проаналізовані причини виробничого травматизму на кар'єрному автотранспорті та приведений розподіл нещасних випадків по операціям транспортного циклу, який свідчить про те, що найбільша кількість травм (від 50,1 % [56] до 72,6 % [171]) відбуваються при маневруванні самоскидів у пунктах розвантаження. Травматизм при маневрах самоскидів, що заїжджають на розвантаження, обумовлений зіткненням при русі заднім ходом (20,4 %), перекиданням машин внаслідок обрушення бровки уступу (15,3 %). При виїзді з місця розвантаження нещасні випадки, як правило, відбуваються при зіткненні самоскидів (5,0 %).

Аналогічний характер мають фактори травмування у пунктах навантаження. Небезпечний прояв указаних факторів складає 27,4 % випадків травмування при маневруванні, з яких 7,14 % травм відбувається у результаті наїзду на людей, тобто робота засобів технологічного автотранспорту представляє небезпеку і для інших працівників кар'єру. У пунктах навантаження нагальною проблемою також залишається відсутність видимості з кабіни водія при виконанні маневрів і русі заднім ходом, який вимушені застосовувати водії при обмеженості робочих площадок.

Таким чином, зменшення ширини робочих площадок, викликане інтенсивним заглибленням сучасних кар'єрів, призводить до необхідності вирішення задачі підвищення ефективності кар'єрних самоскидів при виконанні маневрів у вибоях, перевантажувальних пунктах і відвалах, та особливо при під'їзді машин під екскаватор.

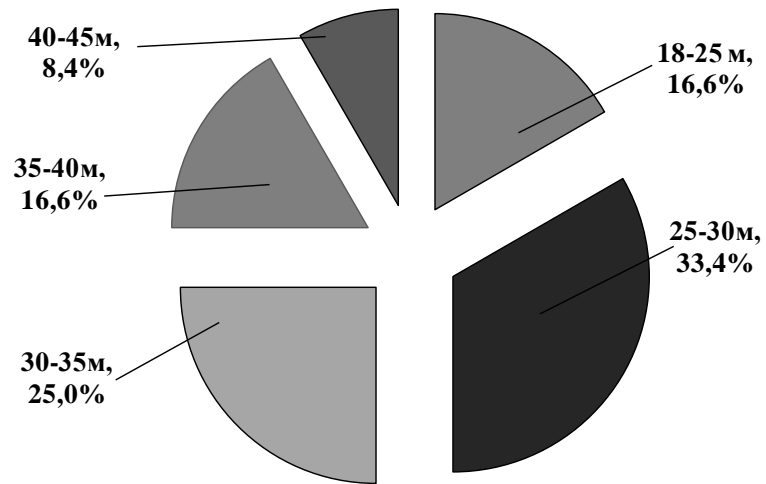


Рис. 1.2. Розподіл робочих площадок Глеюватського кар'єру по ширині



Рис. 1.3. Звисання ведучого колеса кар'єрного самоскида



Рис. 1.4. Нерівна поверхня та обмеженість робочого простору обумовлюють сповзання машини



Рис. 1.5. Мінімальні параметри вибою та зони маневрування на Глеюватському кар'єрі



Рис. 1.6. Обмеженість кар'єрного простору при під'їзді під навантаження



Рис. 1.7. Ширина дороги менше допустимої величини

Підвищення ефективності кар'єрних самоскидів при роботі в обмежених умовах, у свою чергу, потребує вирішення питання поліпшення їх маневреності як експлуатаційної властивості змінювати напрям руху на мінімальній площині розвороту [93, 158].

1.2. Аналіз шляхів підвищення ефективності роботи промислового транспорту в обмежених умовах кар'єрів

Зі збільшенням глибини кар'єрів для управлінського персоналу гірничих підприємств та дослідників актуальними стають такі задачі:

- підвищення продуктивності кар'єру за рахунок підвищення ефективності роботи комплексів гірничого обладнання;
- зменшення часу маневрування кар'єрних самоскидів у пунктах навантаження і розвантаження та простоїв гірничого обладнання;
- зниження кількості випадків виробничого травматизму;
- пошук транспортних схем, які є економічно обґрунтованими для глибоких кар'єрів.

Розподіл задач та існуючі шляхи їх вирішення на сучасному етапі розвитку відкритих гірничих розробок показані на рис. 1.8.

Значний внесок у галузі підвищення ефективності кар'єрного автотранспорту при вирішенні зазначених задач зробили такі вчені як Аністратов Ю. І., Арсент'єв А. І., Васильєв М. В., Ворошилов Г. О., Горшков Е. В., Єгоров О. М., Зирянов І. В., Казарез А. Н., Кулешов О. О., Лель Ю. І., Марієв П. Л., Монастирський Ю. А., Потапов М. Г., Смірнов В. П., Тарасов П. І., Хохряков В. С., Яковлєв В. Л., Chanda E. K., Ercelebi S. G., Gardiner S. [5, 10, 23, 38, 42, 46, 51, 68, 74, 90, 109, 138, 146, 171, 172,].

Традиційним рішенням підвищення ефективності роботи гірничого обладнання на сьогоднішній день виступає розширення робочого простору за рахунок виймання додаткового об'єму розкриття, що закладається у проект кар'єру (Ганівське родовище) [123], реалізація якого обмежена технологією

ведення гірничих розробок. Альтернативним рішенням є створення в нижній частині кар'єру зони інтенсивного заглиблення з підвищеними кутами нахилу бортів та зменшеними розмірами робочих площадок, де працюють комплекси у складі спеціалізованого екскаватора та гусеничного самоскида [155].



Рис. 1.8. Основні шляхи вирішення проблеми обмеженості робочого простору при збільшенні глибини кар'єрів

Існує такий підхід до комбінації кар'єрного автотранспорту, як «автомобіль-автомобіль», коли із нижніх горизонтів гірнична маса транспортується самоскидами малої вантажопідйомності на проміжний горизонт, звідки перевантажується у великовантажні самоскиди для доставки на збагачувальну фабрику та відвали [133]. Як зазначає автор, така схема дозволяє зменшити об'єм розкривних робіт та ширину капітальних з'їздів у

нижній частині кар'єру, оскільки на нижніх горизонтах використовується обладнання з меншими габаритами. Зональний розподіл гірничих транспортних машин передбачає вибір поєднання кар'єрних екскаваторів та самоскидів для забезпечення їх узгодженої роботи на основі економіко-математичної моделі. Існуючі моделі із відповідним програмним забезпеченням для вибору комплексів гірничого обладнання можна розподілити на дві групи [5, 10]: класичні та на основі штучного інтелекту.

До класичних моделей належать: комп'ютерне моделювання за допомогою спеціалізованих програм, що враховують стохастичність транспортного процесу (програми на основі чисельного методу Монте-Карло (TALPAS) [5, 15], регресійні моделі (FPC) [5], візуальне моделювання (Arena) [13]); імітаційне моделювання (GPSS-H) [10]; моделі на основі ітеративних методів (Elbrond, Mashine Repair Model) [15]; лінійне програмування [5]. Моделі із залученням штучного інтелекту (генетичний алгоритм, штучна нейронна мережа, експертна система) останнім часом набули поширення [13].

Окрім питання підвищення продуктивності гірничого обладнання за рахунок вибору оптимального комплексу, існує задача пошуку нових транспортних схем [172], у тому числі, комбінації автомобільного транспорту з конвеєрним (циклічно-поточна технологія), залізничним, скіповим підйомом [101]. Нахильні автомобільні підйомники зі стаціонарною підйомною машиною або автономним приводом, введення залізничних шляхів на нижчі горизонти (Ганівський кар'єр) [123], що знижують навантаження на автотранспорт та перерозподіляють його між іншими видами промислового транспорту, є також варіантами вирішення розглянутої проблеми.

На сучасному етапі розвитку промислового транспорту питання зниження виробничого травматизму може бути вирішено завдяки спробам провідних виробників кар'єрної техніки (БелАЗ, Caterpillar, Komatsu) впровадити систему автоматичного водіння (СAB) [165]. Оскільки САВ не забезпечує автоматичного або напівавтоматичного маневрування самоскида у пунктах

навантаження і розвантаження, необхідність планування та відстеження траєкторії автотранспортних засобів виступає важливим доповненням до автоматизації роботи транспортних машин. Для планування траєкторії руху транспортної машини, зазвичай, використовуються три алгоритми [165, 164]: метод пробних траєкторій, одношарова нейронна мережа та навігація за численням.

Приведені відомості щодо заходів з підвищення ефективності промислового транспорту при його роботі в обмежених умовах глибоких кар'єрів свідчать про наявність певних напрацювань у даній сфері. Однак задача підвищення маневреності великовантажних кар'єрних самоскидів при зменшенні розмірів маневрових та робочих площадок у відкритих літературних джерелах та практиці відкритих гірничих робіт, на жаль, є малодослідженою. Це сприяло вибору теми та її актуальності. Отже, вкрай необхідним є критичний аналіз заходів щодо підвищення маневреності колісних машин.

1.3. Аналіз заходів щодо підвищення маневреності колісних машин

Реалізація криволінійного руху кар'єрних самоскидів з колісною формулою 4×2 здійснюється шляхом повороту передніх керованих коліс. Вважається, що класична компоновка самоскидів, зважаючи на їх призначення та умови використання, у майбутньому не зазнає змін [75]. У свою чергу, заходи щодо підвищення маневреності власне кар'єрних самоскидів практично відсутні. Зважаючи на це, необхідно дати оцінку тим технічним рішенням, що використовуються для більшості колісних машин.

Усі заходи щодо покращення маневреності колісних машин можна розділити на дві великі групи:

– радикальні конструктивно-технічні, пов'язані зі зміною способу управління поворотом, компоновкою машини, конструктивними особливостями трансмісії;

– регульовальні, пов'язані з налаштуванням окремих вузлів та агрегатів.

До конструктивно-технічних заходів належить зменшення колісної бази машини L та збільшення граничних кутів повороту керованих коліс [158].

Установлено, що додатковий поворот зовнішнього керованого колеса на величину кута повороту внутрішнього колеса дозволяє зменшити R_{min} на 9...10%, причому для неповнопривідних машин радіус повороту становить $R_{min}=(1,8...2,4) \cdot L$, для повнопривідних – $R_{min}=(2,7...2,9) \cdot L$, що пов'язано з обмеженими можливостями роботи шарнірів у приводі ведучих керованих коліс [158]. На автомобілях такий метод можливий завдяки регулюванню внутрішніх точок кріплення рульових тяг, що призводить до зменшення кута Аккермана, тобто різниці між граничними кутами повороту керованих коліс.

Ефективним заходом щодо підвищення маневреності для машин із рульовим управлінням з поворотними кулаками та трапецією є використання передніх та задніх керованих коліс, при цьому радіуси повороту в 1,7...1,8 разів менші, ніж на машинах тільки з передніми керованими колесами [158]. Дана схема використовується на автомобілях, наприклад, на новому Porsche 911 GT3, коли на високих швидкостях руху задні керовані колеса повертаються у напрямку повороту передніх, що підвищує стійкість на повороті, а на низьких, у тому числі при паркуванні, – у протилежному напрямку, що покращує маневреність [19]. Даний спосіб має також виконання на тракторах, коли поворот за рахунок керованих коліс поєднується обертанням керованих коліс різних осей або бортів у протилежному напрямку (рис. 1.9) [149].

Широкого розповсюдження автомобілі з передніми та задніми керованими колесами не отримали, оскільки при такому способі повороту на задніх колесах виникають змінні за величиною та напрямом бокові реакції, які обумовлюють наявність дестабілізуючого моменту, що погіршує керованість машини та сприяє її заносу. У зв'язку з цим, з метою нівелювання впливу дестабілізуючого моменту при створенні рульових управлінь залишається питання блокування задніх коліс на середніх та високих швидкостях руху (Porsche 911 GT3), або їх повороту із запізненням.

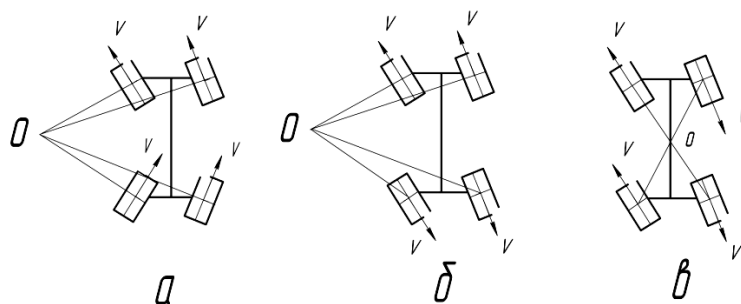


Рис. 1.9. Схеми повороту колісних машин зі всіма керованими колесами: *а* – з обертанням коліс в одному напрямку; *б* – з обертанням коліс різних осей у протилежних напрямках; *в* – з обертанням коліс різних бортів у протилежних напрямках

Для багатовісних машин ефективним є встановлення декількох коліс на укорочених осях [158], що дає можливість здійснювати поворот навколо довільного центра.

Останнім часом на спеціалізованих вантажних автомобілях встановлюють електрогідравлічні пристрої, що дозволяють зробити керованим ведучий або проміжний міст, який повертається на заданий кут навколо певної осі. Механізм повороту моста ETS-A складається з двох повздовжніх гідроциліндрів змінної довжини та електричної схеми, задача якої, – визначення оптимальних кутів повороту для заданої траєкторії. Система ETS-A для мостів встановлена на вантажних автомобілях Mercedes-Benz Actros 4141 (8x4), а також на автомобілях фірм Volvo Trucks, MAN, Glnaf [12, 115]. Для підвищення маневреності тягової техніки також встановлюють керовані мости (APL-2000): ними обладнані трактори виробництва Deutz-Fahr (Німеччина) та Steyr (Австрія) [153].

Використовуючи великі кути складання напіврам шарнірно-зчеплених машин (до 1,57 рад), радіус повороту порівняно із машиною з передніми керованими колесами й жорсткою рамою при тій же базі зменшується у 1,7–1,8 разів [158].

У той же час, регулювання підвіски (налаштування важелів для зміни положення центра крену, параметри переднього стабілізатора поперечної

стійкості, ходової частини машини (тиск у шинах [135], кастер, кути установки коліс), гальмівної системи (регулювання балансу гальм) дозволяють отримати непогані показники маневреності [114].

Однак, із приведеного огляду можна зробити висновок, що найбільш вагомий ефект може бути отриманий тільки при зміні способу повороту. Зважаючи на вищевикладене, необхідним стає аналіз та узагальнення способів поворотом колісних машин для визначення можливості використання їх альтернативних варіантів на промисловому транспорті.

1.4. Аналіз способів повороту транспортно-тягової техніки та їх вплив на показники маневреності

Управління колісною машиною здійснюється завдяки регулюванню положення або напрямку та величин кутових швидкостей колісних опор. У зв'язку з цим, можливі три способи повороту колісних машин: кінематичний, динамічний (силовий) та комбінований.

На колісній техніці найбільш поширеним є кінематичний спосіб повороту, який пов'язаний зі зміною положення коліс, осей або зчеплених ланок. На кар'єрних самоскидах, як і на більшості автомобілів, кінематичний спосіб полягає в управляючому впливі оператора на керовані колеса (див. рис. 1.10). У той же час, відомо, що на автомобілях великої прохідності із пневмокатками, шинами широкого профілю використовуються керовані осі або ланки з неповоротними на них колесами [25].

При повороті за рахунок передніх керованих коліс основним параметром, що регулюється оператором, є кути повороту коліс, тоді як реакція машини на цей параметр, тобто радіус повороту, залежить від характеристик шин, що визначають співвідношення між кутами відведення коліс, кінематичних характеристик підвіски, конструктивних особливостей машини.

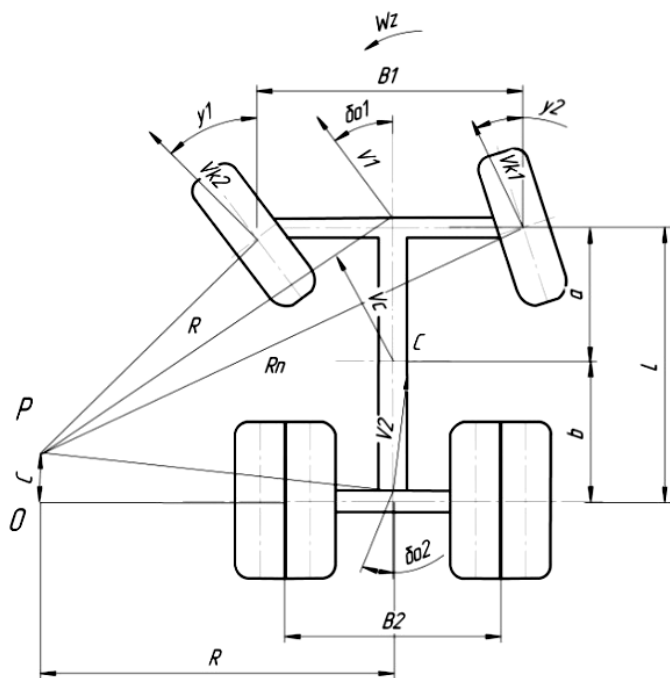


Рис. 1.10. Схема повороту кар'єрного самоскида

Маневреність при такому способі повороту, насамперед, залежить від співвідношення між поворотним моментом та моментом опору повороту, до яких приводяться повздовжні та поперечні реакції опорної поверхні.

Іншим різновидом кінематичного повороту є спосіб повороту шарнірно-зчеплених машин (див. рис. 1.11). У даному випадку поворот здійснюється аналогічно машинам із

керуваними колесами з тією різницею, що одні колеса по відношенню до інших змінюють площину свого обертання одночасно із поворотом однієї частини відносно іншої.

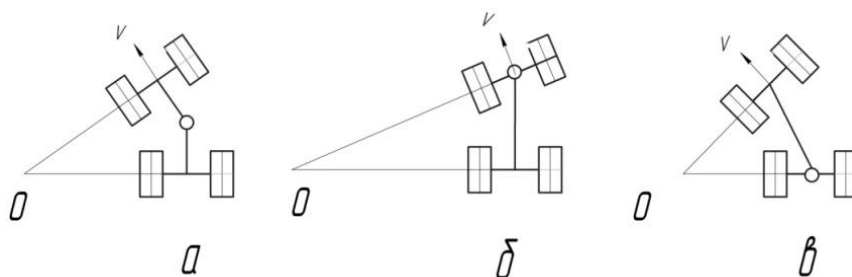


Рис. 1.11. Схеми повороту машин з шарнірно-зчепленою рамою при установці шарніра: *a* – у центрі машини; *b* – у середині передньої осі; *v* – у середині задньої осі

Особливості даного способу повороту пов'язані із розташуванням шарніру, який може бути у центрі машини, на передній та задній осі [41]. При установці шарніра на передній осі бокова реакція на задніх колесах не змінює

напрямок при вході у поворот, що покращує керованість та стійкість машини [149]. Маневреність підвищується при установці шарніра у задній осі або при повороті ланок на місці.

Кінематичний спосіб повороту машин із шарнірно-зчепленою рамою набув поширення серед кар'єрних самоскидів. Так, тривісні шарнірно-зчеплені кар'єрні самоскиди малої (до 25 т) та середньої вантажопідйомності (36-46 т) з колісною формулою 4×4 та 6×6 відповідно випускаються провідними виробниками кар'єрної техніки: Caterpillar (близько 50% ринку), БелАЗ, Hitachi, TEREX, JCB, Volvo, Liebherr, Komatsu, Bell та іншими [34, 26].

Поява динамічного (бортового) повороту викликана необхідністю подальшого підвищення маневреності колісних машин та, у деяких випадках, уніфікації трансмісії із гусеничними машинами. З метою реалізації криволінійного руху механізми повороту забезпечують певне відношення швидкостей (крутних моментів) коліс протилежних бортів (рис. 1.12). При цьому виникають різні за величиною повздовжні реакції коліс внутрішнього R_{x1} , R_{x3} та зовнішнього R_{x2} , R_{x4} до центра повороту бортів, які створюють

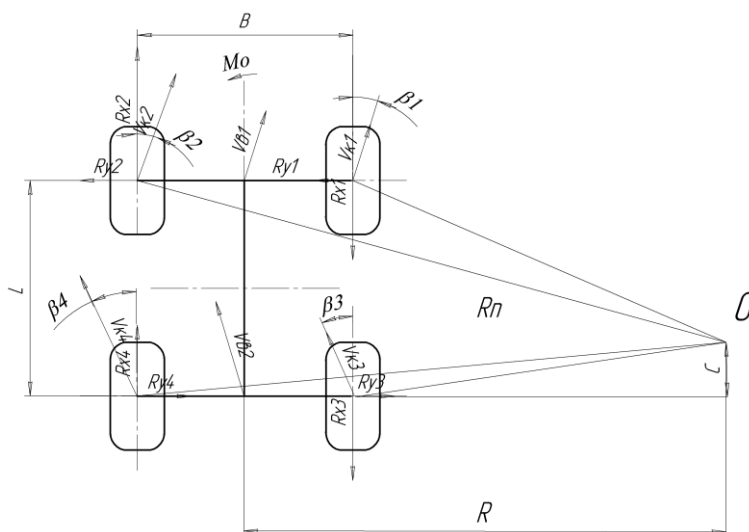


Рис. 1.12. Сили, що діють на колісну машину при динамічному способі повороту: R_{x1} , R_{x2} , R_{x3} , R_{x4} – повздовжні реакції, R_{y1} , R_{y2} , R_{y3} , R_{y4} – бокові реакції

поворотний момент.

Крім того, існують два часткові випадки, у разі маневреність транспортно-тягової покращується настільки суттєво, що аналогічний результат не може бути досягнутий при розглянутих вище схемах: використання яких

1) при швидкості коліс одного борта, що дорівнює нулю, а іншого – відмінного

від нуля, миттєвий центр повороту (МЦП) лежить у площині заблокованих коліс, а радіус повороту дорівнює половині колії машини;

2) якщо швидкості різних бортів рівні за величиною, але протилежні за напрямом, МЦП розташований у середині бази та колії, тобто радіус повороту дорівнює нулю і машина розвертається на місці [139].

Існує ряд недоліків, які накладають значні обмеження на застосування динамічного повороту:

– при повороті машини на місці зростають витрати потужності на подолання моменту опору повороту, що інтенсивно збільшується;

– даному способу повороту притаманні значні кути відведення та ковзання, що, у свою чергу, призводить до інтенсивного зношування шин, оскільки на початку взаємодії колеса з опорною поверхнею виникає повздовжня, а потім бокова деформація шин, а при збільшенні бокової деформації у середині повороту розвивається бокове ковзання коліс;

– значно обмежені можливості зменшення радіусу повороту по зчепленню коліс з опорною поверхнею.

Динамічний поворот залишається основним способом повороту для малогабаритних фронтальних навантажувачів, що працюють в обмежених умовах. Дані машини отримали широке розповсюдження в різних галузях господарства завдяки своїй мобільності та маневреності. Провідними виробниками фронтальних міні-навантажувачів залишаються ВАТ «Амкодор» (Білорусь), ЗАТ «ЧСДМ» (РФ), Bobcat, Caterpillar, Gehl, JCB (США), Locust (Словакія), Hyundai (Республіка Корея), Toyota Equipment (Японія) [34].

Комбінований спосіб повороту, який увібрав у себе переваги розглянутих способів, спрямований на значне підвищення маневреності та керованості колісних машин. У більшості випадків він поєднує поворот за рахунок керованих коліс, або складання ланок рами з динамічним способом, що реалізується спеціальними механізмами (див. рис. 1.13). Комбінований поворот може бути використаний в якості як основного, так і допоміжного способу управління криволінійним рухом [135]. Поворот за схемою «керовані колеса і

динамічний поворот» може бути реалізований за допомогою конструктивних особливостей рульового управління [149].

Розглянута схема наявна у колісних машин з жорсткою рамою. Машини з шарнірно-зчепленою рамою з динамічним поворотом або використовувались раніше (багатоланкові автопоїзди LeTourneau з безступінчастим регулюванням електромотор-коліс [22,158]), або у теперішній час лише ведуться дослідження щодо можливості застосування даного способу повороту: наприклад, на чотиривісних установках для ремонту газових свердловин 703МТП-127Г на базі трактору К-703 [135].

Прикладом поєднання способу повороту за рахунок керованих коліс та за рахунок складання рами є всюдихідне шасі TEREX TA-25 (мультиліфт) з колісною формулою 6×6 та передніми керованими колесами, що працює на будівельних та кар'єрних роботах, де необхідна висока прохідність та маневреність [20].

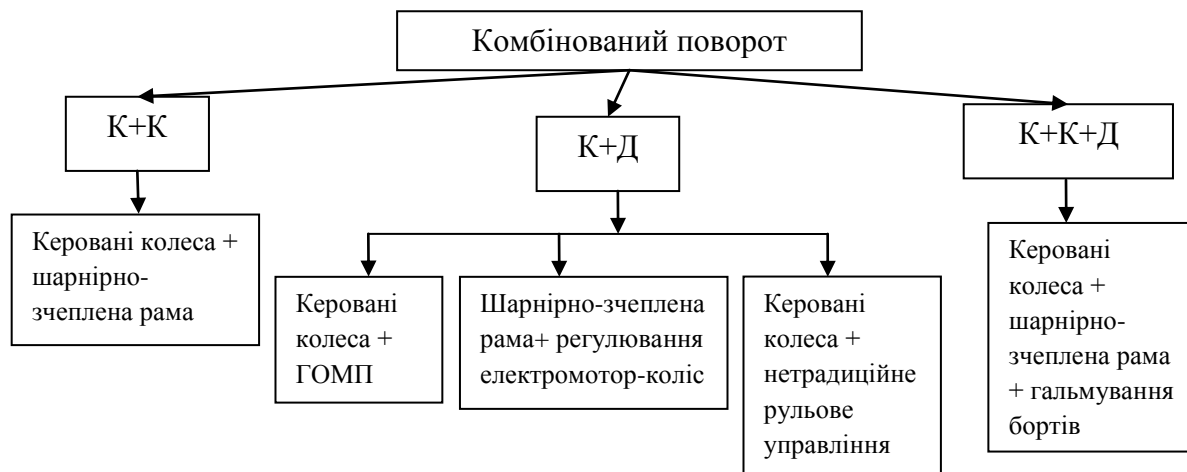


Рис. 1.13. Варіанти комбінованого управління поворотом колісних машин: К+К – поєднання різновидів кінематичного способу; К+Д – використання основного кінематичного способу з допоміжним динамічним; К+К+Д – комплексна система управління поворотом, що складається з двох варіантів кінематичного та додаткового динамічного способу

Комбінований спосіб повороту має також бронетранспортер БТР-90 з колісною формулою 8×8. Особливістю машини є гідрооб'ємний механізм повороту (ГОМП), що дозволяє безступінчасто змінювати співвідношення швидкостей керованих коліс різних бортів у поєднанні з поворотом коліс двох передніх осей. ГОМП вмикається тільки на малих швидкостях руху при маневруванні з метою зменшення мінімального радіусу повороту [161]. Дослідниками встановлено, що незважаючи на конструктивні зміни, які ускладнюють трансмісію бронетранспортера, використання комбінованого повороту є виправданим з точки зору підвищення маневреності.

Для покращення стійкості, керованості, маневреності та запобігання збільшення бокового ковзання провідні виробники легкових автомобілів застосовують системи динамічної стабілізації (ESP, DSC, ESC, ASC, PSM у залежності від фірми-виробника), одна з функцій якої, – перерозподіл крутного моменту між колесами різних бортів, що, по суті, є використанням комбінованого повороту – кінематичного та динамічного [135].

Таким чином, незважаючи на ефективність комбінованого способу управління поворотом, він не набув широкого поширення у зв'язку зі складністю реалізації механізму безступінчастого регулювання кутових швидкостей коліс відповідного борта або осі, на яку накладають обмеження особливості трансмісії та рульового управління тієї чи іншої машини.

Кар'єрний самоскид із електромеханічною трансмісією характеризується нейтральною повороткістю, оскільки при повороті крутні моменти його задніх коліс, створювані тяговими електродвигунами різних бортів, вирівнюються за схемою так званого «електричного» диференціала. Однак саме при наявності електромеханічної трансмісії змінного струму, можна дістати висновок, що примусове управління обертанням тягових електродвигунів надасть можливість перерозподілу крутних моментів між задніми колесами окремо для правого і лівого борту. У такому випадку системою автоматичного управління тяговим електроприводом забезпечується необхідне відношення частот обертання тягових електродвигунів для збільшення різниці сил тяги задніх коліс, що

створює додатковий поворотний момент, який, у свою чергу, призводить до зменшення радіуса повороту машини.

Примусове управління обертанням задніх ведучих коліс для створення додаткового поворотного моменту отримало назву «силовий доворот». До теперішнього часу він не набув широкого розповсюдження на колісній техніці, у першу чергу, за відсутності математичних залежностей, які б дозволили описати процес повороту колісної машини із передніми керованими колесами та з примусовим обертанням задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею.

1.5. Вибір моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею на повороті

Гірничотехнічні умови глибоких кар'єрів обумовлюють такі особливості, що притаманні маневруванню кар'єрних самоскидів:

- радіуси повороту, близькі до мінімальних;
- невеликі швидкості руху (3–5 км / год.);
- постійна швидкість на повороті та відсутність етапів входу та виходу з нього (сталій режим повороту);
- невелика величина коефіцієнта зчеплення пневмоколісного рушія (колеса) з опорною поверхнею та значна величина коефіцієнта опору кочення.

Вибір базової моделі для дослідження повороту кар'єрних самоскидів повинен ґрунтуватися на вищевикладених особливостях.

Основним показником маневреності транспортної машини є радіус повороту, який у моделях повороту з жорсткими шинами залежить від габаритних розмірів колісної машини та кутів повороту керованих коліс, а в моделях з урахуванням пружного уводу колеса – ще й від кутів відведення передніх та задніх коліс [93]. Тому задача визначення радіусу повороту колісної машини з еластичними шинами не може бути коректно вирішена без визначення кутів відведення коліс, а для машин з жорсткими шинами відведенням можна знехтувати.

Класичним поясненням виникнення бокового відведення в теоріях повороту колісних машин є дія бокової сили [156] при великих радіусах повороту та швидкостях руху, альтернативними – присутність моменту опору повороту опорної площадки [148] та виникнення моменту тертя у контакті шини з опорною поверхнею, що призводить до розвороту площини контакту [150]. Можна допустити, що на великих швидкостях повороту відведення пояснюється дією бокової відцентрової сили, а на малих – моментом опору повороту опорної поверхні.

У той же час, процеси, що виникають у контакті пневматичного колеса кар'єрного самоскида з опорною поверхнею, досліджені недостатньо, що не дозволяє однозначно прийняти зазначені припущення.

Не зменшуючи важливості явища відведення коліс машини, слід зазначити, що, насамперед, саме принцип взаємодії колеса з опорною поверхнею обумовлює характер існуючих теорій повороту, тому від способу представлення сил у контакті залежить величина отриманих розрахункових показників повороту. У зв'язку з цим, вибір базової моделі для дослідження повороту повинен бути обґрунтований, виходячи з існуючих моделей контактних сил, які найбільше враховують як особливості маневрування самоскидів, так і особливості опорної поверхні, на якій відбувається даний процес.

Представлення сил, що виникають у контакті пневмоколісного рушія з опорною поверхнею, отримане апроксимацією дослідних залежностей сил від кутів відведення («магічна» формула Пасейки) [18, 17]:

$$Y(x) = D \cdot \sin[C \cdot \arctan\{B \cdot x - E \cdot (Bx - \arctan(Bx))\}] + S_v, \quad x = X + S_h,$$

де $Y(x)$ може бути повздовжньою F_x , поперечною F_y силою, або відновлювальним моментом M_x , а X – повздовжній для F_x або поперечний для F_y та M_x зсув; B, C, D, E – емпіричні коефіцієнти, які залежать від властивостей конкретної шини та є функцією вертикального навантаження і кута розвалу.

Використання вищенаведеної формули потребує знання величин емпіричних коефіцієнтів $a_0 \dots a_{15}$, $b_0 \dots b_{10}$, $c_0 \dots c_{17}$ для знаходження B , C , D , E та відповідно сил у контакті. Як зазначають автори [17], формула Пасейки дає досить точні результати, оскільки вона отримана апроксимацією експериментальної функції бокової сили від кутів відведення коліс, але її застосування потребує визначення великої кількості додаткових емпіричних коефіцієнтів, що на даному етапі не встановлені для умов кар'єру.

Існує безліч моделей повороту [92, 97, 122], в яких силові фактори виводяться з рівнянь руху, оскільки завжди повинна виконуватись умова рівноваги системи. Для визначення ж бокових сил у теорії руху автомобілів додатково використовуються рівняння пружних зв'язків, Н [48]:

$$R_{yi} = \delta_{vi} \cdot K_{\delta i}, \quad (1.1)$$

де R_{yi} , – бокова реакція, що діє на i -ту вісь, Н; δ_{vi} – кут бокового відведення i -тої осі, рад; $K_{\delta i}$ – коефіцієнт опору боковому відведенню шини.

Для колеса кут бокового відведення – це кут між вектором поступової швидкості колеса та його центральною повздовжньою віссю при коченні без бокового ковзання.

З іншого боку, величина бокових сил, що діють на передню та задню вісь у сталому режимі повороту, може бути представлена з роботи, присвяченої комбінованому повороту колісних машин, Н [35, 36]:

$$R_{\delta 1} = m \cdot V_{X1}^2 \cdot \frac{b}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \sec \gamma + R_{k1} \cdot \operatorname{tg} \gamma; \quad R_{\delta 2} = m \cdot V_{X1}^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.2)$$

де $R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – бокові сили, що діють на передню та задню вісь, Н; m – маса самоскида, кг; γ – середній кут повороту керованих коліс, град; a , b – координати центра мас машини, м; L – колісна база, м; V_{X1} – проекція вектора

швидкості центра мас на повздовжню вісь, м/с; R_{kl} – повздовжня сила, що діє на колеса передньої осі, Н.

Таким чином, представлення силових факторів у вигляді кінцевих функціональних залежностей, отриманих з рівнянь руху, є загальним принципом для більшості моделей повороту. Теорії повороту на основі уявлення про бокове відведення достовірно описують поворот на великих радіусах з великими швидкостями, а їх застосування для тягової техніки може призвести до недотримання умов рівноваги.

Характеристики взаємодії колеса з опорною поверхнею, які виражені рівняннями кінематичних (неголономних) зв'язків, в яких силові фактори є функціями узагальнених координат та швидкостей, у повному вигляді вперше відображені в теорії кочення пружного колеса, розробленою академіком Келдишем М. В. [149]. Теорія, в основі якої лежить уявлення про взаємодію колеса або гусениці з опорною поверхнею у вигляді фрикційної пари, розроблена Опейко Ф. А. [119, 120] та сходиться до робіт Шиллера Н. Н. і Жуковського Н. Є. [150]. При цьому контакт рушія з опорною поверхнею є плоскою площадкою, в якій всі елементарні сили представлені сукупними силами тертя та ковзання. Оскільки для плоскої фігури існує центр обертання (миттєвий центр швидкостей), координати якого однозначно визначають реакції, що діють на площадку, то сили тертя та момент тертя можуть бути визначені у функціях від координат цього миттєвого центра швидкостей (МЦШ), Н, Н·м (див. рис. 1.14):

$$T_x = -\iint_{\eta\xi} q \cdot \varphi_x \cdot \frac{y - \eta}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta,$$

$$T_x = \iint_{\eta\xi} q \cdot \varphi_y \cdot \frac{x - \xi}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} d\xi d\eta,$$

$$M = \iint_{\eta \xi} q \cdot \left(\frac{\varphi_x \cdot (y - \eta)^2 + \varphi_y \cdot (x - \xi)^2}{\sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}} \right) d\xi d\eta,$$

де T_x , T_y , – відповідно повздовжня, поперечна сила тертя, Н; M – момент тертя, Н·м; q – нормальний тиск на площадку в точці з координатами ξ та η ; x , y – координати миттєвого центра швидкостей C ; φ_x , φ_y – коефіцієнти зчеплення.

Отже, задача знаходження сил у контакті зводиться до визначення координат МЦШ кожного колеса. Мінімальний радіус повороту машини визначається із координат МЦШ найбільш віддаленого колеса. Подальший розвиток теорія тертя отримала в роботах Казаченко Г.В. [69], Трояновської І.П. [149]. Слід зазначити, що теорія тертя є однією з перших спроб уніфікації підходів до природи контактних сил, що виникають при взаємодії колеса або гусеничного рушія з опорною поверхнею.

Авторами теорії тертя встановлено, що найбільший взаємозв'язок між силою тертя та моментом спостерігається при великому моменті опору, тобто

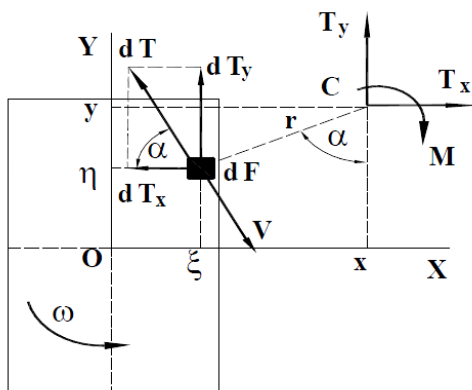


Рис. 1.14. Силова взаємодія, що виникає у контакті колеса з опорною поверхнею

на малих радіусах повороту. Крім того, до переваг даного підходу автори відносять можливість врахування: анізотропії взаємодії шини із опорною поверхнею шляхом введення різних повздовжніх та поперечних коефіцієнтів зчеплення; форми та розміру плями контакту при закладенні різних границь інтегрування; закону розподілу тиску по площадці контакту уведенням довільного закону нормального тиску під знак інтеграла.

У той же час, закон Амонтона-Кулону при представленні сил у контакті в якості рівнянь кінематичних зв'язків (у функціях від МЦШ) описує тертя абсолютно твердих тіл. Оскільки при коченні пневматичної шини відбувається взаємна деформація та нерівномірний розподіл нормального тиску по її

поверхні, авторами наголошується, що обчислення силових факторів за наведеним підходом потребує експериментальних залежностей, що враховують деформацію пари «пневматична шина – покриття». Для шин кар’єрних самоскидів та кар’єрного ґрунту подібні залежності на даний момент не встановлені. Крім того, врахування впливу кутової швидкості ведучих коліс на величину мінімального радіусу повороту за приведеним підходом носить опосередкований характер.

Рождественським Ю. Л. та Машковим К. Ю. (МГТУ) здійснено дослідження реакцій, які виникають при коченні пружного колеса на опорній поверхні, що не деформується, при динамічному способі управління поворотом [131]. Вченими було введено поняття коефіцієнта ковзання S , що є узагальненою характеристикою ступеня проковзування колеса і пов’язує коефіцієнт буксування σ та кут відведення δ . Реакція опорної поверхні, що направлена у протилежну від швидкості ковзання колеса сторону, представлена:

$$R = \mu_s \cdot Q_i,$$

де Q_i – вертикальне навантаження на колесо, Н; μ_s – коефіцієнт тертя часткового ковзання.

Під коефіцієнтом тертя часткового ковзання розуміється коефіцієнт, що відображає залежність величини реакції опорної поверхні, що діє на колесо, від вертикального навантаження.

Залежність коефіцієнта тертя часткового ковзання від проковзування колеса:

$$\mu_{si} = \mu_{s\alpha\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}}\right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S}{S_1}}\right), \quad (1.3)$$

де S – коефіцієнт ковзання; $\mu_{s\alpha\max}$ – максимальний коефіцієнт тертя часткового ковзання; S_0, S_1 – константи, що визначають форму залежності.

Коефіцієнт тертя часткового ковзання – це умовна характеристика ступеня проковзування колеса, яка є відношенням нормального навантаження до тангенціальної реакції збоку опорної площини для веденого або ведучого колеса. Коефіцієнт ковзання визначається як відношення швидкості ковзання V_k до відносної швидкості колеса $V_{\text{відн}}$. У свою чергу, швидкість ковзання є сумою векторів відносної та переносної швидкості:

$$S = \frac{V_k}{V_{\text{відн}}} = \frac{V_k}{\omega_k \cdot r_k},$$

де ω_k – кутова швидкість колеса, рад/с; r_k – кінематичний радіус колеса, м.

Кінематичний радіус повороту представляє собою відстань від центра повороту до центра ваги транспортного засобу.

Отже, модель Рождественського-Машкова дозволяє встановити безпосередній вплив кутової швидкості колеса на ступінь його проковзування, що має важливе значення при дослідженні динамічного повороту тягово-транспортної техніки. Однак, для визначення швидкостей ковзання опорної площини необхідне задавання переносної та відносної швидкості, що не завжди є можливим. Також необхідні додаткові емпіричні коефіцієнти, що визначають коефіцієнти тертя часткового ковзання при виконанні маневру в умовах кар'єрів.

Таким чином, моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею, приведені вище, можуть бути лише частково застосовані для описання сталого повороту кар'єрних самоскидів. Враховуючи особливості маневрування самоскидів при установці під навантаження, підґрунтям для аналітичного дослідження маневреності кар'єрних самоскидів при застосуванні силового довороту виступатиме поєднання моделей повороту колісних машин, у яких силові фактори визначаються виходячи із рівнянь рівноваги, з моделями повороту гусеничної техніки, що рухається із ковзанням рушія [54, 64, 117, 119].

Мета та задачі досліджень

У результаті дослідження заходів щодо підвищення показників кар'єрних самоскидів сформульовано мету та задачі досліджень.

Метою роботи є підвищення продуктивності роботи кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією поліпшенням їх маневреності шляхом застосування силового довороту, заснованого на здійсненні примусового управління обертанням ведучих коліс.

Для реалізації поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розробити математичну модель силового довороту колісної машини, яка дозволяє визначити відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту в залежності від коефіцієнта зчеплення.

2. Провести комплекс лабораторних досліджень для перевірки відповідності математичних залежностей, які використовуються для описання силового довороту, реальним процесам.

3. Здійснити перевірку результатів досліджень на реальній машині у промислових умовах шляхом визначення показників маневреності кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією, оснащеного системою примусового управління поворотом.

РОЗДІЛ 2.

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО ДОВОРТУ КАР'ЄРНОГО САМОСКИДА

2.1. Загальна структура методики аналітичних досліджень

На основі аналізу можливих шляхів підвищення маневреності колісних машин, приведеного у розділі 1, встановлено, що одним із таких способів є використання силового довороту. Силовий доворот не отримав застосування на пневмоколісних транспортних машинах внаслідок відсутності математичної моделі, яка б дозволила описати процес криволінійного руху, що відбувається при одночасному повороті передніх керованих коліс і збільшенні різниці тягових сил (тангенціальних реакцій) задніх ведучих коліс, що призводить до появи додаткового поворотного моменту. У зв'язку з цим, розробка математичної моделі силового довороту є пріоритетним завданням, вирішення якого забезпечить підґрунтя для подальшого створення алгоритму примусового управління обертанням задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту. Алгоритм управління, у свою чергу, дасть можливість застосувати спеціальний електронний блок у складі системи автоматичного управління електроприводом кар'єрного самоскида, робота якого буде спрямована на зменшення радіуса повороту.

Таким чином, об'єктом аналітичних досліджень є маневреність кар'єрного самоскида при застосуванні силового довороту, а предметом дослідження – показники маневреності кар'єрного самоскида при силовому довороті.

Відомо, що одними із класифікаційних ознак математичних моделей криволінійного руху колісної машини є можливість урахування відведення коліс на повороті та аналітичне представлення проковзування задніх коліс. Тому постають питання щодо доцільності урахування відведення коліс кар'єрного самоскида при створенні моделі силового довороту та питання

математичного опису процесів зсуву передніх керованих коліс, проковзування чи ковзання задніх коліс. Для вирішення зазначених питань необхідно провести такі попередні дослідження:

- дослідити процес відведення коліс, а саме, визначити кути відведення коліс передньої та задньої осі кар'єрного самоскида на повороті за відомими підходами;

- дослідити процеси зсуву передніх керованих коліс і проковзування задніх коліс, а саме, визначити аналітичним шляхом коефіцієнти зчеплення коліс кар'єрного самоскида з опорними поверхнями, характерними для кар'єрів, за яких відбувається зсув передніх коліс та проковзування задніх коліс;

- дослідити вплив збільшення мінімальних радіусів повороту кар'єрних самоскидів, що відбувається внаслідок зсуву передніх керованих коліс та проковзування задніх коліс, на параметри маневрових площадок, що проектуються, а саме, установити коефіцієнт корегування ширини маневрової площадки у відповідності до зміни мінімального радіуса повороту машини;

- дослідити процес ковзання задніх коліс, а саме, визначити залежність мінімального радіуса повороту від коефіцієнтів буксування (ковзання) задніх коліс та дослідити вплив відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту на граничний коефіцієнт буксування.

У математичній моделі силового довороту використовуються такі вхідні параметри:

- конструктивні (робочі) параметри кар'єрного самоскида (колісна база, колія передніх та задніх коліс, розміри плям контакту коліс з опорною поверхнею, радіус колеса);

- швидкість руху при виконанні маневру;

- кути повороту передніх керованих коліс (мають максимально можливе значення, обумовлене конструктивними особливостями машини);

– зовнішні сили, що діють на кар’єрний самоскид на повороті (вага кар’єрного самоскида із порожньою платформою та її розподіл по осям);

– властивості покриття опорних поверхонь (коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт проковзування, коефіцієнт буксування).

Створення математичної моделі силового довороту включає три етапи дослідження:

– кінематику силового довороту (визначення залежностей показників маневреності від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту);

– динаміку силового довороту (аналіз сил, що виникають у контакті колеса з опорною поверхнею; визначення моменту опору повороту, який виникає при силовому довороті);

– установлення відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту у відповідності до коефіцієнта зчеплення, виконання якого забезпечує появу додаткового поворотного моменту, та визначення показників маневреності кар’єрного самоскида, які можуть бути отримані при виконанні даного відношення.

2.2. Дослідження бокового відведення, зсуву та проковзування коліс кар’єрного самоскида при кінематичному повороті

Глибокі кар’єри Криворізького регіону характеризуються наявністю неукріпленого ґрунтового покриття з глибокими коліями на багатьох основних ділянках трас та особливо пухкого у пунктах навантаження-розвантаження гірничої маси. При цьому саме у пунктах навантаження та розвантаження, враховуючи обмеженість їх робочого простору, від кар’єрних самоскидів вимагають максимальних показників маневреності.

У нормах технологічного проектування [116] при визначенні розмірів маневрових площадок мінімальний радіус повороту кар’єрних самоскидів приймається з їх технічної характеристики, у якій зазначається його величина,

що отримана в умовах полігонних випробувань на рівному асфальтобетонному покритті при коефіцієнтах зчеплення, що наближаються до 0,80–0,90, й при коефіцієнтах опору кочення, що становлять лише 0,015–0,018 [171]. Зчіпні властивості опорних поверхонь в умовах конкретних кар'єрів набагато гірші: типовий коефіцієнт зчеплення їх кар'єрних доріг й маневрових площадок становить 0,65, а коефіцієнт опору кочення – 0,025 [171]. За малих величин коефіцієнтів зчеплення та за великих – коефіцієнтів опору кочення на опорних поверхнях маневрових площадок можливе виникнення зсуву передніх керованих коліс і проковзування задніх коліс кар'єрних самоскидів, що неодмінно призводить до збільшення радіуса повороту. Останнє ускладнює маневрування самоскидів у пунктах навантаження-розвантаження. Таким чином, при проектуванні маневрових площадок необхідно враховувати характеристики покриття маневрових площадок конкретного кар'єру та їх вплив на мінімальний радіус повороту кар'єрних самоскидів.

Відомо [84], що при зменшенні коефіцієнта зчеплення до певної величини бокові та повздовжні реакції з боку опорної поверхні наближаються за величиною до сил зчеплення.

Гранична за умовою ковзання передніх коліс бокова реакція представлена виразом, Н:

$$R_{yв1} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_{zв1}^2 - R_{xв1}^2}, \quad (2.1)$$

де $R_{yв1}$, $R_{zв1}$, $R_{xв1}$ – бокова, вертикальна та повздовжня реакції, що діють на передню вісь відповідно, φ – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею.

Умова повороту виконується при коефіцієнті використання зчіпної сили відповідної осі, який представляє собою відношення сумарної реакції у контакті до сили зчеплення колеса з опорної поверхнею [143]:

$$k_{\phi i} = \frac{\sqrt{R_{yB}^2 + R_{xB}^2}}{\varphi \cdot R_{zB}} \leq 1. \quad (2.2)$$

Граничний коефіцієнт зчеплення, при якому відбувається зсув передніх керованих коліс та проковзування задніх ведучих, можна знайти з виразу:

$$\varphi_{\text{пр}} = \frac{\sqrt{R_{yB}^2 + R_{xB}^2}}{R_{zB}}. \quad (2.3)$$

Отже, встановлення величини граничного коефіцієнта зчеплення потребує визначення сил, що діють на колеса самоскида з боку опорної поверхні. Контактні сили можуть бути отримані із диференціальних рівнянь руху транспортного засобу за рівномірного розподілу вертикальних реакцій між колесами передньої та задньої осі, при кутах повороту керованих коліс, близьких до максимальних та при мінімальних швидкостях руху на повороті.

$$\left. \begin{aligned} R_{z1i} &= \frac{G_a \cdot b}{2 \cdot L} \pm \frac{C_{p1} \cdot V_a^2}{g \cdot R_k \cdot 4,6 \cdot B_1} \\ R_{z2i} &= \frac{G_a \cdot a}{2 \cdot L} \pm \frac{C_{p2} \cdot V_a^2}{g \cdot R_k \cdot 4,6 \cdot B_2} \\ C_{vi} &= \frac{\sum_{i=1}^2 G_{\text{ши}} \cdot 22 \cdot n \cdot l_o^{\alpha_n} \cdot G_{\text{ши}} \cdot \alpha_n \cdot U}{\sum_{i=1}^2 G_{\text{ши}} \cdot 22 \cdot (l_o + X_i)^{\alpha_n+1} + G_{\text{ши}} \cdot n \cdot U \cdot l_o^{\alpha_n} \cdot r_k^2} \end{aligned} \right\}, \quad (2.4)$$

де R_{z1i} , R_{z2i} – вертикальні реакції i -го колеса передньої та задньої осі відповідно, Н; R_k – кінематичний радіус повороту, м; G_a – вага кар'єрного самоскида, кг; a , b – координати центра мас машини, м; L – колісна база, м; C_{p1} , C_{p2} – кутова жорсткість передньої та задньої підвісок, Н·м/рад; C_{vi} – вертикальна жорсткість передньої та задньої підвісок, Н/м; $G_{\text{ши}}$ – навантаження на шини передніх та задніх коліс, Н; n – кількість коліс; l_o – приведена висота

стовпа азоту в циліндрах підвіски, м; α_n – показник політропи азоту; U – хід штоку циліндрів підвіски, м; r_k – кінематичний радіус колеса, м.

Попередні розрахунки дозволяють визначити перерозподіл вертикальних реакцій у залежності від жорсткості пневмогідролічної підвіски (2.4). Вони показали, що різниця між вертикальними реакціями коліс правого та лівого борту машини за даних умов складає не більше 3 %.

Рух самоскида для приведеної схеми повороту (рис. 2.1) можливо описати системою рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} + R_{x4} - R_{x1} \cdot \cos \gamma_1 - R_{x2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{y1} \cdot \sin \gamma &= m \cdot \frac{dV_{cx}}{dt} \\ F_{y2} - R_{x1} \cdot \sin \gamma_1 - R_{x2} \cdot \sin \gamma_2 + F_{\text{вц}} + F_{y1} \cdot \cos \gamma &= m \cdot \frac{dV_{cy}}{dt} \\ (R_{x1} - R_{x2}) \cdot \frac{B_1}{2} - (R_{x4} - R_{x3}) \cdot \frac{B_2}{2} + b \cdot F_{\text{вц}} - L \cdot F_{y1} &= I \cdot \frac{d\omega}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (2.5)$$

де $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ – повздовжні реакції, що діють з боку опорної поверхні на колеса самоскида, Н; $F_{\text{вц}}$ – відцентрова сила, яка виникає на повороті, Н; γ_2, γ – кути повороту внутрішнього і зовнішнього до центра повороту колеса, град; V_{cx}, V_{cy} – проекції вектора швидкості центра мас машини на координатні осі, м/с; ω – кутова швидкість повороту, рад/с; I – момент інерції маси машини відносно вертикальної осі, кг·м².

При сталому повороті ($V_c = \text{const}, d\omega/dt = 0$) рівняння руху (2.5) перетворюються у рівняння рівноваги:

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} + R_{x4} - R_{x1} \cdot \cos \gamma_1 - R_{x2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{y1} \cdot \sin \gamma &= 0 \\ F_{y2} - R_{x1} \cdot \sin \gamma_1 - R_{x2} \cdot \sin \gamma_2 + F_{\text{вц}} + F_{y1} \cdot \cos \gamma &= 0 \\ (R_{x1} - R_{x2}) \cdot \frac{B_1}{2} - (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} + b \cdot F_{\text{вц}} - L \cdot F_{y1} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.6)$$

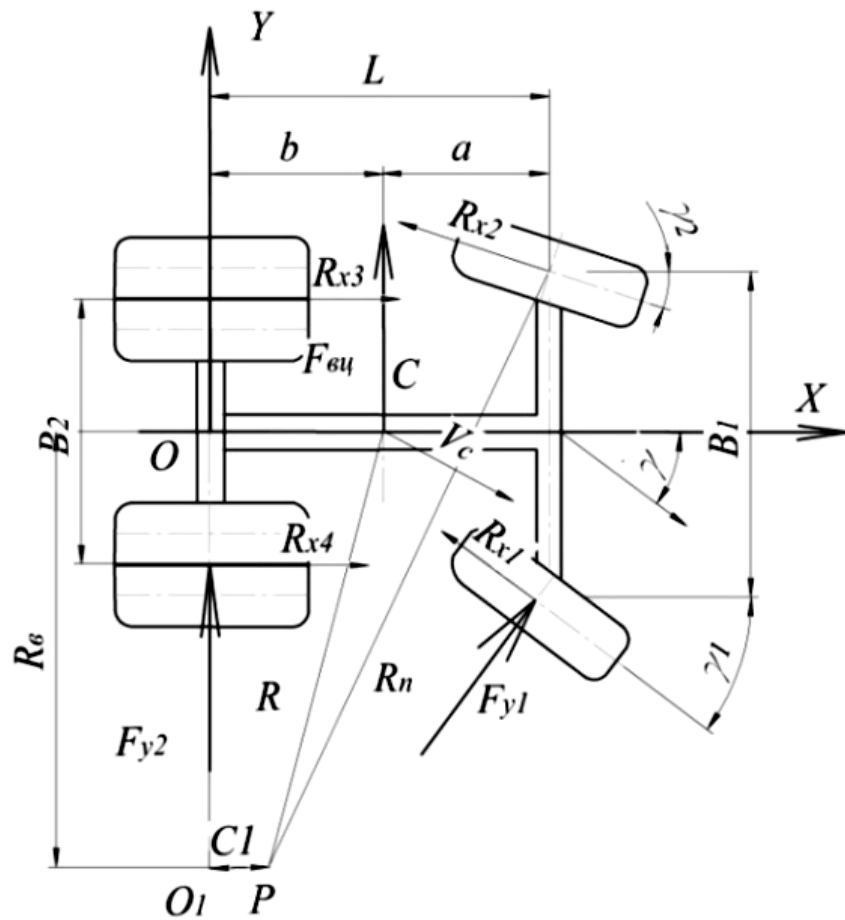


Рис. 2.1. Схема сил, які діють на колісну машину при повороті

Ураховуючи рівняння рівноваги (2.6) та те, що бокова сила складається з поперечної складової відцентрової сили та перерозподілу повздовжніх реакцій між колесами, сумарні бокові сили можуть бути визначені із виразу, Н [156]:

$$\left. \begin{aligned} F_{y1} &= m \cdot \frac{V_a^2 \cdot b}{L \cdot R_k} + (R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2 \cdot L} + (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2 \cdot L} \\ F_{y2} &= m \cdot \frac{V_a^2 \cdot a}{L \cdot R_k} - \left[(R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{B_1}{2 \cdot L} + (R_{x4} - R_{x3}) \cdot \frac{B_2}{2 \cdot L} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (2.7)$$

де γ – середній кут повороту керованих коліс, град; $R_{x1}, R_{x2}, R_{x3}, R_{x4}$ – повздовжні реакції, які діють з боку опорної поверхні на колеса самоскида, Н; B_1, B_2 – колія передніх та задніх коліс відповідно, м; V_a – швидкість центра мас самоскида, м/с.

Крім того, бокові реакції, які діють на передню та задню осі при сталому повороті, можуть бути визначені з виразу (див.1.2). Незважаючи на мінімальні швидкості маневрування та жорсткість шин кар'єрних самоскидів у боковому напрямку, також можливе виникнення відведення коліс при максимальних кутах повороту передніх керованих коліс, що призведе до збільшення радіуса повороту.

Існують такі пояснення щодо описання відведення [148]:

– дія бокової сили (силове відведення), яка може бути обумовлена відцентровою силою при криволінійному русі, силою інерції за рахунок прискореного повороту, наявністю поперечного нахилу опорної поверхні;

– нахил площини обертання колеса в залежності від кінематики підвіски (кінематичне відведення);

– дія стабілізуючого моменту в опорній площині при кутовій деформації шини (кутове відведення).

Силове відведення, яке виникає внаслідок дії бокової сили, характерно для повороту транспортних машин на великих швидкостях, коли бокова складова відцентрової сили досягає значної величини, що вкрай рідко спостерігається для тягово-транспортної техніки, у тому числі для кар'єрних самоскидів. Лінійна залежність бокової сили від кута відведення зберігається тільки при невеликих кутах відведення (так звана «зона чистого відведення») [93]. У такому випадку кути бокового відведення визначаються виходячи із рівняння пружних зв'язків (див. залежність 1.1), рад:

$$\delta_{\text{в1}} = \frac{F_{y1}}{\sum_{i=1}^2 K_{\delta i}}; \quad \delta_{\text{в2}} = \frac{F_{y2}}{\sum_{i=3}^4 K_{\delta i}}, \quad (2.8)$$

де $\delta_{\text{в1}}$, $\delta_{\text{в2}}$ – кути бокового відведення передньої та задньої осі, рад; $K_{\delta i}$ – відкоригований коефіцієнт опору боковому відведенню шини (Н/рад) за відомою з теорії руху колісних машин методикою [93].

При кутах відведення більше 3° функція бокової сили від кутів відведення нелінійна. До теперішнього часу відсутні універсальні залежності, що дозволяють визначити кут відведення на ділянці нелінійної залежності даної функції. При великих кутах відведення коефіцієнт опору боковому відведенню не є постійною величиною і залежить від цілого ряду умов (властивостей шини і опорної поверхні, навантаження на колесо, тиску повітря у шині, ступеня зносу протектора, температури шини, прикладених до колеса крутного і гальмівного моментів) [143]. У зв'язку з цим, стає необхідним визначення коефіцієнтів, які б дозволили урахувати вказані фактори.

Коефіцієнти корегування, що представлені у роботі [139], дозволяють урахувати найбільш значимі силові фактори, а саме, повздовжню реакцію q_{xi} , нормальну реакцію q_{zi} й коефіцієнт зчеплення опорної поверхні $q_{\phi i}$.

Існуючої дослідної та теоретичної інформації, яка б дозволяла чітко визначитись із виразом для коефіцієнта опору боковому відведенню шин великовантажних кар'єрних самоскидів, недостатньо. Найбільш універсальною залежністю для визначення його номінального значення, є приведена у роботах [139, 156]:

$$K_{\delta H} = 780 \cdot (d + 2 \cdot b_{\text{ш}}) \cdot b_{\text{ш}} \cdot (p_{\text{ш}} + 98), \quad (2.9)$$

де d – посадковий діаметр шини, м; $b_{\text{ш}}$ – ширина профілю шини, м; $p_{\text{ш}}$ – внутрішній тиск шини, кПа.

Ґрунтуючись на відомих експериментальних дослідженнях, які представлені у роботах [139], коефіцієнт опору боковому відведенню також можна визначити із виразу:

$$K_{\delta B} = 10^6 \cdot \frac{N_{\text{ш}}}{N_{\text{ш}} + 10} \cdot D_{\text{к}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot \sqrt{\frac{b_{\text{ш}}}{H_{\text{ш}}}} + \frac{6,2}{d^3 \cdot (N_{\text{с}} + 8)} \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot H_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}}{(D_{\text{к}}^2 - d^2) \cdot d}, \quad (2.10)$$

де $N_{ш}$ – кількість шарів корду в шині; D_k – зовнішній діаметр колеса, м; $H_{ш}$ – висота профілю шини.

Другим поясненням виникнення відведення є дія стабілізуючого моменту. У загальному випадку стабілізуючий момент шини виникає через зміщення рівнодіючих бокових й повздовжніх реакцій опорної поверхні відносно вертикальної осі, що проходить через центр колеса, та є функцією кута відведення. У відомій теорії руху автомобіля, як правило, не розрізняють стабілізуючі моменти, викликані окремо боковими й повздовжніми силами [143]. При цьому визначальний вплив на величину кута відведення має бокова сила.

У зв'язку з цим, можна прийняти, що стабілізуючий момент (див. рис. 2.2), що прагне повернути колесо у напрямок прямолінійного руху, виникає внаслідок зміщення бокової сили та рівній їй реакції вздовж опорної площини на величину плеча e [89]:

$$M_c = R_y \cdot e = \frac{R_y \cdot l_k}{6},$$

де l_k – довжина сліду колеса, м.

На ділянці пружного скручування тіла шини стабілізуючий момент пропорційний куту повороту колеса, що доведено у роботі [143], Н·м:

$$M_c = c_{\omega} \cdot \gamma_i,$$

де M_c – стабілізуючий момент, Н·м; c_{ω} – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, Н·м/град.; γ_i – кут повороту колеса, град.

Величина кутової жорсткості шини знаходиться з емпіричної залежності, Н м/град [143]:

$$c_{\omega_i} = \chi \cdot 10^{-3} \cdot R_{zi},$$

де χ – коефіцієнт, що залежить від площі плями контакту та типу встановлених шин (приймається рівним від 9 до 11) [143].

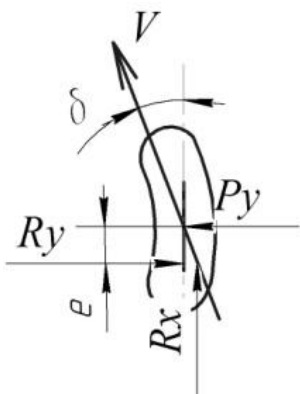


Рис. 2.2. Зміщення бокової сили вздовж плями контакту колеса

Із збільшенням кута відведення стабілізуючий момент шини спочатку збільшується і досягає максимуму, а при подальшому збільшенні кута відведення зменшується. При великих кутах відведення момент може приймати від'ємне значення [143].

Бокова сила, що діє на кожне колесо передньої осі за відсутності бокового проковзування з урахуванням наявності стабілізуючого моменту, може бути визначена із виразу, Н:

$$R_{y1} = \frac{\chi \cdot 10^{-3} \cdot R_{zi} \cdot 6 \cdot \gamma_i}{l_k} \quad (2.11)$$

Виходячи із рівняння пружних зв'язків (див. 2.8), за відомих значень бокових сил, визначаються кути відведення коліс передньої і задньої осі. У свою чергу, кути відведення дозволяють визначити радіус повороту колісної машини на основі приведенного нижче виразу, що набув поширення у теорії руху автомобільного транспорту [92], м:

$$R_n = \frac{\frac{L}{\operatorname{tg}(\gamma - \delta_{a1}) + \operatorname{tg}(\delta_{a2})} + \frac{B_1}{2}}{\cos(\gamma - \delta_{a2})} \quad (2.12)$$

Узагальнюючи, варіанти математичних виразів для бокових сил, які діють у зоні чистого відведення, коефіцієнтів опору боковому уводу, кутів відведення, радіуса повороту (1.2), (2.8) – (2.12) представлені у таблиці 2.1. Розрахунок за приведеними варіантами спрямований на визначення доцільності

урахування бокового відведення (кутів відведення) при кінематичному способі повороту кар'єрного самоскида.

Величина максимальних по зчепленню бокових реакцій та відповідних граничних показників зчеплення коліс кар'єрних самоскидів із опорною поверхнею, що призводять до зсуву передніх коліс та проковзування задніх коліс, визначається із використанням формул (2.1) – (2.3).

Таблиця 2.1

**Варіанти визначення мінімального радіуса повороту
кар'єрного самоскида при кінематичному способі управління поворотом**

№ варіанта	Бокові сили, номер формули	Коефіцієнт опору боковому відведенню колеса, номер формули	Кути відведення осей, номер формули	Радіус повороту, номер формули
1	2.7	2.9	2.8	2.12
2	2.7	2.10		
3	1.2	2.9		
4	1.2	2.10		
5	2.11	2.9		
6	2.11	2.10		

Чисельна реалізація приведених залежностей (1.2), (2.8) – (2.12) проведена у середовищі пакета прикладної та символної математики MathCAD версії 15 для дослідного об'єкта – кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 вантажопідйомністю 136 т за таких початкових умов:

– машина виконує маневр із порожньою платформою зі швидкістю 3–5 км/год у пунктах навантаження та при повністю завантаженій платформі при русі на розвантажувальних пунктах [74, 75];

– коефіцієнт опору кочення у пунктах навантаження-розвантаження може змінюватися від 0,025 (тверде ґрунтове покриття, без змінання шин) до 0,200 (пухке ґрунтове покриття, зі змінанням шин до 300 мм) [71].

Розрахунковим шляхом встановлено (див. табл. 2.2, табл. 2.3), що за відсутності складової нормального прискорення кути відведення, які виникають на повороті кар'єрного самоскида із порожньою платформою при коефіцієнті опору кочення $f=0,025$, не перевищують 0,0091 рад. (0,5 °) для коліс

передньої осі, та $0,0042$ рад ($0,23^\circ$) для коліс задньої осі, а при коефіцієнті опору кочення $f=0,250$ становлять до $0,036$ рад ($2,00^\circ$) для коліс передньої осі, та до $0,0035$ рад ($0,19^\circ$) для коліс задньої осі. Таким чином, кути відведення коліс кар'єрного самоскида наближаються до нуля при маневруванні у пунктах навантаження-розвантаження. У зв'язку з цим, можна стверджувати, що при визначенні показників маневреності кар'єрного самоскида ними можна знехтувати.

Емпіричні залежності коефіцієнтів опору боковому відведенню (2.9), (2.10) дають результати, що значно відрізняються один від одного, однак при кутах відведення, близьких до нуля, різниця між отриманими показниками не впливає на мінімальний радіус повороту.

Розрахунки бокових сил за виразом (1.2), отриманим із рівнянь руху колісної машини із заднім приводом [35, 36], показали, що при збільшенні коефіцієнта опору кочення з $0,025$ до $0,200$ мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида із порожньою платформою збільшується з $13,04$ до $13,76$ м, а повністю завантаженого більш суттєво – з $13,11$ до $14,18$ м (див. рис. 2.4). Даний факт пояснюється тим, що при повністю завантаженій платформі кар'єрного самоскида перерозподіл його загальної ваги по осям відбувається на користь задньої осі (67% на 33%), що призводить до розвантаження передніх коліс та зриву останніх у зсув при недостатньому зчепленні. Збільшення мінімального радіуса повороту при збільшенні коефіцієнта опору кочення також свідчить про перехід коліс кар'єрного самоскида із зони чистого відведення до зони відведення із проковзуванням.

За наявності граничного коефіцієнта зчеплення для коліс відповідної осі (див. рис. 2.5), який визначається за формулою (2.3), при максимальному куті повороту керованих коліс відбувається зсув передніх коліс, що призводить до втрати керованості й маневреності, та ковзання задніх коліс, що викликає втрату стійкості.

Таблиця 2.2

Мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида із порожньою платформою за різними варіантами розрахунків

№ з/п	Кут відведення коліс передньої осі, рад (град)		Кут відведення коліс задньої осі, рад (град)		Мінімальний радіус повороту, м	
	$f=0,025$	$f=0,200$	$f=0,025$	$f=0,200$	$f=0,025$	$f=0,200$
1.	0,0020 (0,11)	0,0022 (0,12)	0,0017 (0,09)	0,0013 (0,07)	13,01	13,03
2.	0,0011 (0,08)	0,0012 (0,06)	0,0009 (0,05)	0,0008 (0,04)	13,01	13,01
3.	0,0062 (0,34)	0,0360 (2,00)	0,0042 (0,23)	0,0033 (0,18)	13,04	13,76
4.	0,0035 (0,19)	0,0200 (1,12)	0,0024 (0,13)	0,0019 (0,10)	13,04	13,76
5.	0,0054 (0,30)	0,0058 (0,30)	0 (0)	0 (0)	13,13	13,14
6.	0,0095 (0,50)	0,0100 (0,56)	0 (0)	0 (0)	13,22	13,24
Серед. знач.	0,0046 (0,25)	0,0125 (0,72)	0,0015 (0,08)	0,0012 (0,06)	13,07	13,32

Таблиця 2.3

Мінімальний радіус повороту повністю завантаженого самоскида за різними варіантами розрахунків

№ з/п	Кут відведення коліс передньої осі, рад (град)		Кут відведення коліс задньої осі, рад (град)		Мінімальний радіус повороту, м	
	$f=0,025$	$f=0,200$	$f=0,025$	$f=0,200$	$f=0,025$	$f=0,200$
1.	0,0029 (0,16)	0,0032 (0,17)	0,0033 (0,18)	0,0017 (0,09)	12,99	13,00
2.	0,0016 (0,08)	0,0018 (0,10)	0,0018 (0,10)	0,0017 (0,09)	13,00	13,00
3.	0,0091 (0,5)	0,0530 (2,90)	0,0038 (0,21)	0,0035 (0,19)	13,11	14,18
4.	0,0056 (0,28)	0,0300 (1,68)	0,0021 (0,13)	0,0020 (0,11)	13,11	14,18
5.	0,0079 (0,44)	0,0085 (0,47)	0 (0)	0 (0)	13,19	13,20
6.	0,0014 (0,07)	0,0015 (0,08)	0 (0)	0 (0)	13,33	13,35
Серед. знач.	0,0047 (0,27)	0,0163 (0,94)	0,0018 (0,10)	0,0015 (0,08)	13,12	13,48

Установлено, що при збільшенні коефіцієнта опору кочення граничний коефіцієнт зчеплення коліс передньої осі лінійно збільшується, а задньої – зменшується. Зсув передніх коліс може відбуватись за коефіцієнтами зчеплення 0,15–0,24, незалежно від ступеня завантаження машини (як у вибоях, так і на місцях розвантаження).

Отримані залежності та показники важливо враховувати при визначенні розмірів площадок для маневрування в умовах конкретного кар'єру.

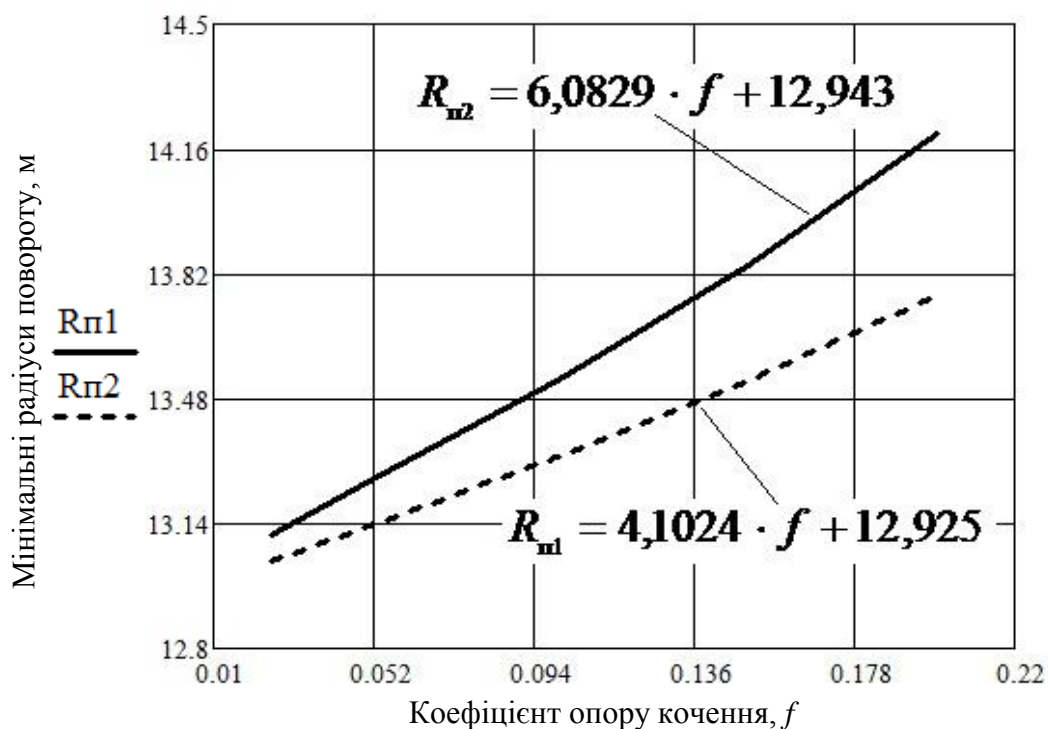


Рис. 2.4. Залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від коефіцієнта опору кочення: $R_{п1}$ – для машини із порожньою платформою; $R_{п2}$ – для повністю завантаженої машини

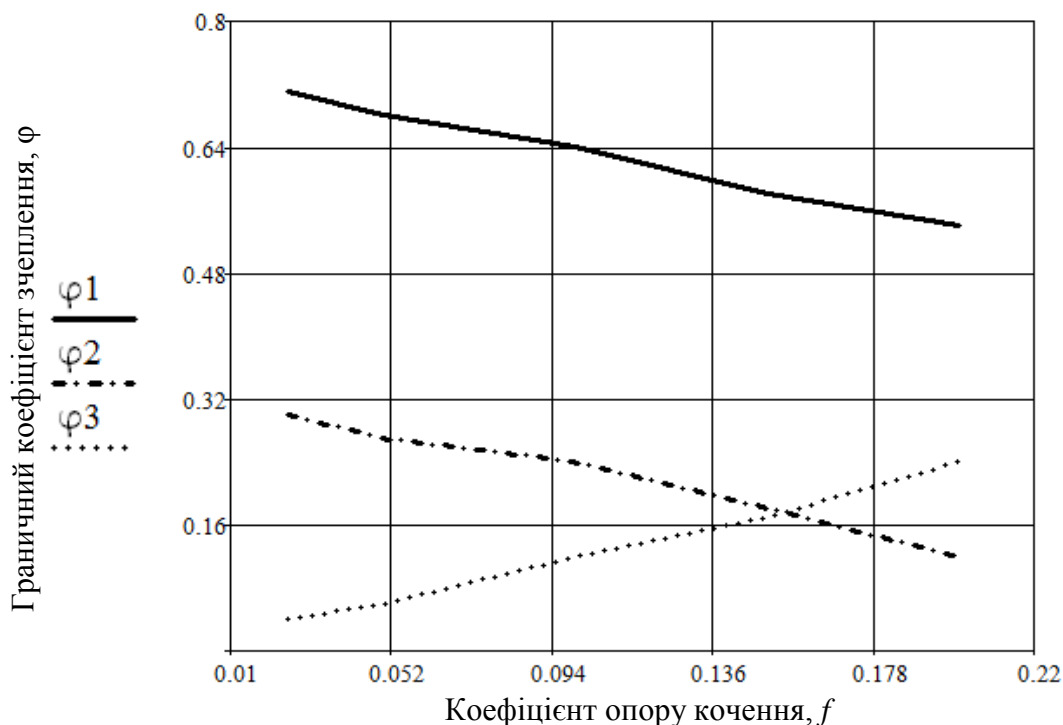


Рис. 2.5. Залежність граничного коефіцієнта зчеплення від коефіцієнта опору кочення: φ_1 – для задньої осі і незавантаженої платформи; φ_2 – для задньої осі і завантаженої платформи; φ_3 – для передньої осі

Зсув передніх коліс пропонується визначати за допомогою відповідного коефіцієнта, що представляє собою відношення мінімального радіуса повороту в залежності від коефіцієнта опору кочення до мінімального радіуса повороту, приведенного у технічній характеристиці кар'єрного самоскида:

$$k_{\text{зпк}} = \frac{R_{\text{min}\phi}}{R_{\text{min}}}.$$

Оскільки залежність мінімального радіуса повороту від коефіцієнта опору кочення, враховуючи вирази (1.2), (2.9), (2.10) може бути представлена у вигляді:

$$R = \frac{L}{\text{tg}\left(\gamma - \frac{m \cdot \frac{b}{L} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \left(\frac{V_x^2}{L} \sec \gamma + f \cdot g\right)}{\sum_{i=1}^2 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right) + \text{tg}\left(\frac{m \cdot V_x^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \text{tg}\gamma}{\sum_{i=3}^4 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right)} + \frac{B_1}{2} \cdot \left[\frac{1}{\cos\left(\gamma - \frac{m \cdot V_x^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \text{tg}\gamma}{\sum_{i=3}^4 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right)} \right], \quad (2.13)$$

то коефіцієнт корегування мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида буде мати вид:

$$k_{\text{зпк}} = \frac{\frac{L}{\text{tg}\left(\gamma - \frac{m \cdot \frac{b}{L} \cdot \text{tg}\gamma \cdot \left(\frac{V_x^2}{L} \sec \gamma_{\text{max}} + f \cdot g\right)}{\sum_{i=1}^2 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right) + \text{tg}\left(\frac{m \cdot V_x^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{max}}}{\sum_{i=3}^4 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right)} + \frac{B_1}{2} \cdot \left[\frac{1}{\cos\left(\gamma - \frac{m \cdot V_x^2 \cdot \frac{a}{L^2} \cdot \text{tg}\gamma_{\text{max}}}{\sum_{i=3}^4 K_{q_{\text{m}}} \cdot q_{x_i} \cdot q_{z_i} \cdot q_{\phi_i}}\right)} \right]}{R_{\text{min}}}, \quad (2.14)$$

де γ_{max} – максимальний конструктивно можливий кут повороту передніх керованих коліс, град.

Тоді за допомогою запропонованого коефіцієнта може бути відкоригований вираз для визначення мінімальної ширини маневрової площадки, приведенний у нормах технологічного проектування [116], м:

$$p = \sqrt{(1,3 \cdot R_{\min} \cdot k_{\text{зпк}})^2 - L^2} + L + B_n. \quad (2.15)$$

У результаті моделювання за формулами (2.13)–(2.14) встановлено, що при розробці плану кар'єру необхідно застосовувати коефіцієнт корегування мінімальної ширини маневрової площадки, що повинна збільшуватись з 24,20 до 25,25 м при збільшенні радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 з 13,00 до 13,76 м, яке відбувається внаслідок погіршення стану покриття площадки.

У таблиці 2.4 приведені типові значення коефіцієнтів опору кочення та коефіцієнтів зчеплення за різних станах покриття опорної поверхні маневрових площадок.

Таблиця 2.4

**Мінімальна ширина маневрової площадки для кар'єрних самоскидів
БелАЗ-7513 у відповідності до стану її покриття**

Стан покриття маневрової площадки	f	φ	$k_{\text{зпк}}$	R_{\min} БелАЗ-7513, м	p , м
Дуже тверде ґрунтове покриття	0,015	0,65	1,000	13,01	24,21
Ґрунтове покриття з прогином під навантаженням до 25 мм	0,04	0,55	11,008	13,11	24,35
Пухкий пісок або гравій	0,10	0,36	1,027	13,36	24,70
Ґрунтове покриття з глибокими колями, з прогином до 200 мм	0,14	0,45	1,040	13,52	24,91
Ґрунтове покриття з глибокими колями, з прогином до 300 мм	0,20	0,40	1,059	13,76	25,25

Таким чином, на основі порівняльного аналізу математичних виразів бокових сил, що виникають у контактні коліс кар'єрного самоскида з опорною поверхнею на повороті, застосування виразу для визначення граничних коефіцієнтів зчеплення, за яких відбувається зсув передніх коліс та ковзання задніх коліс, а також використання виразу для визначення мінімальної ширини маневрової площадки, отримані такі результати:

– при швидкості руху 3 км/год кути відведення коліс кар’єрного самоскида мають значення близьке до нуля, що дозволяє використовувати моделі повороту із жорсткими шинами для описання силового довороту;

– при збільшенні коефіцієнта опору кочення з 0,025 до 0,200 мінімальний радіус повороту кар’єрного самоскида БелАЗ-7513 із порожньою платформою збільшується з 13,04 до 13,76 м, а повністю завантаженого – з 13,11 до 14,18 м;

– отримана залежність граничних коефіцієнтів зчеплення коліс передньої та задньої осі від коефіцієнта опору кочення, яка показує, що зсув передніх коліс відбувається за коефіцієнтами зчеплення 0,15–0,24, що відповідає випадку потрапляння останніх на неушільнений ґравій, сніг або лід незалежно від ступеня завантаження самоскида, а для машини із порожньою платформою проковзування коліс задньої осі відбувається у більшому діапазоні коефіцієнта зчеплення (0,54–0,71) за відповідних коефіцієнтів опору кочення;

– розміри маневрової площадки необхідно визначати із застосуванням коефіцієнта корегування, який враховує зміну мінімального радіуса повороту кар’єрного самоскида при збільшенні коефіцієнта опору кочення коліс з опорною поверхнею маневрових площадок.

2.3. Дослідження впливу проковзування задніх ведучих коліс на величину мінімального радіуса повороту

При силовому довороті може відбуватись проковзування задніх коліс, яке викликає необхідність збільшення тягових сил, а значить, й потужності дизельного двигуна, на здійснення руху. У теперішній час залишається два підходи до пояснення природи проковзування ведучих коліс тягово-транспортної техніки [14, 18]:

– проковзування відбувається завжди на повороті тягових машин при малих швидкостях руху та при невеликих радіусах повороту;

– проковзування відбувається за умови перевищення величини тягових сил запасу сил за зчепленням.

Зазвичай проковзування задніх коліс враховується за допомогою відповідних коефіцієнтів, що приведені у роботі [139]:

$$\left. \begin{aligned} V_3 &= V_3' \cdot (1 - \sigma) \\ V_4 &= V_4' \cdot (1 + S) \end{aligned} \right\}$$

де σ – коефіцієнт буксування, S – коефіцієнт ковзання, V_3' , V_4' – теоретичні лінійні швидкості окремого колеса зовнішнього і внутрішнього відносно центра повороту борту відповідно, м/с.

Тоді дійсний радіус повороту, відкоригований за величиною коефіцієнта буксування (ковзання) ведучих коліс, м:

$$R_{\pi} = \frac{\frac{(1 - \sigma) \cdot V_3}{(1 - \sigma) \cdot V_3 - (1 + S) \cdot V_4} \cdot B_2}{\cos \gamma_1},$$

де γ_1 – кут повороту переднього правого до центра повороту колеса, град.

Значення коефіцієнта буксування (ковзання) залежить від коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею, тому визначення останнього у сучасних системах контролю відбувається на основі закладеної до програми управління залежності коефіцієнта зчеплення від коефіцієнта ковзання. Так, відомо, що у системах стабілізації руху автомобілів в алгоритмах управління застосовується характеристика залежності повздовжньої сили колеса від величини нормального навантаження та коефіцієнта тертя ковзання μ [2]

$$R_x = \mu \cdot R_z.$$

Величина коефіцієнта тертя ковзання, у свою чергу, визначається сімейством діаграм, які представляють собою експоненціальні залежності тертя від відносного ковзання (див. рис. 2.6) [18].

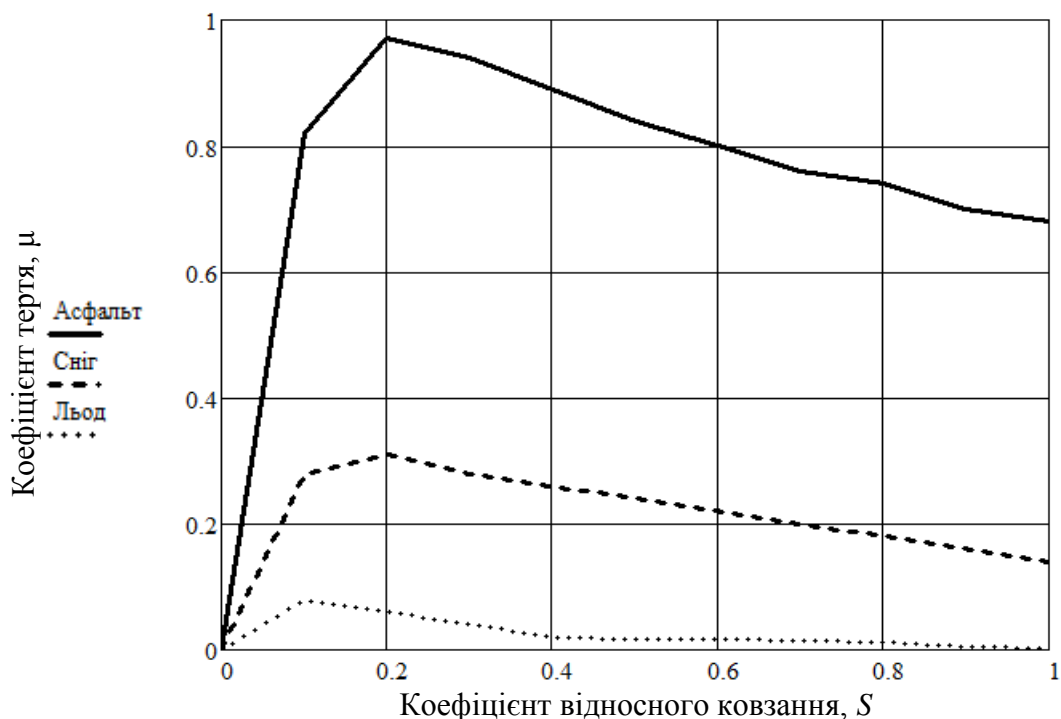


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта тертя між шиною та опорною поверхнею μ від відносного ковзання S

Відносне ковзання математично описується виразом (див. 1.3), що представлений у моделях Рождественського–Машкова щодо силової взаємодії пневмоколісного рушія з опорною поверхнею [142]. На величину відносного ковзання впливає безліч факторів, які постійно змінюються у процесі руху машини. Аналіз багатьох розрахунково–експериментальних залежностей коефіцієнтів тертя μ від коефіцієнтів ковзання σ показує [148], що характер даних залежностей зберігається і для коефіцієнта зчеплення від коефіцієнта ковзання.

Приведені сімейства $\mu=f(S)$ діаграм (рис. 2.6), що використовуються в алгоритмах систем ABS (Anti-lock braking system), що знайшли широке застосування на автомобілях, отримані для доріг загального користування. У той же час, емпіричні залежності $\mu=f(S)$ та $\varphi=f(\sigma)$ для коліс великовантажних самоскидів та кар’єрного ґрунту, що характеризується складними властивостями, недостатньо висвітлені у літературних джерелах, що пов’язано зі складністю встановлення відповідних залежностей для умов кар’єрів та

гірничотранспортної техніки. Навіть у разі вирішення даної задачі, результат буде нести велику долю невизначеності.

Проковзування, яке виникає на повороті, характеризується втратою лінійної швидкості задніх ведучих коліс зовнішнього відносно центра повороту борту $V_{3\text{кін}}$, та збільшенням швидкості задніх ведучих коліс внутрішнього борту $V_{4\text{кін}}$. При граничному коефіцієнті ковзання кутові швидкості обох коліс вирівнюються ($\lambda=1$), а його подальше збільшення призводить до втрати керованості машини (рис. 2.7). Граничний коефіцієнт ковзання також збільшується при збільшенні відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту.

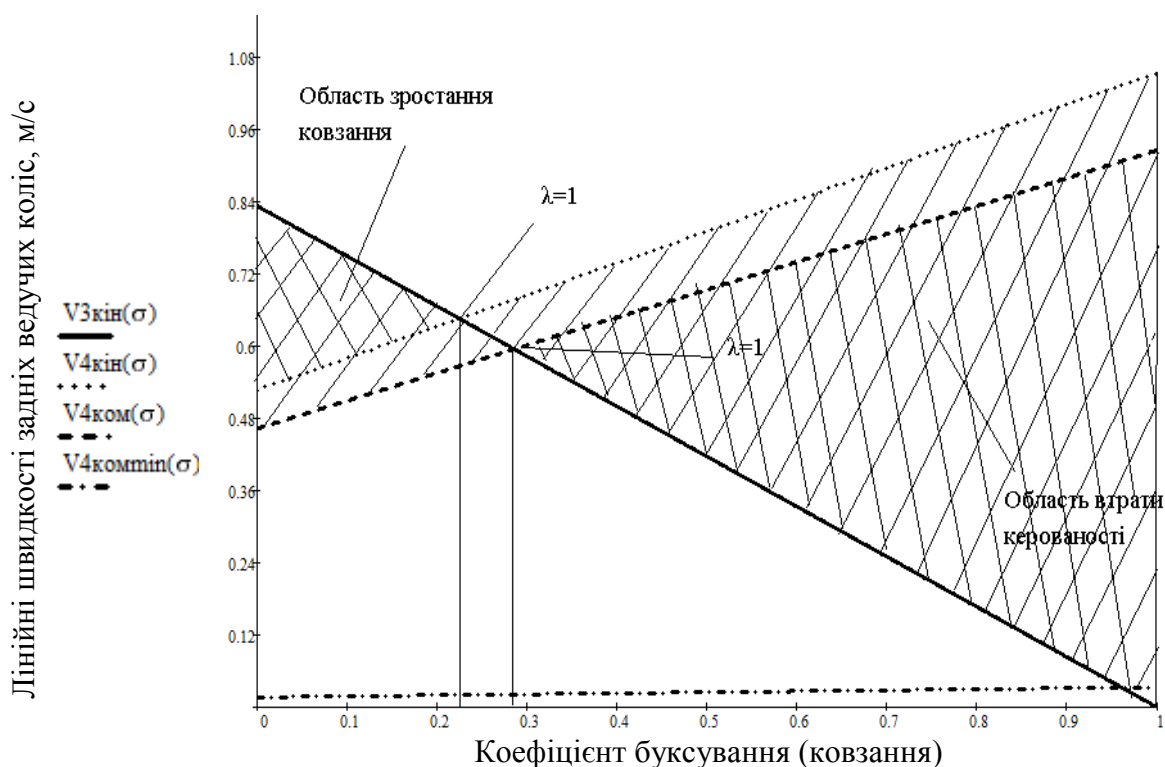


Рис. 2.7. Залежності лінійних швидкостей задніх ведучих коліс від коефіцієнта буксування (ковзання)

Установлена залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від коефіцієнта ковзання задніх ведучих коліс показана на рис. 2.8. З наведеного графіку видно, що при відношенні кутових швидкостей задніх ведучих коліс рівному 1,6, втрата стабільності траєкторії настає при коефіцієнті ковзання $\sigma=0,10$, а при відповідному відношенні, що

дорівнює 1,8 – при $\sigma=0,18$. Звідси виходить, що прийняття граничного коефіцієнта ковзання рівним $\sigma=0,20$ (20 %) [34] та незалежним від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс, є грубим припущенням.

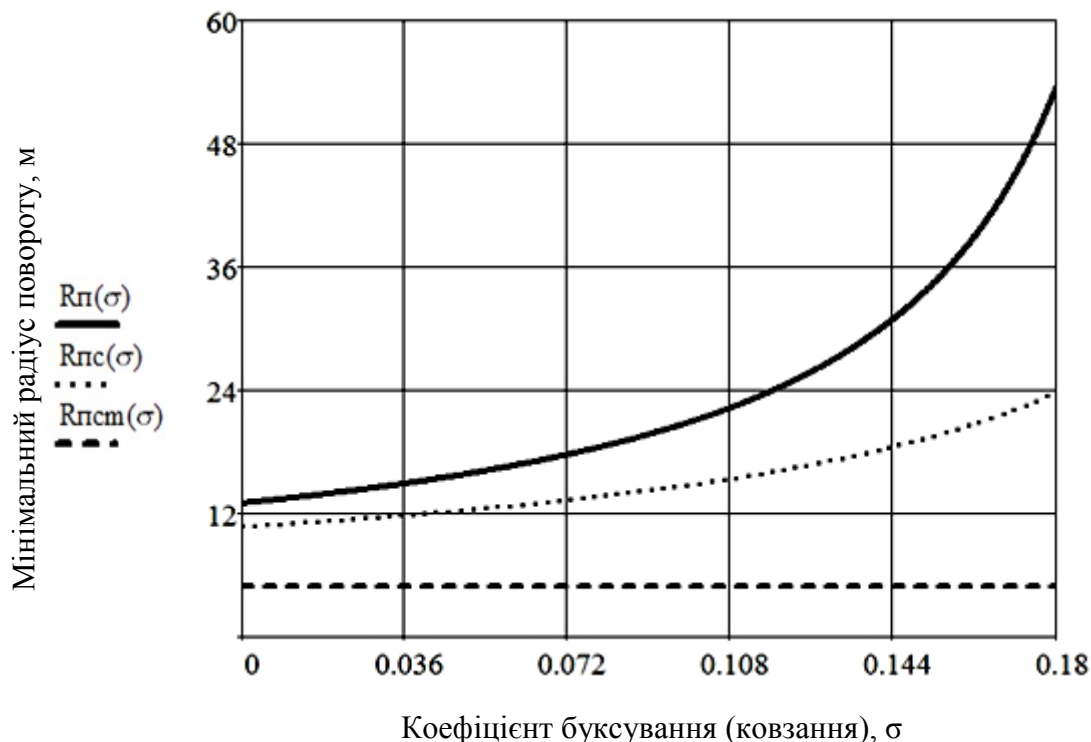


Рис. 2.8. Залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 при кінематичному повороті R_p та силовому довороті R_{ps} від коефіцієнта ковзання задніх коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту

Досліджуючи приведену залежність, слід зауважити, що відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс визначає величину збільшення мінімального радіуса повороту: чим менше дане відношення, тим більш суттєво збільшується мінімальний радіус від коефіцієнта ковзання. Так, при наведеному вище відношенні кутових швидкостей задніх ведучих коліс рівному 1,6, збільшення коефіцієнта ковзання від $\sigma=0$ до $\sigma=0,10$ призводить до збільшення мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від 13,0 м до 21,0 м (на 38 %), а при відношенні кутових швидкостей, що дорівнює 1,80, при тих же значеннях коефіцієнтів ковзання, – від 10,7 до 14,8 м (на 28 %). При максимальному відношенні кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо

правого і лівого до центра повороту борту кар'єрного самоскида мінімальний радіус повороту має постійне значення при зміні коефіцієнтів ковзання задніх коліс від 0,01 до 0,18.

У дійсності коефіцієнт ковзання відрізняється для коліс різних бортів. Математичні розрахунки показали, що у такому разі мінімальний радіус повороту при кінематичному повороті буде визначатися графіком поверхні (рис. 2.9), вигляд якої зберігається і при силовому довороті.

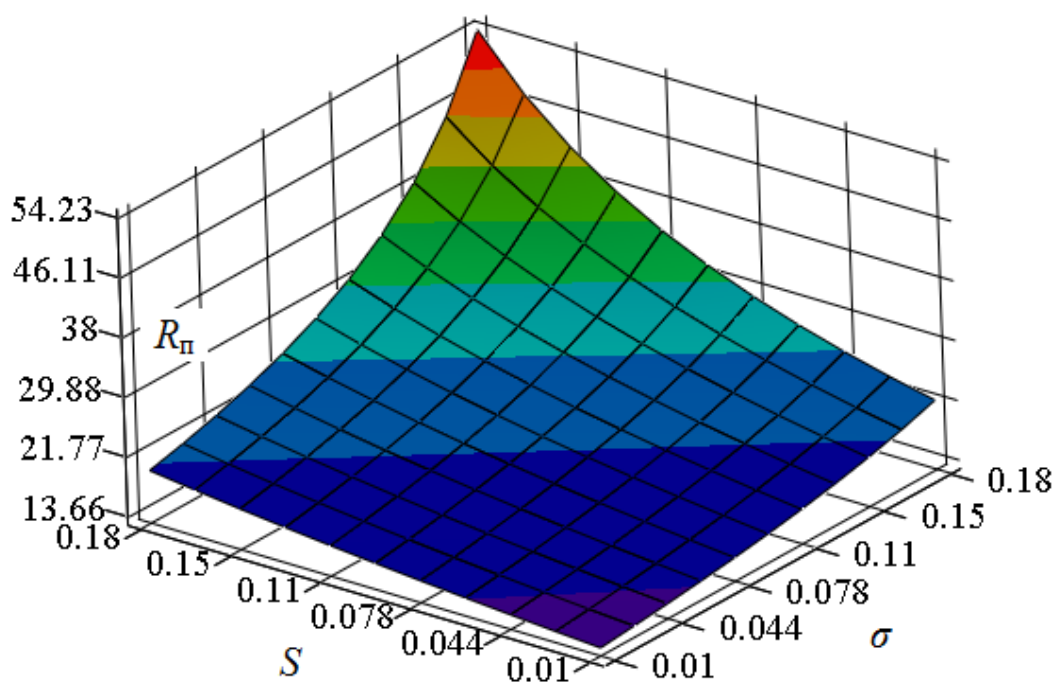


Рис. 2.9. Залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від коефіцієнтів ковзання задніх коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту

Від тривалості часових проміжків, коли відбувається проковзування задніх коліс, залежить зношування шин та витрати потужності силової установки на здійснення маневру. У зв'язку з цим, алгоритм примусового управління обертанням задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту, спрямований на застосування силового довороту, повинен включати залежності, виконання яких дозволить мінімізувати проковзування задніх коліс.

2.4. Кінематика силового довороту

При кінематичному повороті, як вже зазначалося у розділі 1 даної роботи, криволінійний рух колісної машини здійснюється за рахунок поворотного моменту, створюваного керованими колесами, який діє в опорній площині. Зменшення радіуса повороту можливе при збільшенні поворотного моменту. Оскільки кути повороту передніх коліс не можуть бути більшими за максимальне конструктивне значення, яке визначається колісною базою, колією передніх і задніх коліс та іншими технічними особливостями, можливості зменшення радіуса повороту обмежені відношенням кутової швидкості заднього ведучого колеса зовнішнього до центра повороту борту до кутової швидкості заднього ведучого колеса внутрішнього борту. Якщо відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту примусово збільшується у відповідності до певної залежності при максимальному куті повороту передніх коліс, то створюється додатковий поворотний момент, що і призводить до зменшення радіуса повороту.

Розглянемо особливості кінематики силового довороту та її головні відмінності від способу повороту за рахунок повороту передніх керованих коліс.

Криволінійний рух колісної машини можна представити як плоскопаралельний рух навколо миттєвої осі обертання, яка знаходиться на перпендикулярі до площини машини та проходить через відповідний даному моменту часу миттєвий центр обертання (центр повороту). Даний рух складається із поступового руху навколо полюса повороту P , який розташований на перпендикулярі від центра повороту до повздовжньої осі машини, та із обертового руху навколо полюса, який характеризується кутовою швидкістю повороту ω (рис. 2.10).

Зважаючи на це, поступова швидкість V_1 довільної точки, що лежить на осі будь-якого колеса, є геометричною сумою швидкості полюса та обертової швидкості навколо полюса. Вектори швидкостей задніх ведучих коліс V_3 та V_4

направлені вздовж їх осей та лежать на одній нормалі із полюсом повороту P . Вектори швидкостей передніх коліс V_1 та V_2 також направлені вздовж осей цих коліс, повернутих на кути γ_1 і γ_2 , та перпендикулярні до миттєвої осі обертання. Таким чином, центр повороту машини завжди лежить у точці перетину перпендикулярів, що з'єднують дві будь-які точки машини до швидкостей цих точок.

При кінематичному повороті (див. рис. 2.10 *a*) система автоматичного управління тягового електропривода розподіляє крутні моменти між колесами задньої осі за принципом «електричного» (симетричного) диференціала [169].

При силовому довороті крутний момент задніх коліс зовнішнього до центра повороту борту примусово збільшується або крутний момент задніх коліс внутрішнього борту зменшується, що призводить до збільшення відношення кутових (лінійних) швидкостей задніх коліс та різниці повздовжніх реакцій задніх коліс окремого правого і лівого бортів. За рахунок цієї різниці і створюється додатковий поворотний момент.

Силова взаємодія задніх ведучих коліс з опорною поверхнею при даному способі повороту характеризується тим, що на початку повороту виникає повздовжня деформація шин, а потім збільшується бокова деформація. Збільшення бокової деформації призводить до виникнення бокового ковзання ведучих коліс, внаслідок якого вектори лінійних швидкостей ведучих коліс відхиляються від їх повздовжніх осей на кути ковзання β_3, β_4 . Центр повороту O при цьому наближається до передньої осі на величину C , оскільки виконується умова плоскопаралельного руху, тобто центр повороту лежить на перетині перпендикулярів до векторів лінійних швидкостей передньої та задньої осі (див. рис. 2.10 *b*).

Полюс повороту при силовому довороті також зміщується до передньої осі на величину C , тобто умовно зменшується колісна база машини. Однак за малих швидкостей руху на повороті, відведення коліс та бокове ковзання задніх коліс можуть не мати значного впливу.

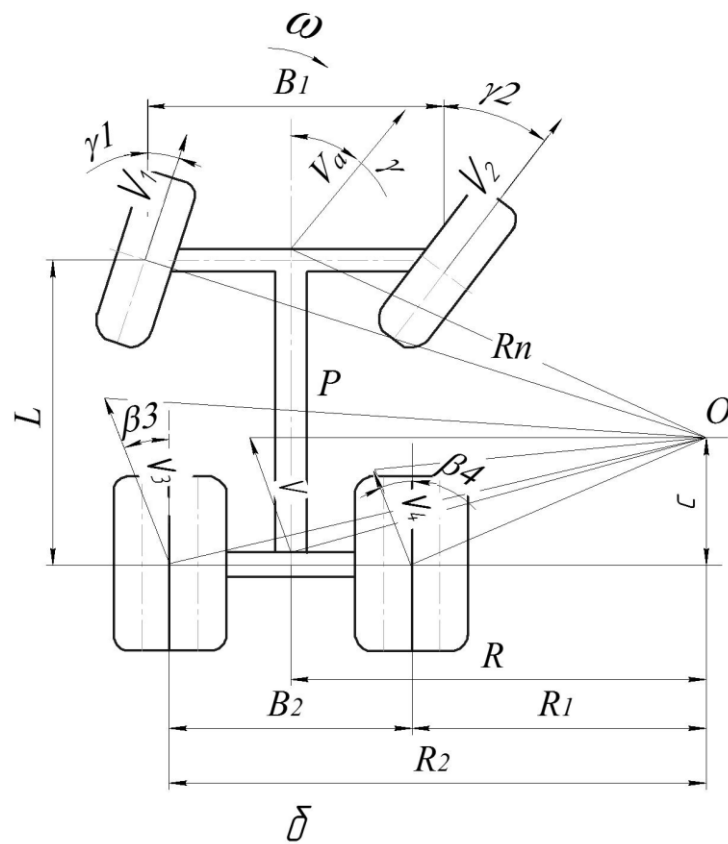
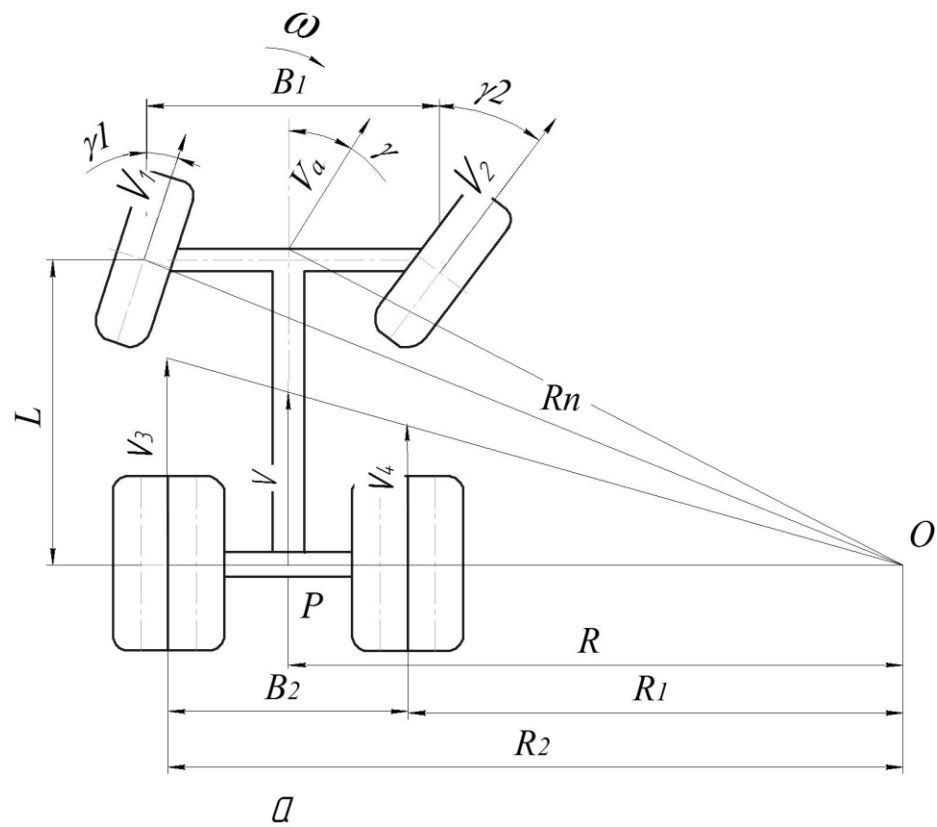


Рис. 2.10. Кінематика повороту колісної машини: а) при передніх керованих колесах; б) при силовому довороті

У такому випадку суттєвим є не зміщення центра повороту на відстань C , а його наближення до заднього колеса внутрішнього борту, величина якого залежить від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс. При цьому задня вісь машини зсувається від центра повороту таким чином, що колія зовнішніх до нього задніх ведучих коліс наближається до колії переднього керованого колеса того ж борту.

Слід зазначити, що для силового довороту, як варіанта поєднання динамічного повороту із кінематичним, важливим є питання повздовжнього ковзання, яке характеризується наявністю проміжків часу, коли зовнішні до центра повороту колеса буксують внаслідок втрати лінійної швидкості на величину коефіцієнта ковзання, а внутрішні до центра повороту колеса потрапляють в юз при збільшенні лінійної швидкості. У той же час, можливість використання при силовому довороті блокування внутрішніх до центра повороту коліс, які фактично переміщуються юзом, з метою подальшого зменшення радіуса повороту (приблизно рівному колії задніх коліс), залежить, насамперед, від коефіцієнта зчеплення.

Отримані відомості дозволяють зробити такі висновки:

– оскільки кути повороту передніх керованих коліс не можуть перевищувати максимальну величину, колісна машина може здійснити маневр із меншим радіусом тільки за рахунок збільшення різниці повздовжніх реакцій задніх ведучих коліс;

– використання силового довороту за впливом на кінематичні показники маневреності (радіуси повороту) аналогічно зменшенню колісної бази машини;

– при силовому довороті необхідно, щоб виконувалась чітка залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого і лівого борту від кутів повороту передніх керованих коліс.

Виходячи з приведених висновків, установлення залежностей радіусів повороту від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту з урахуванням кутів повороту передніх керованих коліс, є основним завданням кінематичного аналізу.

При рівності кінематичного і статичного радіуса колеса відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс еквівалентно відношенню лінійних швидкостей задніх ведучих коліс:

$$\lambda = \frac{V_3}{V_4} = \frac{\omega_3 \cdot r_{\text{KB}}}{\omega_4 \cdot r_{\text{KB}}} = \frac{\omega_3}{\omega_4}, \quad (2.16)$$

де λ – відношення швидкостей ведучих коліс; r_{KB} – радіус ведучого колеса, м.

Дане відношення також може бути представлено виходячи із подібності трикутників на плані швидкостей [64] (рис. 2.10):

$$\lambda = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{R_2}{R_1}. \quad (2.17)$$

З іншого боку

$$\lambda = \frac{R_1 + B_2}{R_1}.$$

Тоді відстань від центра повороту до осі внутрішніх до нього задніх ведучих коліс у функції відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс, м:

$$R_1 = \frac{B_2}{\lambda - 1}. \quad (2.18)$$

Враховуючи (2.17), залежність R_2 від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс, м:

$$R_2 = \frac{\lambda \cdot B_2}{\lambda - 1}, \quad (2.19)$$

оскільки

$$\lambda = \frac{R + \frac{B_2}{2}}{R_1},$$

то після перетворень будемо мати

$$R = \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} \cdot \frac{B_2}{2}. \quad (2.20)$$

При застосуванні силового довороту необхідно, щоб маневр відбувався у чіткій узгодженості кута повороту передніх керованих коліс та відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту.

Виразимо останнє у функції від середнього кута повороту передніх керованих коліс.

Відстань R можна представити, м:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\gamma}. \quad (2.21)$$

Прирівнюємо (2.21) з (2.20)

$$\frac{L}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} \cdot \frac{B_2}{2},$$

звідси

$$\lambda = \frac{2 \cdot L + B_2 \cdot \operatorname{tg}\gamma}{2 \cdot L - B_2 \cdot \operatorname{tg}\gamma} = \frac{1 + \frac{B_2 \cdot \operatorname{tg}\gamma}{2 \cdot L}}{1 - \frac{B_2 \cdot \operatorname{tg}\gamma}{2 \cdot L}}.$$

Для знаходження λ у функції від кута повороту переднього керованого колеса зовнішнього до центра повороту борту, прирівнюємо отриману залежність (2.19) із наступною залежністю для R_2 , м:

$$R_2 = \frac{L}{\operatorname{tg}\gamma_1}. \quad (2.22)$$

Тоді

$$\lambda = \frac{1}{1 - \frac{B_2 \cdot \operatorname{tg}\gamma_1}{L}}. \quad (2.23)$$

Радіус повороту є відстанню від центра повороту до осі переднього керованого колеса зовнішнього борту. Радіус повороту в залежності від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс та кута повороту даного колеса, враховуючи (2.17), (2.19), визначатиметься із виразу, м:

$$R_{\text{п}} = \frac{\frac{\lambda}{\lambda - 1} \cdot B_2}{\cos\gamma_1} = \frac{L}{\sin\gamma_1}. \quad (2.24)$$

Іншим кінематичним показником маневреності колісної машини є кутова швидкість повороту, рад/с:

$$\omega = \frac{d\gamma'}{dt} = \frac{V_3 - V_4}{B_2}, \quad (2.25)$$

де γ' – середній кут повороту передніх керованих коліс.

Зв'язок кутової швидкості повороту (2.25) та відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс має вигляд:

$$\omega = \frac{(\lambda - 1) \cdot V_4}{B_2} = \frac{(\lambda - 1) \cdot V_3}{\lambda \cdot B_2}. \quad (2.26)$$

Установлені залежності пов'язують відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс при одночасному повороті передніх керованих коліс і показники маневреності колісної машини.

З рис. 2.11, який отримано на основі залежності (2.24), можна бачити, що при максимальному куті повороту переднього колеса зовнішнього борту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513, який дорівнює 24° (0,42 рад), мінімальне відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту необхідне для здійснення силового довороту становить 1,6. Таким чином, мінімальне відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту є критерієм умовного переходу від кінематичного повороту до силового довороту.

Як видно з рис. 2.12, отриманого у відповідності до залежностей (2.18)–(2.20), (2.24), при максимальному куті повороту передніх коліс та при збільшенні відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту від 1,6 до 2,2 мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 зменшується від 13,0 до 8,70 м.

Якщо коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею достатньо для блокування задніх ведучих коліс внутрішнього до центра повороту борту ($\omega_4=0$), центр повороту знаходиться на осі даних коліс ($R_1=0$), а мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 становить 4,8 м, що дорівнює колії задніх коліс (див. рис. 2.13).

При збереженні лінійної швидкості руху кар'єрного самоскида зі зменшенням мінімального радіуса повороту збільшується кутова швидкість повороту (див. рис. 2.14), яка має пряму пропорційну залежність від лінійних і кутових швидкостей задніх ведучих коліс, виходячи із залежності (2.26). Так, при лінійній швидкості заднього ведучого лівого колеса 0,83 м/с (3 км/год), кутова швидкість повороту збільшується від 0,11 рад/с при $\lambda=1,6$ до 0,20 рад/с при $\lambda=2,0$ (на 42 %).

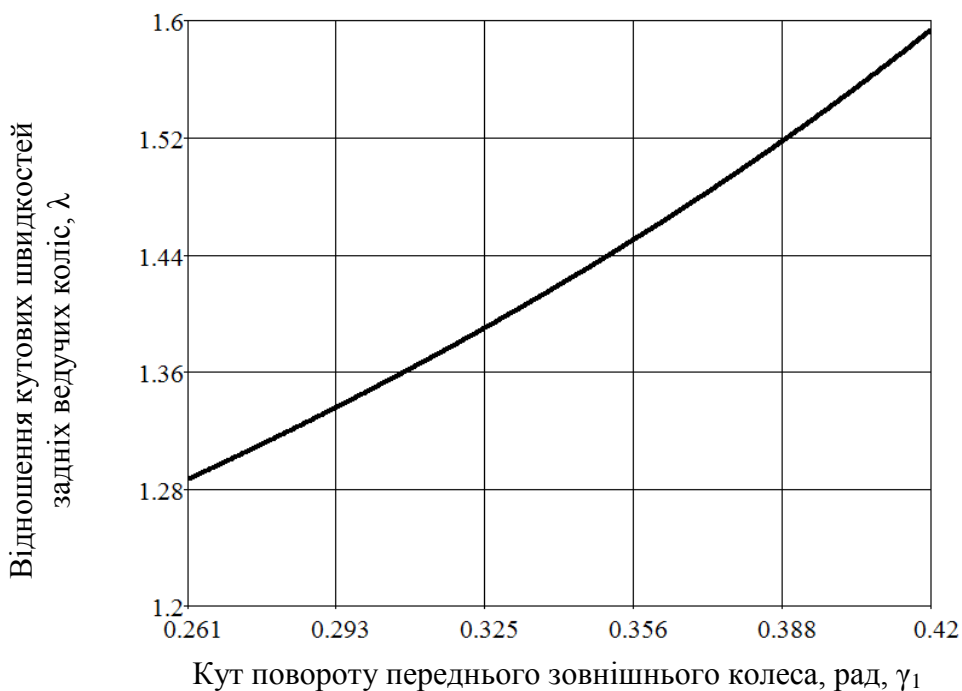


Рис. 2.11. Залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від кута повороту переднього колеса зовнішнього борту

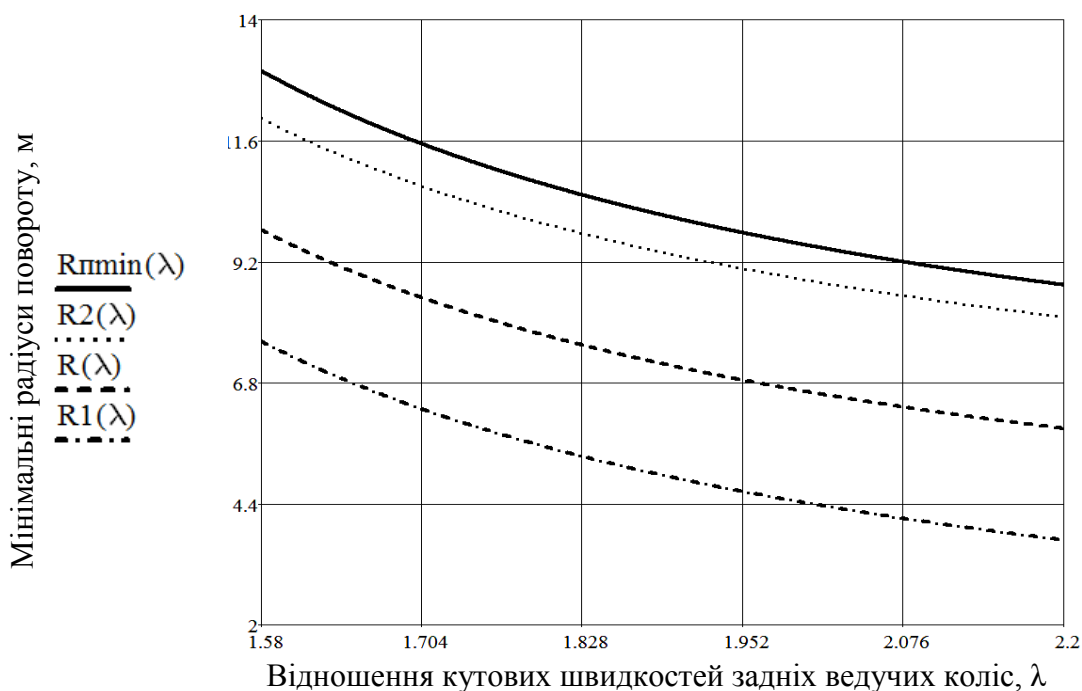


Рис. 2.12. Залежність мінімальних радіусів повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс; відстань від центра повороту: R_1 – до осі лівого заднього колеса, м; R_2 – до осі правого заднього колеса, м; R – до повздовжньої осі кар'єрного самоскида, м; $R_{\text{п}}$ – мінімальний радіус повороту, м

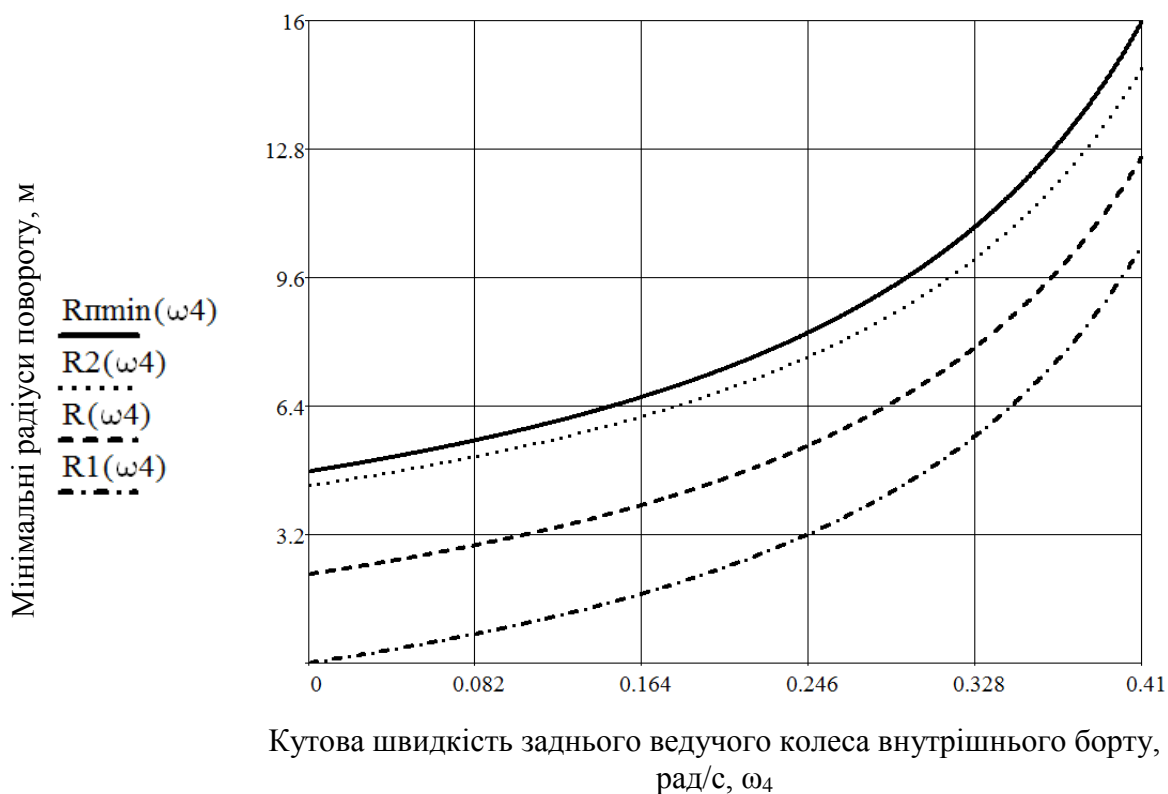


Рис. 2.13. Залежність мінімальних радіусів повороту самоскида БелАЗ-7513 від кутової швидкості заднього ведучого колеса внутрішнього борту

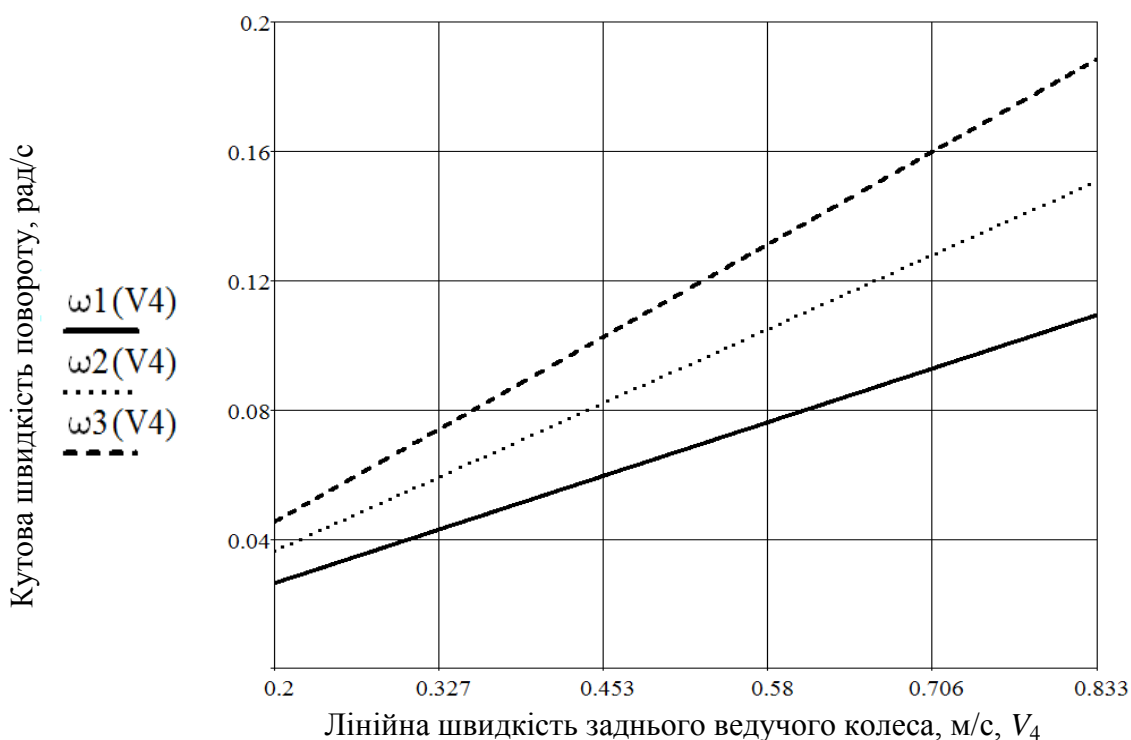


Рис. 2.14. Залежність кутової швидкості повороту самоскида БелАЗ-7513 від лінійних швидкостей задніх ведучих коліс: ω_1 – при $\lambda=1,6$; ω_2 – при $\lambda=1,8$; ω_3 – при $\lambda=2,0$

2.5. Динаміка силового довороту

Окрім зміни відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту система примусового управління поворотом кар'єрного самоскида повинна забезпечувати розподіл сили тяги між задніми колесами різних бортів відповідно до зовнішніх опорів, які виникають з боку опорної поверхні. При цьому даний процес супроводжується додатковими витратами потужності силової установки (додаток А). У зв'язку з цим, для забезпечення рівномірного повороту потрібне узгодження різниці сил тяги із коефіцієнтом зчеплення, оскільки саме наявність чіткого узгодження надасть можливість створювати достатній для здійснення силового довороту поворотний момент, спрямований у протилежному напрямку до моменту опору повороту. Для виконання останньої умови необхідним є установлення математичного виразу для моменту опору повороту кар'єрного самоскида.

Відомо, що момент опору повороту задньої осі залежить від бокових реакцій, Н·м [139]:

$$M_{\text{опз}} = b \cdot (R_{y3} - R_{y4}).$$

Сумарний момент опору повороту кар'єрного самоскида визначається сумарними боковими реакціями, що діють на відповідні осі.

З іншого боку, для визначення моменту опору повороту можливо скористатись підходами, які використовуються у теорії руху гусеничних машин, виконуючих маневр на малих швидкостях із великим опором переміщенню машини, що створює значне проковзування гусеничного рушія відносно опорної поверхні. Дані особливості процесу маневрування відповідають умовам руху кар'єрного самоскида при постановці під навантаження.

Спочатку виділимо елементарну площадку у плямі контакту колеса з опорною поверхнею (див. рис. 2.15). Припустимо, що центр повороту відбитку

керованого колеса співпадає з його геометричним центром. Виходячи з відомих підходів із теорії повороту гусеничних машин [64], елементарна контактна сила, яка діє на рушій (колесо) з боку опорної поверхні може бути представлена, Н:

$$dS = \varphi \cdot q \cdot dx dy ,$$

де q – нормальний тиск, який діє на рушій, Н, φ – коефіцієнт зчеплення рушія з опорною поверхнею.

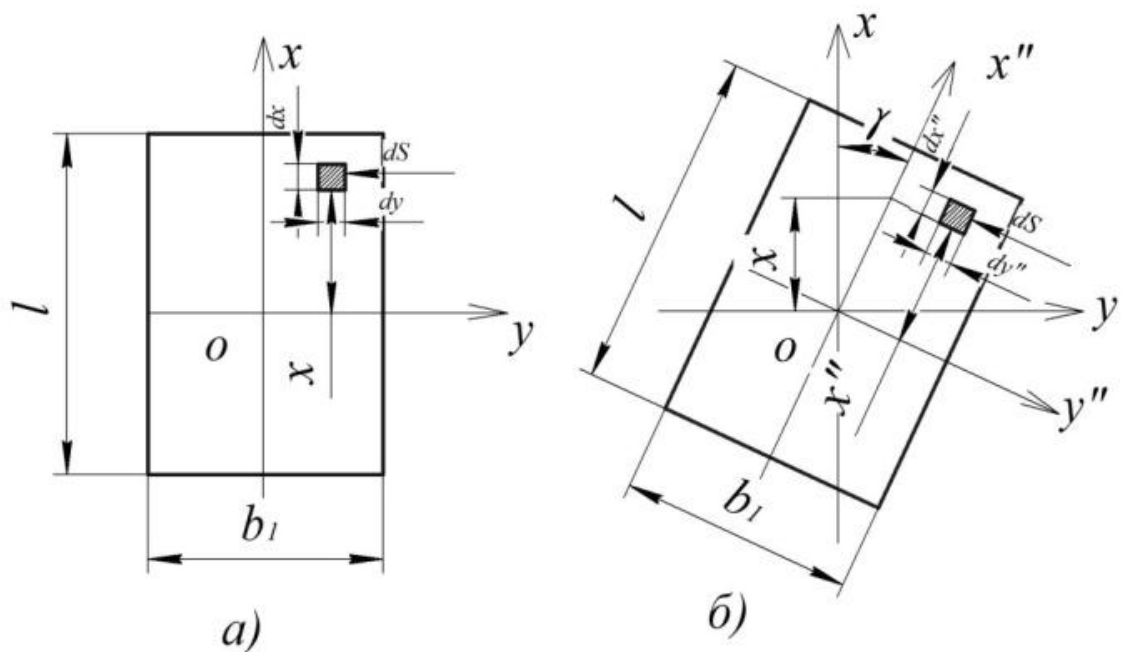


Рис. 2.15. Контактна сила, яка створює момент опору повороту: *a* – для неповоротного ведучого колеса; *б* – для керованого веденого колеса

Тоді, за будь-якого закону розподілу тиску на колеса під дією нормальних навантажень та форми плями контакту, величина статичного моменту опору повороту окремого рушія визначатиметься із виразу, Н·м :

$$M_{\text{опi}} = \frac{\varphi}{b_1 \cdot l} \cdot S_i \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy ,$$

де b_1 – ширина плями контакту, l – довжина плями контакту, м.

За малих швидкостей руху при маневруванні, припустимо, що динамічний момент опору повороту за величиною рівний статичному, який виникає у спокої. Момент опору повороту кар’єрного самоскида в залежності від нормальних навантажень на колеса, кутів повороту передніх коліс, розмірів плям контакту коліс, у тому числі плям контакту подвоєних шин задньої осі, та коефіцієнта зчеплення, має вигляд Н·м:

$$M_{\text{он}} = \frac{\varphi \cdot m \cdot g \cdot b}{b_1 \cdot l \cdot 2 \cdot L} \int_0^l \int_0^l \frac{x}{\cos \gamma_1} dx dy + \frac{\varphi \cdot m \cdot g \cdot b}{b_1 \cdot l \cdot 2 \cdot L} \int_0^l \int_0^l \frac{x}{\cos \gamma_2} dx dy + \\ + \frac{\varphi \cdot m \cdot g \cdot a}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot 2 \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy + \frac{\varphi \cdot m \cdot g \cdot a}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot 2 \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \quad (2.27)$$

Якщо винести за дужки загальний множник (2.27), то остаточно будемо мати

$$M_{\text{он}} = \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \quad (2.28)$$

Таким чином, момент опору повороту є моментом тертя, що виникає у контакті колеса з опорною поверхнею, та однозначно визначається розмірами площини тертя, нормальними навантаженнями та коефіцієнтом зчеплення. Коефіцієнт зчеплення, що представляє собою оціночний показник тертя спокою, як правило, для однієї і тієї ж поверхні є більшим за коефіцієнт тертя ковзання [51].

Відомо, що умовою сталого повороту є рівність поворотного моменту, створеного різницею повздовжніх реакцій (тягових сил) на колесах, моменту опору повороту, який виникає внаслідок дії сил тертя опорної площини [65, 89].

Таким чином, умову сталого повороту можна представити:

$$\sum_{i=1}^n M_{\pi i} = \sum_{i=1}^n M_{\text{оп}i},$$

де n – кількість коліс машини.

Для подальшого дослідження динаміки силового довороту установимо залежність між різницею крутних моментів, створюваною механізмами трансмісії машини, характеристикою опорної поверхні (коефіцієнтом зчеплення) та величиною навантажень на колеса самоскида.

У ведучого колеса тангенціальна реакція дороги є коловою силою P_k , що створюється крутним моментом, і направлена по вектору швидкості колеса (рис. 2.16), тому відоме рівняння сил має вигляд [97, 127, 143]:

$$R_{xi} = P_{ki} = P_{ti} + P_{fi} + \frac{M_{jk}}{r_k}, \quad (2.29)$$

де P_{fi} – сила опору кочення, Н; P_{ti} – сила тяги відповідного колеса, Н; M_{jk} – момент інерції колеса, r_k – кінематичний радіус, м.

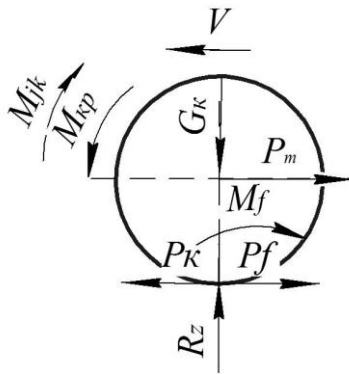


Рис. 2.16. Сили, які діють на ведуче колесо

Поворотний момент для машини, створений різницею колових сил, нехтуючи моментом інерції колеса (рівномірний рух з $d\omega_k/dt=0$), та враховуючи опір коченню, визначається такою залежністю Н·м:

$$\begin{aligned} M_{\pi} &= (P_{k3} - P_{k4}) \cdot \frac{B_2}{2} = \\ &= ((P_{T3} + R_{z3} \cdot f) - (P_{T4} + R_{z4} \cdot f)) \cdot \frac{B_2}{2}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Можна зробити припущення, що за великих кутів повороту та при малих швидкостях руху, нормальні навантаження між колесами протилежних бортів відповідної осі розподіляється порівну, Н:

$$R_{z3} = R_{z4} = \frac{m \cdot g \cdot a}{2 \cdot L}. \quad (2.31)$$

Тоді

$$M_{\Pi} = (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} = (P_{\tau3} - P_{\tau4}) \cdot \frac{B_2}{2} = \left(\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} \right) \cdot \frac{B_2}{2}. \quad (2.32)$$

Таким чином, колові сили, які створюються силовою установкою через механізми трансмісії та дорівнюють тангенціальним реакціям при однаковому розподілі нормальних навантажень між колесами ведучої осі, що відбувається при невеликих швидкостях руху, за величиною дорівнюють тяговим силам.

Прирівнюючи (2.28) і (2.32), виділимо залежність різниці крутних моментів задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення, $N \cdot m$:

$$\Delta M_{\text{кр}} = M_{\text{кр}4} - M_{\text{кр}3} = \frac{\left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right] \cdot r_d}{B_2}. \quad (2.33)$$

Отже, виходячи із залежностей (2.28), (2.33), збільшення коефіцієнта зчеплення призводить до необхідності збільшення поворотного моменту і, відповідно, збільшення витрат потужності силової установки на здійснення силового довороту. У той же час, зовнішні до центра повороту задні ведучі колеса при втраті зчеплення потрапляють у проковзування швидше, ніж задні ведучі колеса внутрішнього борту. У такому випадку подальше збільшення поворотного моменту можливе завдяки зміні напрямку обертання задніх коліс внутрішнього борту.

Виходячи із рівняння обертового руху i -го колеса, дістанемо висновку про пропорційну залежність крутного моменту від кутової швидкості колеса.

Дане припущення дозволяє замінити відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс відношенням їх крутних моментів:

$$d\omega_i = \frac{M_{крi}}{J_{zi}} dt ,$$

де $d\omega_i$ – прирощення кутової швидкості i -го колеса, рад/с; J_{zi} – момент інерції колеса, кг·м².

Тому маємо

$$\lambda = \frac{M_{кр3}}{M_{кр4}} , \quad \lambda = \frac{M_{кр3}}{M_{кр3} - \Delta M_{кр}} , \quad \lambda = \frac{M_{кр4} + \Delta M_{кр}}{M_{кр4}} . \quad (2.34)$$

Звідси залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення та крутних моментів окремого ведучого колеса, враховуючи (2.33), матиме вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{M_{кр3}}{M_{кр3} - \frac{\left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right] \cdot r_d}{B_2}} \\ \lambda &= \frac{M_{кр4} + \frac{\left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right] \cdot r_d}{B_2}}{M_{кр4}} \end{aligned} \right\} . \quad (2.35)$$

З урахуванням виразів (2.34), (2.35) за відомого відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс повинні виконуватися такі залежності крутних моментів:

– для ведучого колеса зовнішнього до центра повороту борту

$$M_{\text{кр}3} = \frac{\left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right] \cdot r_d \cdot \lambda}{B_2 \cdot (\lambda - 1)}, \quad (2.36)$$

– для ведучого колеса внутрішнього до центра повороту борту

$$M_{\text{кр}4} = \frac{\left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right) \right] \cdot r_d}{B_2 \cdot (\lambda - 1)}. \quad (2.37)$$

Розв'язуючи спільно (2.31)–(2.33) знаходимо залежності сил тяги кожного із задніх ведучих коліс при силовому довороті від коефіцієнта зчеплення, Н:

$$P_{\text{т}3} = \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - R_{z3} \cdot f + R_{z4} \cdot f + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}, \quad (2.38)$$

$$P_{\text{т}4} = \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + R_{z3} \cdot f - R_{z4} \cdot f - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}. \quad (2.39)$$

З урахуванням (2.29) відповідні залежності тангенціальних реакцій представлені, Н:

$$R_{x3} = \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}, \quad (2.40)$$

$$R_{x4} = \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}. \quad (2.41)$$

Для здійснення силового довороту силовою установкою й механізмами електромеханічної трансмісії кар'єрного самоскида необхідно забезпечити зміну сил тяги окремих задніх ведучих коліс правого і лівого борту по залежностям (2.38), (2.39). У той же час, спираючись на залежності (2.40)–(2.41) можна стверджувати, що при сталому повороті тангенціальна реакція на задніх ведучих колесах зовнішнього до центра повороту борту більше тангенціальної реакції на задніх ведучих колесах внутрішнього до центра повороту борту на величину сили опору повороту, H :

$$P_{\text{оп}} = \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}. \quad (2.42)$$

У режимі сталого повороту для створення поворотного моменту, система управління тягового електропривода кар'єрного самоскида повинна забезпечити розподіл крутних моментів між окремими задніми ведучими колесами у відповідності до залежностей (2.36), (2.37). Різниця між крутними моментами $M_{\text{кр3}}$ і $M_{\text{кр4}}$ кожних задніх коліс має лінійну залежність від моменту опору повороту (див. рис. 2.17), (див. рис. 2.18).

Із збільшенням коефіцієнта зчеплення крутні моменти, що підводяться до задніх коліс повинні збільшуватись у відповідності до встановлених залежностей (2.36), (2.37).

Тангенціальні реакції лінійно пропорційні крутним моментам задніх ведучих коліс (див. рис. 2.19). Якщо розподіл крутних моментів між колесами задньої осі кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 відбувається за принципом симетричного (електричного) диференціала, тангенціальна реакція на задніх ведучих колесах зовнішнього до центра повороту борту при збільшенні коефіцієнта зчеплення від 0,20 до 0,90 повинна збільшуватись від 230 до 365 кН, а реакція на задніх ведучих колесах внутрішнього борту зменшуватись, оскільки необхідне збільшення поворотного моменту.

У випадку потрапляння задніх ведучих коліс на поверхню із різними коефіцієнтами зчеплення (так званий «мікст»), виникає потреба індивідуального регулювання тангенціальних реакцій.

Величина сили опору повороту (2.42) залежить від радіуса повороту, оскільки чим більше переміщення колеса, тим більше сила опору цьому переміщенню. У зв'язку з цим, важливою задачею стає визначення впливу коефіцієнта зчеплення на радіус повороту машини. Для гусеничних машин даний вплив представлений у вигляді залежності радіуса повороту по гусениці, що забігає, від так званого коефіцієнта опору повороту μ , та у вигляді залежності моменту опору повороту машини від радіуса повороту [64]. Однак для великовантажної тягово-транспортної техніки, якою є кар'єрні самоскиди, залежність радіуса повороту від коефіцієнта зчеплення у відкритих джерелах не приведена.

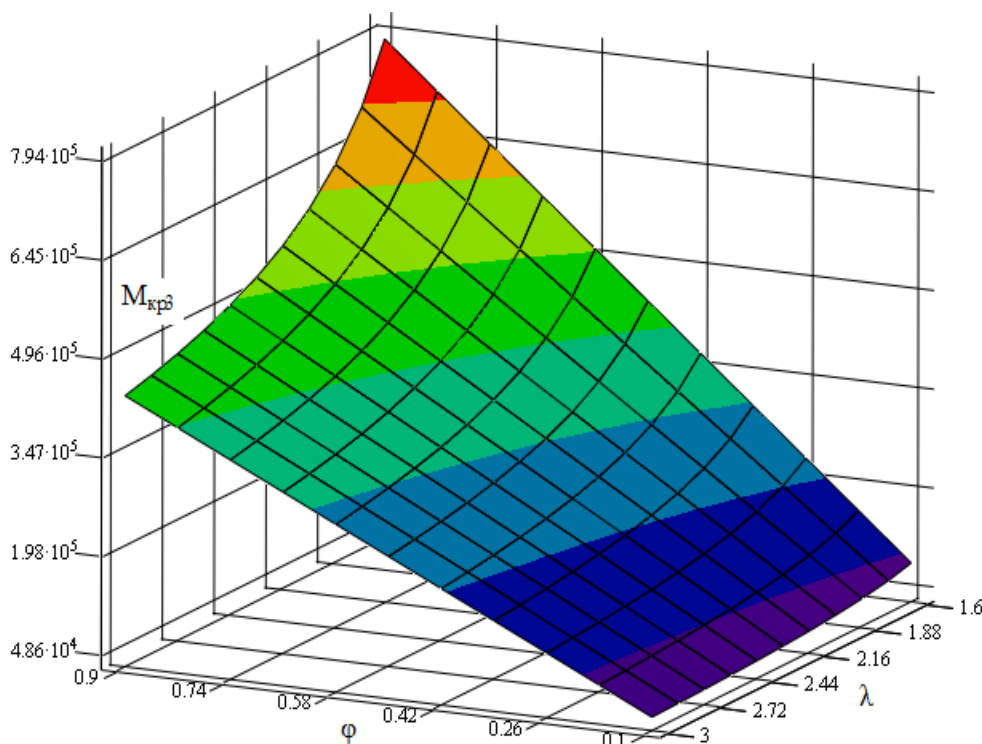


Рис. 2.17. Залежність крутного моменту $M_{кр3}$ задніх коліс зовнішнього до центра повороту борту від коефіцієнта зчеплення φ та відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс λ

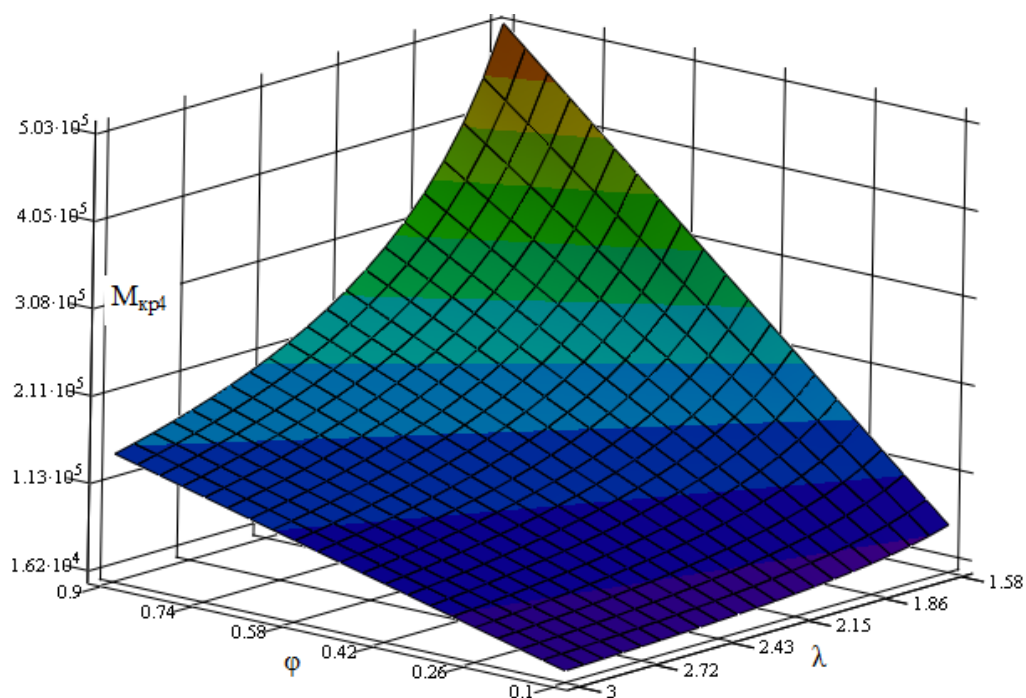


Рис. 2.18. Залежність крутного моменту M_{kp4} задніх коліс внутрішнього до центра повороту борту від коефіцієнта зчеплення φ та відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс λ

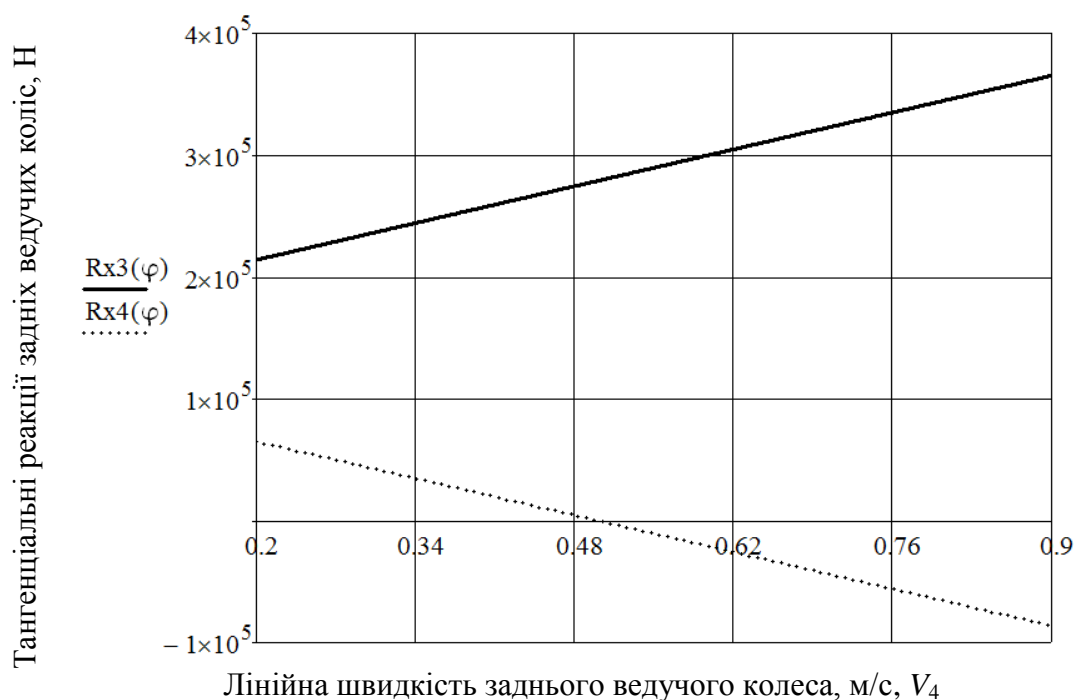


Рис. 2.19. Залежність тангенціальних реакцій задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення: R_{x3} – для заднього ведучого колеса зовнішнього до центра повороту борту, R_{x4} – для заднього ведучого колеса внутрішнього до центра повороту борту

У той же час відомо, що прийняття радіуса повороту тягово-транспортної техніки постійним і незалежним від зчеплення є недопустимим припущенням [163]. У зв'язку з цим, ще одним напрямом дослідження опору повороту кар'єрного самоскида є встановлення даної залежності.

Враховуючи залежність (2.16) та такий вираз

$$R_{x3} = \frac{M_{кр4} \cdot \omega_4}{V_4} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}, \quad (2.43)$$

$$R_{x4} = \frac{M_{кр3} \cdot \omega_3}{V_3} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}, \quad (2.44)$$

після математичних перетворень відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс можна представити з виразів (2.16), (2.34), (2.43), (2.44):

$$\lambda = \frac{\frac{M_{кр4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}}{\frac{M_{кр3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{B_2}}. \quad (2.45)$$

Таким чином, уперше отримана залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту, яку необхідно забезпечити у відповідності до коефіцієнта зчеплення при виконанні кар'єрним самоскидом маневру із силовим доворотом (2.45).

Після інтегрування методом підстановки, залежність (2.45) перетворюється в аналітичну функцію:

$$\lambda = - \frac{2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}{\varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 - 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2} \quad (2.46)$$

Використовуючи вираз (2.45), можна установити залежності кінематичних показників маневреності (радіусів повороту) від коефіцієнта зчеплення та крутних моментів задніх коліс при силовому довороті.

Радіус повороту кар'єрного самоскида визначається, м:

$$R_{\text{п}} = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)} \cdot \frac{1}{\cos \gamma_1} \quad (2.47)$$

Перетворена залежність (2.47) матиме вигляд, м:

$$R_{\text{п}} = \frac{2 \cdot B_2^2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 + B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1^2 \cdot \cos \gamma_2 - 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1^2 \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1^2 + B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos(\gamma_1) \cdot \cos(\gamma_2)}{+ 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1^2 \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2} \quad (2.48)$$

Інші показники маневреності визначаються з використанням залежностей (2.16), (2.17), (2.18) та з урахуванням (2.45):

$$R_1 = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)} \quad (2.49)$$

$$R = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} \cdot B_2}{2 \cdot \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - 2 \cdot \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 4 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)} \quad (2.50)$$

$$R_2 = \frac{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right)} \cdot B_2. \quad (2.51)$$

Після інтегрування виразів (2.49)–(2.51) аналогічно (2.47), отримуємо:

$$R_1 = \frac{B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 + 2 \cdot B_2^2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot B_2 \cdot \cos \gamma_2 +}{2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 - 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 +} + \frac{B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}{2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}, \quad (2.52)$$

$$R = \frac{B_2^2 \cdot L \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 \cdot (M_{\text{кр}3} + M_{\text{кр}4})}{2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 - 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 +}, \quad (2.53)$$

$$\frac{B_2^2 \cdot L \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 \cdot (M_{\text{кр}3} + M_{\text{кр}4})}{2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}.$$

$$R_2 = \frac{2 \cdot B_2^2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 + B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 +}{2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}4} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 - 2 \cdot B_2 \cdot L \cdot M_{\text{кр}3} \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_1 +} \cdot \quad (2.54)$$

$$\frac{B_2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}{2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot b \cdot l \cdot \cos \gamma_2 + 2 \cdot \varphi \cdot m \cdot g \cdot a \cdot l \cdot \cos \gamma_1 \cdot \cos \gamma_2}$$

Отримані вперше залежності (2.45), (2.47), (2.49)–(2.51) дозволяють прогнозувати кінематичні показники маневреності колісної машини при силовому довороті в залежності від коефіцієнта зчеплення та розподілу кутових швидкостей (крутних моментів) між задніми ведучими колесами окремого правого і лівого борту. Таким чином, дані залежності є математичним зв'язком між кінематичними та динамічними параметрами силового довороту колісної машини.

Остаточно узагальнена математична модель силового довороту представлена у вигляді системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned}
 A &= \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^{b_1} \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \gamma_1} + \frac{b}{\cos \gamma_2} \right); \\
 R_{x3} &= \frac{M_{\text{кр}4} \cdot \omega_4}{V_4} + \frac{A}{B_2}; R_{x4} = \frac{M_{\text{кр}3} \cdot \omega_3}{V_3} - \frac{A}{B_2}; \\
 \lambda &= \frac{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} + \frac{A}{B_2}}{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} - \frac{A}{B_2}}; \\
 R_{\text{н}} &= \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 + A}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{A}{B_2}} \cdot \frac{1}{\cos \gamma_1}
 \end{aligned} \right\}. \quad (2.55)$$

Для встановлення чисельних величин у відповідності до отриманих залежностей (2.45), (2.47), (2.49)–(2.51) проведено математичне моделювання за таких початкових умов [71]: маса кар'єрного самоскида дорівнює масі машини із порожньою платформою ($m=107000$ кг); координати центра мас визначаються перерозподілом ваги між осями порожньої машини ($a=2,604$ м, $b=2,696$); установлений максимальний кут повороту передніх коліс (32°); кутова швидкість правого до центра повороту колеса становить $0,56$ рад/с; крутні моменти на задніх колесах залишаються номінальними й постійними у діапазоні швидкостей від $1,0$ до $5,0$ км/год ($0,28 - 1,39$ м/с) згідно із тяговою характеристикою кар'єрного самоскида.

Для визначення плям контакту передніх коліс кар'єрних самоскидів із порожньою платформою проводилися відповідні заміри в умовах ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» (рис. 2.20).

Графічна інтерпретація залежностей (2.45), (2.47), (2.49)–(2.51) для кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 представлена на рис. 2.21, рис. 2.22.

Враховуючи типові значення коефіцієнтів зчеплення [71], слід зазначити, що мінімальне відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс необхідне для силового довороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513, яке становить $\lambda=1,6$,

не може бути забезпечене без буксування задніх коліс при значенні $\varphi \leq 0,24$, тобто на сніговій дорозі, сухому піску, та на поверхні, вкритою крижаною плівкою. На сухому асфальтобетоні залишаються можливості збільшення відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс до 6,7, на кар'єрному ґрунті діапазон відношень становить від 2,0 до 4,0.

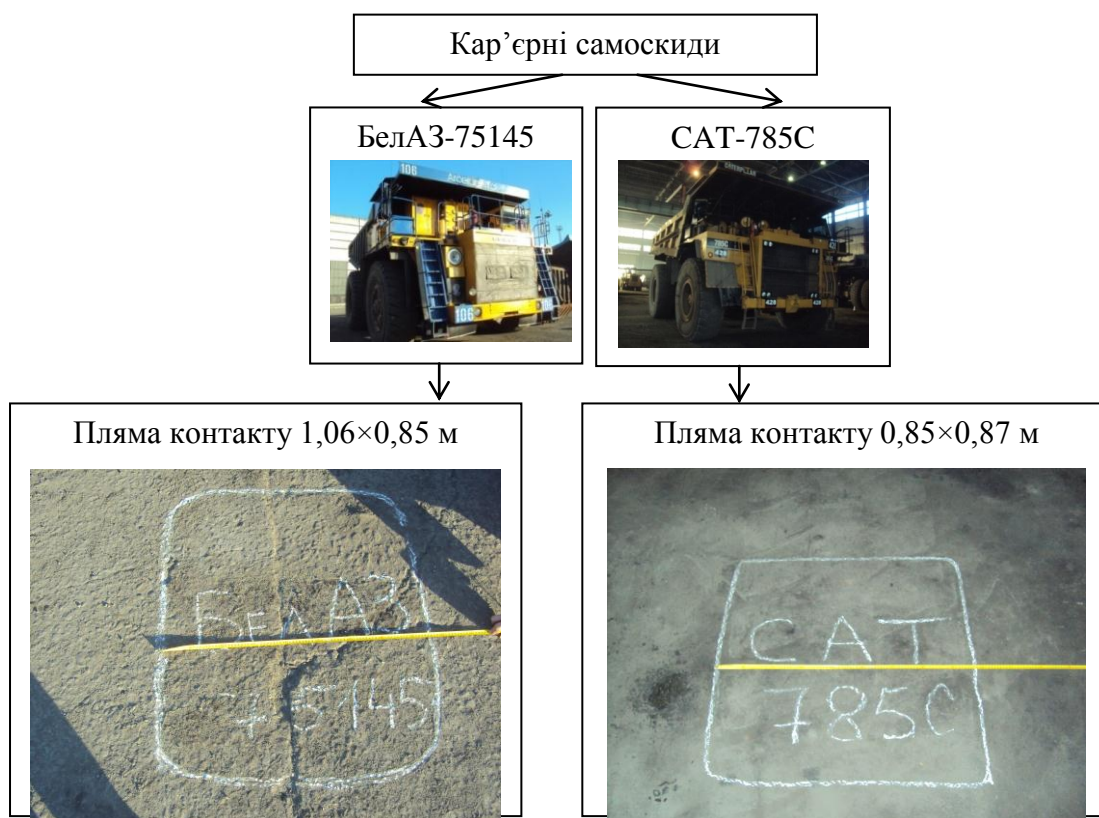


Рис. 2.20. Визначення плями контакту коліс самоскидів БелАЗ-75145 та САТ-785С

При повороті кар'єрного самоскида на кар'єрному ґрунті у випадку, коли він представляє собою неущільнений вологий гравій ($\varphi=0,36$), відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс становить 2,0. При цьому мінімальний радіус повороту самоскида БелАЗ-7513 зменшується порівняно із радіусом, прийнятим з технічної характеристики машини (13,0 м) на 25,3 % (3,3 м) до 9,7 м.

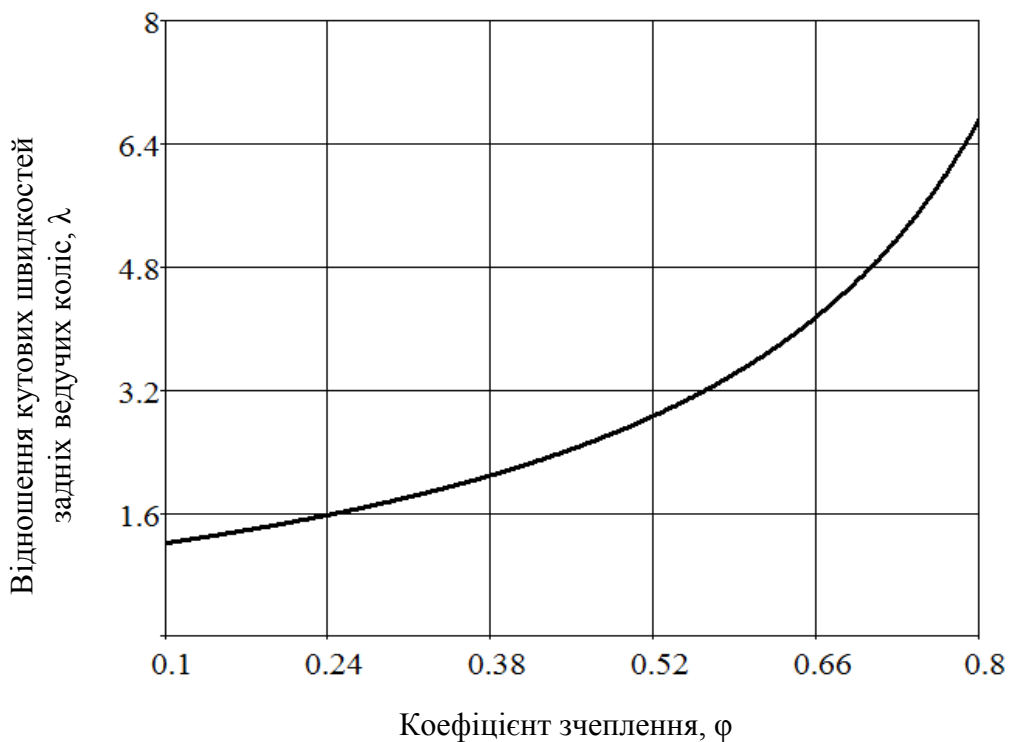


Рис. 2.21. Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого і лівого до центра повороту борту в залежності від коефіцієнта зчеплення

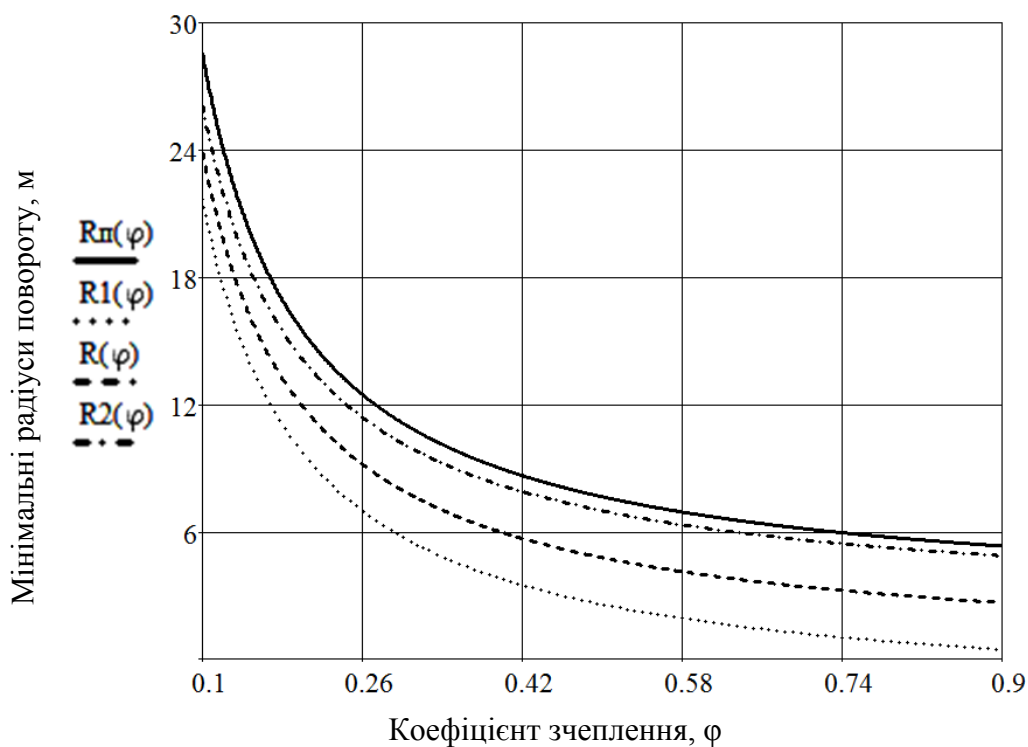


Рис. 2.22. Залежності мінімальних радіусів повороту від коефіцієнта зчеплення при силовому довороті

На пухкому кар'єрному ґрунті із коефіцієнтом зчеплення 0,45 мінімальний радіус повороту може бути зменшений на 36,9 % (4,8 м) до 8,22 м, на щільному кар'єрному ґрунті ($\varphi=0,55$) – на 44,8 % (5,83 м) до 7,17 м, а на кар'єрному ґрунті середньої щільності ($\varphi=0,65$) – на 50,5 % (6,57 м) до 6,43 м. При повороті на поверхні, вкритій снігом ($\varphi=0,20$), мінімальний радіус повороту збільшується на 16,1% (2,1 м) до 15,4 м, на поверхні, вкритій льодом ($\varphi=0,12$) – на 45,4% (11,2 м) до 24,2 м (див. рис. 2.22).

Збільшення радіуса повороту, що спостерігається за малих коефіцієнтів зчеплення, пояснюється втратою значної долі тягових сил при буксуванні ведучих коліс, яке відбувається при зменшенні коефіцієнта зчеплення, що призводить до вирівнювання кутових швидкостей окремого зовнішнього і внутрішнього до центра повороту колеса, та, як наслідок, до зсуву передніх керованих коліс й відведення самоскида на зовнішній радіус. Оскільки траєкторія повороту у такому випадку близька до траєкторії прямолінійного руху, можна зробити висновок про можливу втрату керованості машини на зазначених поверхнях.

Згідно із проведеними у роботі [171] дослідженнями, коефіцієнт зчеплення на кар'єрах коливається від 0,34 (зволожене ґрунтове покриття основних трас) до 0,80 (асфальтобетонне покриття промислових площадок). Якщо прийняти до розрахунку останні значення коефіцієнтів зчеплення, максимальна величина зменшення мінімального радіуса повороту становить 56,1 % (на 7,3 м), що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення асфальтобетонних покриттів промислових площадок. Таким чином, діапазон зміни мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 становить 10,1 – 5,7 м. Із наведених значень коефіцієнтів зчеплення стає зрозумілим, що зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт зчеплення зменшується, що підтверджується дослідами, спрямованими на визначення коефіцієнтів зчеплення між шиною автомобіля та покриттям доріг загального користування [14]. При цьому особливої уваги потребує той факт, що на

зволожених покриттях коефіцієнт зчеплення на 15–40 % нижчий, ніж на сухих, внаслідок дії плівки вологи та бруду в якості мастильного шару.

Режим повороту із заблокованим заднім колесом внутрішнім до центра повороту, при якому мінімальний радіус повороту знаходиться у межах 5,6–6,3 м, може бути реалізований при коефіцієнтах зчеплення 0,80 і більше. Однак застосування режиму повороту із блокуванням внутрішнього колеса обмежене в умовах кар'єрів за двох причин: на кар'єрах відсутні опорні поверхні з великими коефіцієнтами зчеплення; використання такого випадку силового довороту призведе до значних навантажень на вузли і деталі підвіски та механізми тягового електропривода.

За допомогою отриманих вперше залежностей показників маневреності кар'єрного самоскида від коефіцієнта зчеплення можна також брати до уваги випадок потрапляння задніх ведучих коліс окремого борту на поверхню із різними коефіцієнтами зчеплення φ_3 та φ_4 . У такому разі функціональна залежність представляє собою поверхню, вертикальна координата якої визначається як мінімальний радіус повороту, а дві інші координати – як коефіцієнт зчеплення задніх ведучих коліс окремого борту (рис. 2.23).

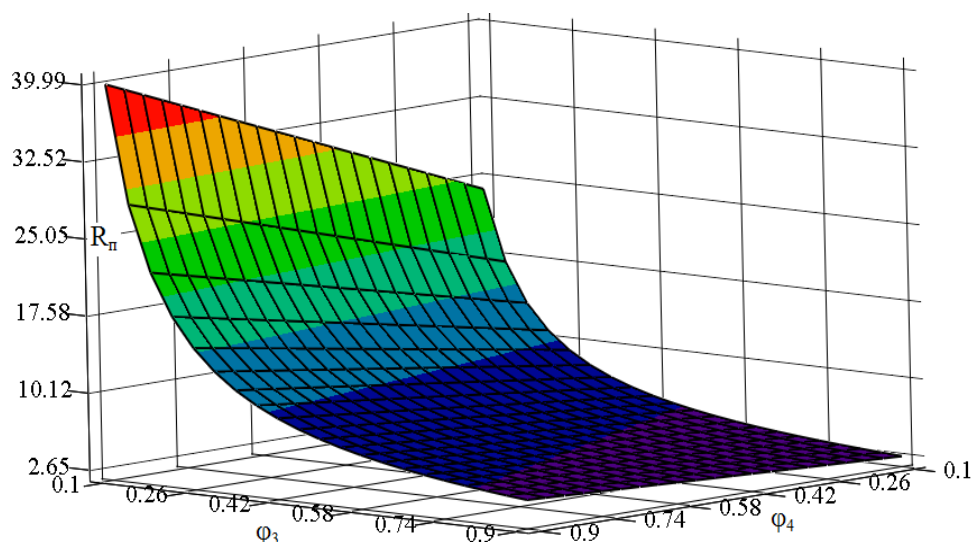


Рис. 2.23. Залежності мінімального радіуса повороту $R_{п}$ від коефіцієнта зчеплення задніх ведучих коліс окремо правого φ_4 і лівого φ_3 до центра повороту борту при силовому довороті

Висновки до розділу 2

У результаті проведених аналітичних досліджень силового довороту кар'єрного самоскида отримані такі висновки.

1. Установлено, що на повороті кар'єрного самоскида із порожньою платформою при коефіцієнті опору кочення $f=0,025$ кути відведення коліс передньої осі становлять до 0,0091 рад. (0,5 °), та для коліс задньої осі до 0,0042 рад (0,23 °) за різними варіантами їх визначення, а при коефіцієнті опору кочення $f=0,250$ – для коліс передньої осі до 0,036 рад (2,00 °), та для коліс задньої осі до 0,0035 рад (0,19 °). Отримані значення дозволяють стверджувати, що відведенням коліс у сталому режимі повороту кар'єрного самоскида на невеликих швидкостях та при радіусах, близьких до мінімального, можна знехтувати.

2. На основі отриманої аналітичної залежності мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида від коефіцієнта опору кочення при кінематичному повороті, установлено, що при збільшенні коефіцієнта опору кочення з 0,025 до 0,200 мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 із порожньою платформою збільшується з 13,04 до 13,76 м, а повністю завантаженого – з 13,11 до 14,18 м.

3. Із застосуванням залежності граничних коефіцієнтів зчеплення коліс передньої та задньої осі кар'єрного самоскида від коефіцієнта опору кочення вперше встановлено, що зсув передніх коліс кар'єрного самоскида відбувається при коефіцієнтах зчеплення 0,15–0,24 незалежно від ступеня його завантаження, а для машини із порожньою платформою проковзування коліс задньої осі настає при коефіцієнтах зчеплення 0,54–0,71.

4. Доведена необхідність корегування ширини маневрової площадки у відповідності до зміни мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида, яка відбувається внаслідок зсуву передніх коліс та проковзування задніх ведучих коліс. Розроблений коефіцієнт для коректного визначення мінімальної

ширини маневрової площадки. Установлено, що при погіршенні стану покриття площадок для маневру кар'єрного самоскида БелАЗ-7513, яке характеризується зменшенням коефіцієнта зчеплення і збільшенням коефіцієнта опору кочення, їх мінімальна ширина повинна збільшуватись з 24,2 до 25,25 м у відповідності до збільшення мінімального радіуса повороту машини з 13,01 до 13,76 м.

5. Установлена залежність мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида від коефіцієнтів буксування (ковзання) задніх коліс. При збільшенні коефіцієнта буксування (ковзання) від $\sigma=0,01$ до $\sigma=0,10$ мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 при кінематичному повороті збільшується від 13,0 м до 21,0 м, а при силовому довороті з $\lambda=1,80$ від 10,7 до 14,8 м.

6. Отримана залежність моменту опору повороту кар'єрного самоскида, яка додатково враховує розміри плям контакту коліс та кути повороту передніх керованих коліс. На основі чисельної реалізації даної залежності встановлено, що момент опору повороту збільшується від 95,5 кН·м до 429,7 кН·м при збільшенні коефіцієнта зчеплення від 0,20 до 0,90.

7. Створена математична модель силового довороту у вигляді системи рівнянь, які представляють собою вперше встановлені залежності відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту, залежності показників маневреності, залежності тангенціальних реакцій задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення. Математичне моделювання із використанням розробленої моделі дозволило встановити, що для кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 мінімальний радіус повороту при виконанні маневру із силовим доворотом змінюється в умовах кар'єрів від 10,1 до 5,7 м.

РОЗДІЛ 3.

ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КОЛІСНОЇ МАШИНИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ СИЛОВОГО ДОВОРТУ

3.1. Постановка завдань досліджень

Теоретичні дослідження маневреності кар'єрного самоскида при різних способах управління поворотом дозволили створити математичну модель силового довороту, яка представлена у розділі 2 на с. 80. Модель силового довороту складається із математичних залежностей, що дають можливість визначення:

- тангенціальних реакцій, які діють з боку опорної поверхні на задні ведучі колеса кар'єрного самоскида;
- відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту, виконання якого забезпечує збільшення поворотного моменту;
- радіусів повороту, які можуть бути отримані при застосуванні силового довороту.

При цьому вперше отримано залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту від коефіцієнта зчеплення, що визначає спосіб управління кутовими швидкостями задніх ведучих коліс, виконання якого дозволить кар'єрному самоскиду здійснювати маневр із силовим доворотом. Отримана вперше залежність радіуса повороту від коефіцієнта зчеплення дозволяє визначити ефективність використання силового довороту на кар'єрних самоскидах, що є оціночним показником їх маневреності.

З метою визначення доцільності та можливості використання математичної моделі силового довороту для створення алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс реальної машини, необхідно перевірити

встановлені математичні залежності експериментальним шляхом із застосуванням лабораторної моделі.

Таким чином, маневреність лабораторної моделі при використанні кінематичного повороту та силового довороту є об'єктом лабораторного дослідження, а її показники маневреності лабораторної моделі при застосуванні силового довороту – предметом дослідження.

Перевірка математичної моделі силового довороту у лабораторних умовах із можливим подальшим її уточненням потребує вирішення відповідних задач:

- визначення мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі при використанні кінематичного способу управління поворотом та при силовому довороті;

- установлення відхилення емпіричного та розрахункового мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті;

- установлення емпіричної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при силовому довороті у вигляді рівняння регресії;

- порівняння емпіричної та аналітичної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при використанні силового довороту.

Вирішення наведених задач дозволяє визначити вплив способу управління поворотом лабораторної моделі (колісної машини) на показники маневреності на різних опорних поверхнях.

Поставлені задачі досліджень вирішуються виходячи із такої структури лабораторного експерименту:

- підготовка до експерименту;
- проведення експерименту по визначенню мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі при різних способах управління поворотом;
- обробка результатів експериментів;
- аналіз отриманих результатів.

Підготовка до експериментів складається із таких етапів:

- створення відношень часткового заміщення робочих параметрів кар’єрного самоскида робочими параметрами лабораторної моделі з урахуванням масштабного коефіцієнта системи «колісна машина – опорна поверхня», використання якого засноване на теорії подібності;
- визначення геометричних параметрів лабораторної моделі виходячи із устанавленого коефіцієнта подібності;
- визначення розмірів випробувальної площадки, враховуючи коефіцієнт подібності;
- визначення типу опорної поверхні випробувальної площадки, фракційний склад якої подібний до гранулометричного складу покриттів опорних поверхонь в умовах кар’єру із відповідним коефіцієнтом геометричної подібності;
- створення лабораторної моделі.

Проведення лабораторного дослідження включає такі етапи:

- визначення коефіцієнтів опору кочення та зчеплення колеса з опорною поверхнею випробувальних площадок;
- розрахунок мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі в залежності від визначених коефіцієнтів зчеплення опорних поверхонь випробувальних площадок;
- здійснення повороту лабораторної моделі за рахунок передніх коліс й розподілу крутних моментів задніх ведучих коліс за принципом електричного диференціала (кінематичний поворот);
- здійснення повороту лабораторної моделі за рахунок передніх коліс й розподілу крутних моментів задніх ведучих коліс у відповідності до встановленої математичної залежності відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення (силовий доворот);
- замір мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі при використанні кінематичного повороту та силового довороту.

Обробка результатів експериментів з визначення коефіцієнтів опору кочення та коефіцієнтів зчеплення включає встановлення їх істинного значення та похибки вимірювань. Обробка результатів експерименту з визначення мінімального радіуса повороту лабораторної моделі полягає у встановленні його середньої величини, отриманої за п'яти вимірюваннями на кожному типі покриття, та її порівняння із розрахунковою величиною.

На кінцевому етапі отримані емпіричні показники маневреності лабораторної моделі потребують наступних досліджень:

- аналізу відхилення емпіричного та розрахункового мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті;
- аналізу емпіричної залежності (рівняння регресії) мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення;
- порівняння емпіричної та аналітичної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при використанні силового довороту.

У результаті аналізу показників маневреності лабораторної моделі приводиться висновок щодо відповідності математичної моделі силового довороту реальним процесам і можливості її використання для створення алгоритму примусового управління поворотом, а саме, управління кутовими швидкостями задніх ведучих коліс кар'єрного самоскида окремо правого і лівого до центра повороту борту.

3.2. Підготовка до лабораторного експерименту: відтворення умов руху і робочих параметрів кар'єрного самоскида на лабораторній моделі

Лабораторні дослідження включають створення відношень часткового заміщення робочих параметрів кар'єрного самоскида робочими параметрами моделі з урахуванням масштабного коефіцієнта системи «колісна машина – опорна поверхня», використання якого засноване на теорії подібності. До робочих параметрів лабораторної моделі відносяться радіус колеса, довжина

колісної бази, ширина колії передніх та задніх коліс, висота переднього і заднього звису, відстані від центра ваги до передньої й задньої осі.

При проектуванні лабораторної моделі один із цих робочих параметрів необхідно обрати за критерій, за яким визначаються всі інші. Таким критерієм був обраний радіус колеса. Саме відношення радіуса колеса кар'єрного самоскида до радіуса колеса лабораторної моделі було прийнято за коефіцієнт геометричної подібності:

$$K = \frac{r_c}{r_m},$$

де r_c , r_m – радіуси коліс кар'єрного самоскида і лабораторної моделі відповідно; м.

Геометрична подібність кар'єрного самоскида (оригінала) та лабораторної моделі із коефіцієнтом K виконується, якщо їх робочі параметри знаходяться у рівному співвідношенні, яке дорівнює даному коефіцієнту:

$$K = \frac{d_c}{d_m} = \frac{L_c}{L_m} = \frac{B_{1c}}{B_{1m}} = \frac{B_{2c}}{B_{2m}} = \frac{l_{пс}}{l_{пм}} = \frac{l_{зс}}{l_{зм}} = \frac{a_c}{a_m} = \frac{b_c}{b_m},$$

де r_c , L_c , B_{1c} , B_{2c} , $l_{пс}$, $l_{зс}$, a_c , b_c , r_m , L_m , B_{1m} , B_{2m} , $l_{пм}$, $l_{зм}$, a_m , b_m – радіус коліс, довжина колісної бази, ширина колії передніх та задніх коліс, висота переднього й заднього звису, координати центра ваги кар'єрного самоскида і лабораторної моделі відповідно, м.

Площини плям контакту шин із опорною поверхнею кар'єрного самоскида і лабораторної моделі відносяться як квадрати їх коефіцієнтів геометричної подібності:

$$K^2 = \frac{b_{1c} \cdot l_c}{b_{1m} \cdot l_m},$$

де b_{1c} , l_c , b_m , l_m – довжина та ширина плями контакту кар’єрного самоскида і лабораторної моделі відповідно, м.

Із теорії подібності відомо, що відношення об’ємів подібних тіл дорівнює коефіцієнту геометричної подібності у третьому ступені [40]. Звідси, приймаючи рівність щільності матеріалу оригіналу та лабораторної моделі, маса останньої визначається:

$$m_m = \frac{m}{K^3},$$

де m – маса кар’єрного самоскида, m_m – маса лабораторної моделі, кг.

Виходячи із радіусів коліс кар’єрного самоскида БелАЗ-7513 і лабораторної моделі визначено числове значення коефіцієнта геометричної подібності, який дорівнює 12. Робочі параметри (лінійні розміри) й коефіцієнти подібності кар’єрного самоскида і лабораторної моделі представлені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Відповідність робочих параметрів кар’єрного самоскида і лабораторної моделі

Робочий параметр	Кар’єрний самоскид	Лабораторна модель	Коефіцієнт подібності
Радіус колеса, мм	1500	125	12
Довжина колісної бази, мм	5230	436	12
Ширина колії передніх і задніх коліс відповідно, мм	4370/5040	364/420	12
Відстань від передньої осі до центра ваги, від центра ваги до задньої осі відповідно, мм	2600 / 2700	220/210	12
Площа плям контакту передніх керованих коліс, мм	506880	3520	144
Маса, кг	107000	62	1728
Кути повороту переднього зовнішнього до центра повороту колеса і переднього внутрішнього до центра повороту колеса відповідно, град.	24/42	24/42	1

Проектувальні лінійні розміри лабораторної моделі показані на рис. 3.1.

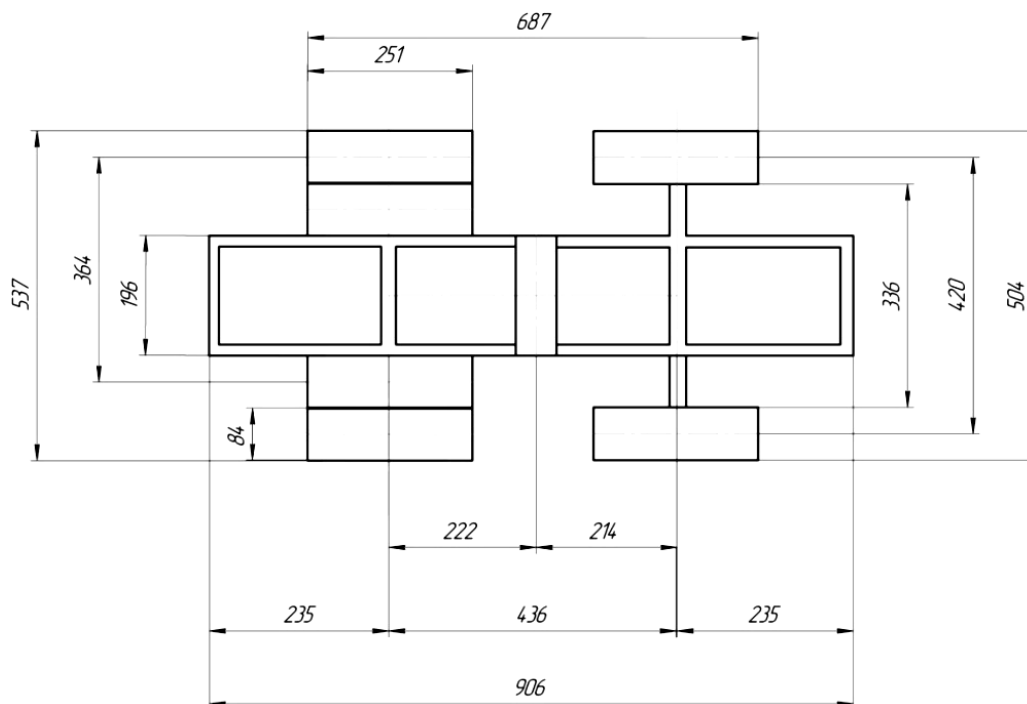


Рис. 3.1. Лінійні розміри лабораторної моделі

Особливості конструкційних рішень щодо приводу задніх коліс лабораторної моделі приведені у таблиці 3.2.

Лабораторна модель (див. рис. 3.2) виготовлена відповідно до представлених робочих параметрів, площин плям контакту і маси з урахуванням коефіцієнтів подібності та необхідних компоновки і способу регулювання (крутних моментів) кутових швидкостей ведучих коліс кар'єрного самоскида. Передні колеса лабораторної моделі 1 виставлені та зафіксовані на кути повороту відносно повздовжньої осі, які дорівнюють максимально можливим кутам повороту передніх керованих коліс кар'єрного самоскида. Площа плям контакту коліс регулюється зміною внутрішнього тиску пневматичних шин лабораторної моделі. На задніх ведучих колесах (по два колеса на кожний борт) установлені електродвигуни 7 із черв'ячними редукторами 6 (мотор-редуктори 20.3780 виробництва ВАТ «КЗАЕ»). Маса лабораторної моделі підібрана за допомогою п'яти знімних кілець 5 вагою від 1,25 до 2,5 кг, закріплених у центрі мас. Безступінчасте регулювання крутних моментів (кутових швидкостей) задніх ведучих коліс реалізовано за допомогою використання блоку управління 12 із мікроконтролером.

Відповідність конструкції приводу задніх коліс кар'єрного самоскида і лабораторної моделі

Особливість приводу	Кар'єрний самоскид	Лабораторна модель
Привід крутних моментів на задні колеса	Два мотор-редуктори (тягові асинхронні електродвигуни з планетарними редукторами)	Два мотор-редуктори (електродвигуни постійного струму із черв'ячними редукторами)
Безступінчасте регулювання крутних моментів (кутових швидкостей) задніх ведучих коліс	Система автоматичного управління тяговим електроприводом (САУ) регулює частоту напруги, що подається на обмотки статора тягових електродвигунів, що призводить до плавної зміни частоти їх обертання	Реалізовано за допомогою використання блоку управління із мікроконтролером
Запас сили тяги (крутного моменту) достатній для забезпечення проковзування задніх ведучих коліс	САУ підтримує магнітні потоки та крутні моменти тягових електродвигунів на номінальному рівні	Забезпечується за допомогою одноступінчастого черв'ячного редуктора
Використання схеми так званого «електричного диференціала»	Забезпечується САУ	Програмовано за допомогою блоку управління

Розподіл крутних моментів між колесами задньої осі за схемою електричного диференціала, коли крутні моменти різних бортів примусово вирівнюються, і роздільне управління частотою обертання електродвигунів на повороті, спрямоване на здійснення силового довороту, здійснюються програмовано за допомогою блоку управління 12.

Живлення блоку управління 12 і відповідних електродвигунів здійснюється від джерела енергії 13 через силовий кабель 9. Виключення впливу ваги силового кабелю на поворот візка досягнуто закріпленням його на балці 8 довжиною 1 м, що вільно обертається за допомогою підшипника 10 на вертикальній стійці 11.

Блок управління складається із плати Arduino Uno з програмованим мікроконтролером ATmega 328.

Мікроконтролер ATmega 328 з архітектурою AVR має такі конструктивні і функціональні особливості:

– цифрові порти введення–виводу: 14 портів (з них 6 з широтно-імпульсним сигналом);

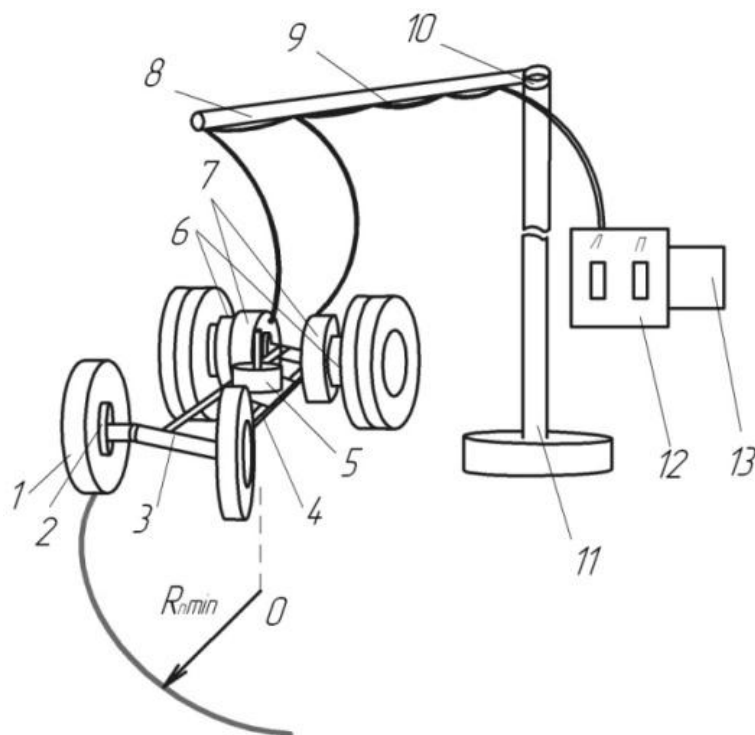


Рис. 3.2. Схема лабораторної моделі: 1– колесо; 2 – підшипник колеса; 3 – вісь; 4 – рама; 5 – вантаж; 6 – редуктори; 7 – електродвигуни; 8 – балка; 9 – силовий кабель; 10 – підшипник; 11 – стійка; 12 – блок управління; 13 – елемент живлення

– аналогові порти введення: 6 портів пам’яті програм (Flash Memory): 32 К, з них 0,5 К використовуються завантажувачем (Bootloader);

– статична оперативна пам’ять (SRAM): 2 Кбайт;

– постійний запам’ятовувач (EEPROM): 1 Кбайт;

– тактова частота: до 20 МГц;

– діапазон напруги живлення 3,5–5 В (лінійний стабілізатор) при споживаному струмі 50 мА.

Управління частотою обертання електродвигунів задніх ведучих коліс лабораторної моделі здійснюється за допомогою сигналів з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ): зміна їх частоти призводить до зміни кількості

енергії, яка поступає на електродвигун за одиницю часу, таким чином, зменшується або збільшується частота обертання (кутова швидкість) вала електродвигуна. При сталості амплітуди напруги, яка подається на електродвигун, змінюється коефіцієнт заповнення імпульсів управління, тобто за більшої ширини імпульсу вал електродвигуна обертається із більшою долею часу, а, значить, й з більшою частотою [140].

Частота обертання електродвигуна залежить від часу T_{on} , протягом якого на електродвигун подається повна напруга живлення V_m . Відсоткове відношення між часом T_{on} та тривалістю періоду T визначається за коефіцієнт заповнення (рис. 3.3):

$$k_z = \frac{T_{on}}{T_{on} + T_{off}} \cdot 100\% ,$$

де T_{on} , T_{off} – час включення та вимкнення електродвигуна відповідно, мс.

Частота ШІМ f_u визначається:

$$f_u = \frac{1}{T_{on} + T_{off}} = \frac{1}{T} .$$

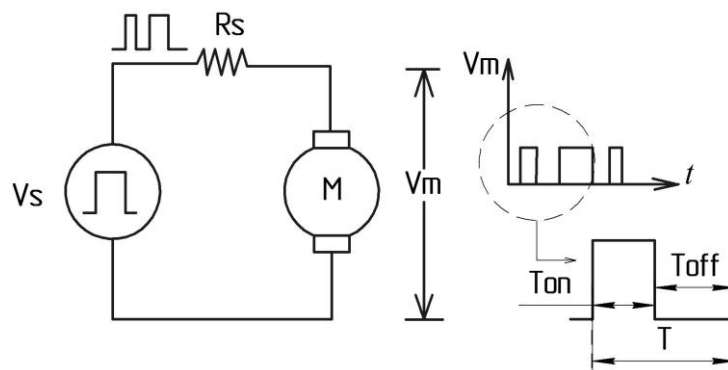


Рис. 3.3. Формування ШІМ-сигнала для управління електродвигуном

Отже, управління коефіцієнтом заповнення сигнала ШІМ є методом регулювання швидкості електродвигуна. У середовищі Arduino є можливість

контрольованої зміни коефіцієнта заповнення ШІМ-сигналів від 0 % до 100 % (повний рівень напруги), регулюючи значення параметра функції від 0 до 255 [140].

Інтегроване середовище розробки Arduino включає в себе редактор коду, компілятор і модуль передачі програми у плату. Середовище розробки засноване на мові програмування Processing (мова C++), у якій програма має назву «скетч». Період і коефіцієнт заповнення ШІМ-сигнала створюється функцією `analogWrite`. Остання виконується до тих пір, поки на виводі плати Arduino, який визначений як вивід із ШІМ-сигналом, не буде викликана нова функція `analogWrite`, або функції `digitalRead`, `digitalWrite` для цього ж самого виводу. Функція `analogWrite` має формат: `analogWrite` (вивід, значення); де вивід – це номер виводу порту Arduino, значення – це значення коефіцієнта заповнення від 0 до 255.

Плата Arduino Uno програмується через USB-інтерфейс за допомогою мікросхеми конвертера Atmega 8, виконаної у SMD-корпусі, що дозволяє використовувати стандартні драйвери USB COM.

Таким чином, програмоване управління частотою обертання окремого електродвигуна правого і лівого борту лабораторної моделі включає: створення скетч-файлу за допомогою програмного забезпечення Arduino 1.0.5 (коду на C++), компіляцію, завантаження коду через USB, виконання коду та початок руху у відповідності до завантаженої програми.

Проведення досліджень маневреності кар'єрного самоскида у лабораторних умовах при використанні різних способів управління поворотом потребує відтворень умов його руху у вигляді специфічних властивостей покриття випробувальної площадки.

При цьому основними вимогами до опорної поверхні випробувальної площадки є:

– розміри випробувальної площадки достатні для проведення відповідних випробувань з устанавлення мінімального радіуса повороту лабораторної моделі;

– розмір зерен покриття випробувальної площадки подібний до гранулометричного складу опорної поверхні на кар'єрах із коефіцієнтом геометричної подібності;

– покриття випробувальної площадки та опорні поверхні на кар'єрах відносяться до одного класу абразивності;

– тверде покриття, що забезпечує достатній коефіцієнт зчеплення, та можливість чіткої розмітки;

– рівна поверхня із уклоном у будь-якому напрямку не більше 3 %.

Випробувальна площадка складається із основної поверхні (опори), покриття із певним фракційним складом й насипного покриття. Верхній шар випробувальної площадки є сухим та зволеним, що використовується для імітації погодних умов.

Ширина випробувальної площадки, яка достатня для маневрування лабораторного візка, повинна дорівнювати двом його розрахунковим мінімальним радіусам повороту (2,24 м). Для площадки із вказаними розмірами були застосовані дві орієнтовано-стружкові плити OSB (1220×2440×16 мм).

На OSB плити укладено основне й насипне покриття. Тип основного покриття визначений виходячи з властивостей, які дозволяють імітувати опорні поверхні на кар'єрах. До таких властивостей належить гранулометричний склад (фракція) гірничих порід, що утворює опорну поверхню, та їх абразивність.

Для робочих площадок пунктів навантаження гірничої маси середній діаметр куска становить 25–75 мм, при середньому діаметрі у розвалі 250–360 мм. Перший шар дорожніх одягів основних трас складається зі скальних порід із діаметрами кусків 20–80 мм, нежорсткі одяги допоміжних трас – 0,4–2,0 мм [75].

Кожному типу гірничих руд і порід відповідає абразивність, тобто здатність покриття зношувати поверхні, що з ним контактують. Породи і руди Скелеватського родовища (ПАТ «Південний ГЗК»), як і породи інших родовищ Криворізького басейну, належать до наступних класів абразивності, установлених за методом І.Л. Барона, А.В. Кузнецова [147]: сланці – мало

абразивні, неокислені кварцити – середньо абразивні, окислені кварцити – вище середньої абразивності.

Виходячи із установленого для лабораторної моделі коефіцієнта геометричної подібності визначені типи покриття випробувальних площадок. Розміри зерен та тип покриття випробувальної площадки у відповідності до середнього діаметра куска кар'єрного ґрунту у пунктах навантаження, на основних та допоміжних трасах із нежорсткими дорожніми одягами, приведені у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Відповідність гранулометричного складу гірничих порід на Криворізьких кар'єрах розміру зерен і типу покриття випробувальних площадок

№ з/п	Умови кар'єру			Лабораторні умови	
	Робоча зона	Гранулометричний склад порід, мм	Фракція, мм	Розмір зерен випробувальної площадки, мм	Тип покриття
1.	Пункти навантаження	Скальні породи та руди	25–75	2,0-6,1	Дрібний гравій, сухий та зволожений
2.	Основні траси	Негрохочені скальні породи та руди	20 – 80	1,6 – 6,6	Дрібний гравій, сухий та зволожений
3.	Допоміжні траси	Скальні породи та руди	5–25	0,4-2,0	Абразивний папір

Дрібний гравій, сухий та зволожений (для врахування різних погодних умов) фракцією $d=2,0-6,0$ мм використовується для відтворення опорних поверхонь пунктів навантаження. Гравійне покриття ($d=1,6-6,6$ мм) отримало застосування на випробувальній площадці для урахування дорожніх одягів основних трас. Абразивний папір ($d=0,4-2,0$ мм), приклеєний до двох OSB плит, відповідав нежорстким одягам допоміжних трас. Крім того, зернистість абразивного паперу визначала абразивність опорної поверхні нежорстких дорожніх одягів (таблиця 3.4).

Таблиця 3.4

Відповідність абразивності руд та порід Скелеватського родовища та зернистості абразивних покриттів випробувальних площадок

Назва	Мінералого-петрографічні типи руд та порід	Абр., мг	Клас абразивності	Лабораторні умови	
				Номер зернистості абразивного паперу	Розмір зерен, мкм
Неокислені кварцити	Середньо- та широкополосчаті магнетитові роговики	18,4	Середньо абразивні (IV)	P46	355–425
	Тонко-і неяснополосчаті магнетитові роговики / Карбонат-магнетитові роговики	37,3/ 31,1	Вище середньої (V)	P22	850–1000
	Гематит-магнетитові роговики / Магнетит-сілікат-карбонатні роговики	29,0/ 28,5	Середньо абразивні (IV)	P36	500–600
Окислені кварцити	Магнетит-мартитові, лімоніт-мартитові роговики	32,0	Вище середньої (V)	P22	850–1000
Сланці	Кварц-біотит-хлоритові, кварц-хлорит-амфіболові сланці	6,0	Мало абразивні (II)	P150	75–106

Для існуючих мінералого-петрографічних типів руд та порід регіону, з урахуванням коефіцієнта геометричної подібності 12,0, гранулометричний склад мікрозерен абразивного паперу був розподілений на чотири групи згідно із класифікацією, приведеною в ISO 6344 [167]: P22 (неокислені кварцити вище середньої абразивності та окислені кварцити), P36 (неокислені кварцити середньо абразивні), P46 (середньо- та широкополосчаті магнетитові роговики), P150 (сланці) із розміром зерен відповідно 850–1000 мкм, 500–600 мкм, 355–425 мкм, 75 –106 мкм.

Таким чином, кількість типів опорних поверхонь випробувальних площадок, що використовуються у лабораторному експерименті (сім, одна з яких – асфальтобетонне покриття, два – гравійне покриття, чотири – абразивний папір різної зернистості), дозволяє відтворити умови руху самоскида у різних робочих зонах кар'єру та є достатньою для отримання

емпіричної залежності мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення.

3.3. Проведення лабораторного експерименту

Для визначення необхідних відношень кутових швидкостей задніх ведучих коліс лабораторної моделі окремо правого і лівого до центра повороту борту необхідно визначити коефіцієнти зчеплення коліс з покриттям випробувальної площадки. Коефіцієнт опору кочення та коефіцієнт зчеплення встановлювались за допомогою буксирування лабораторної моделі у повздовжньому напрямку.

Визначення коефіцієнта опору кочення полягало у ручному буксируванні лабораторного візка за передню частину рами за допомогою тросу при фіксуванні показників динамометра. Визначення коефіцієнта зчеплення полягало у ручному буксируванні лабораторної моделі тросом за передню частину рами при заблокованих колесах (при 100 % ковзанні коліс) та фіксуванні показників динамометра. Досліди повторювались 5 разів на кожному типі покриття.

Для проведення лабораторних досліджень використовувались такі інструменти:

- динамометр ДПУ-0,01-2 зі шкалою ділення 0,001 кН (0,1 кг) другого класу точності для вимірювання коефіцієнта опору кочення;
- динамометр ДПУ-0,02-2 зі шкалою ділення 0,002 кН (0,2 кг) другого класу точності для вимірювання коефіцієнта зчеплення;
- вольтметр для визначення напруги джерела живлення;
- двоканальний USB-осцилограф для контролю стану електродвигунів ведучих коліс під час виконання лабораторним візком маневру;
- трос сталевий діаметром 2,0 мм для буксирування візка;
- рулетка маркшейдерська сталеві довжиною 5 м для замірів радіусів повороту;

– крейда в якості маркерів й для позначення необхідних для замірів точок траєкторії руху візка.

Маневрування при розподілі крутних моментів задніх ведучих коліс за принципом електричного диференціала (кінематичний поворот) здійснювалось за рахунок повороту передніх керованих коліс лабораторної моделі, виставлених на максимальні кути. При цьому у скетчах коефіцієнти заповнення ШІМ-сигналів на електродвигунах задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту задавалися рівними, що призводило до вирівнювання кутових швидкостей задніх ведучих коліс на повороті.

Силовий доворот лабораторної моделі забезпечувався за рахунок фіксованого кута повороту передніх коліс, який мав максимальне значення, та виконання відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого та лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення, яке визначалося за допомогою аналітичної залежності, на перевірку якої і було спрямовано лабораторний експеримент.

На рис. 3.4–рис. 3.5 показаний приклад випробувань візка на слизькому асфальтобетонному покритті. Лабораторний візок виконував тільки лівий поворот, оскільки особливості руху машини не залежать від того, в який бік виконується маневр, натомість збільшується кількість скетч-файлів у два рази й ускладнюється програма управління.

Траєкторія руху візка фіксувалась крейдяними маркерами, один з яких був установлений у центрі мас, а два інших – у точках, які відповідають максимальній габаритній ширині кар’єрного самоскида з урахуванням коефіцієнта подібності. При русі лабораторного візка на опорній поверхні залишалось три сліди від крейдяних олівців, які було змонтовано на плаваючих кріпленнях, що забезпечувало постійний контакт крейди з опорною поверхнею (див. рис. 3.4). Для визначення траєкторії візка при кінематичному повороті були використані крейдяні олівці білого кольору, при маневруванні із застосуванням силового довороту – крейда синього кольору.



Рис. 3.4. Лабораторна модель перед початком виконання маневру

Для спрощення процедури визначення різниці мінімальних радіусів, отриманих при кінематичному способі повороту і силовому довороті (див. рис. 3.6), лабораторний візок був зупинений біля одного і того ж місця, відміченого на асфальтобетонному покритті випробувальної площадки (див. рис. 3.4, рис. 3.5) жовтою лінією. Як видно з рис. 3.5., при кінематичному способі повороту розворот візка характеризувався наближенням траєкторії руху внутрішнього до центра повороту колеса до траєкторії руху центра мас на початку і в кінці маневру, а при використанні примусового управління обертанням задніх коліс – у середині маневру, оскільки саме тоді відбувається доворот візка.

Радіус траєкторії крейдяного маркера визначався вимірюванням за допомогою рулетки в отриманому сегменті його траєкторії, хорди й висоти кола (див. рис. 3.5) та розрахунку радіуса кривої за приведеним нижче співвідношенням.

$$R = \frac{CD}{2} + \frac{AB^2}{8 \cdot CD}, \quad (3.1)$$

де CD – висота, м; AB – хорда, м.

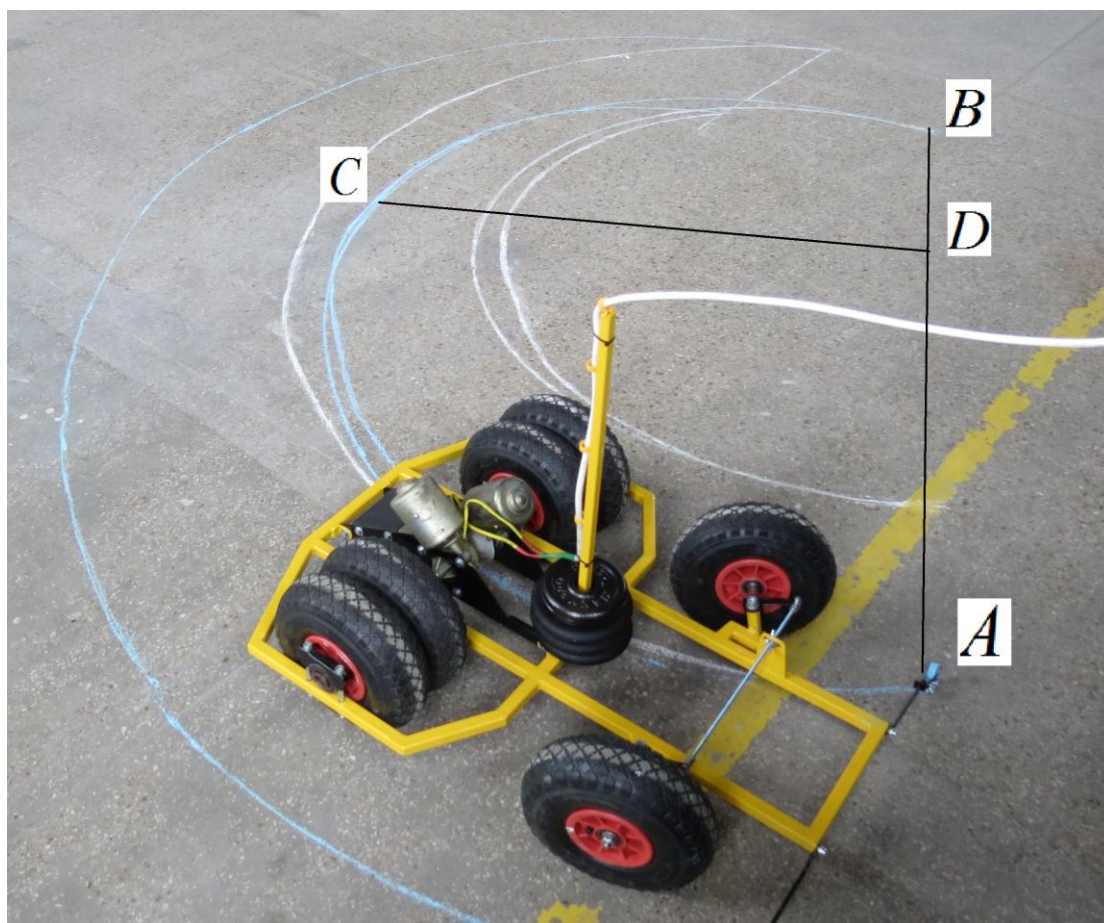


Рис. 3.5. Проведення експерименту щодо визначення мінімального радіуса повороту лабораторного візка



Рис. 3.6. Забір різниці мінімальних радіусів, отриманих при різних способах повороту лабораторної моделі

Мінімальний радіус повороту візка визначався як сума величини радіуса кривої та половини ширини колії передніх коліс:

$$R_{\text{н}} = R + \frac{B_1}{2}. \quad (3.2)$$

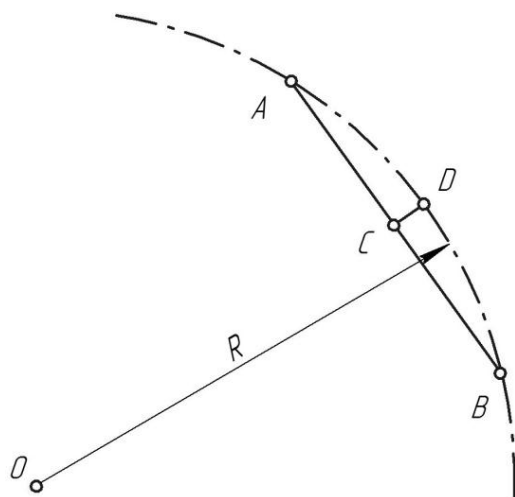


Рис. 3.7. Визначення радіуса повороту по довжині хорди та висоті кола

Після замірів мінімальних радіусів повороту визначалась його середня величина для кожного типу опорної поверхні випробувальних площадок та установлювалась емпірична залежність (рівняння регресії) мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення.

3.4. Обробка та аналіз результатів лабораторного експерименту

Обробку результатів експериментів із визначення опору кочення було проведено у такому порядку.

Розраховано середнє арифметичне значення коефіцієнта опору кочення для кожного випробування:

$$\bar{f} = \frac{\sum_{i=1}^n f_i}{n}, \quad (3.3)$$

де n – кількість вимірювань у досліді.

Визначено похибку досліду – середнє квадратичне відхилення, яке характеризує ступінь варіації коефіцієнта опору кочення:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (\bar{f} - f_i)^2}. \quad (3.4)$$

Обчислено довірчий інтервал:

$$\Delta f = t_p \cdot \sigma, \quad (3.5)$$

де t_p – коефіцієнт Ст'юдента для довірчої вірогідності p .

Оцінка істинного значення вимірювальної величини проводилась за допомогою формули:

$$f = \bar{f} \pm \Delta f. \quad (3.6)$$

Відносну похибку обчислень визначено із виразу:

$$\varepsilon = \frac{\Delta f}{\bar{f}} \cdot 100\%. \quad (3.7)$$

Обробка результатів визначення коефіцієнта зчеплення колеса була проведена згідно з приведеною методикою (3.3)–(3.7).

У результаті було отримано такі значення коефіцієнтів опору кочення і зчеплення:

– коефіцієнт опору кочення для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм становив 0,094, для зволоженої – 0,166;

– коефіцієнт зчеплення для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм – 0,28, для зволоженої – 0,41.

Коефіцієнт зчеплення асфальтобетонного покриття випробувальної площадки становив 0,36, що співпадає із коефіцієнтом зчеплення абразивного паперу 0,075–0,106. У зв'язку з цим, при повороті візка на асфальтобетоні були отримані такі ж показники, що й при маневруванні на опорній поверхні з

вказаною зернистістю, тому у таблицях 3.5–3.7 результати експерименту на асфальтобетоні не показано.

Різниця між визначеним коефіцієнтом опору кочення та типовим його значенням становила: для випробувальної площадки із розміром зерен 0,4 – 2,0 – 27,1 %, для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0 – 6,1 мм – 5,6 %, для такої ж зволоженої випробувальної площадки – 15,7 %. Різниця між встановленим коефіцієнтом зчеплення та типовим його значенням: для випробувальної площадки із розміром зерен 0,4–2,0 – 13,2 %, для сухої випробувальної площадки із розміром зерен 2,0–6,1 мм – 22,2 %, для такої ж зволоженої випробувальної площадки – 8,8 % (додаток Б).

Установлено прямий взаємозв'язок між зернистістю абразивного паперу і коефіцієнтами опору кочення та зчеплення: зі збільшенням зернистості, починаючи з розмірів зерен з 75–106 до 850–1000 мкм, збільшується коефіцієнт опору кочення з 0,025 до 0,060 та коефіцієнт зчеплення з 0,36 до 0,56 з довірчим інтервалом рівним $p=0,90$ (рис. 3.9).

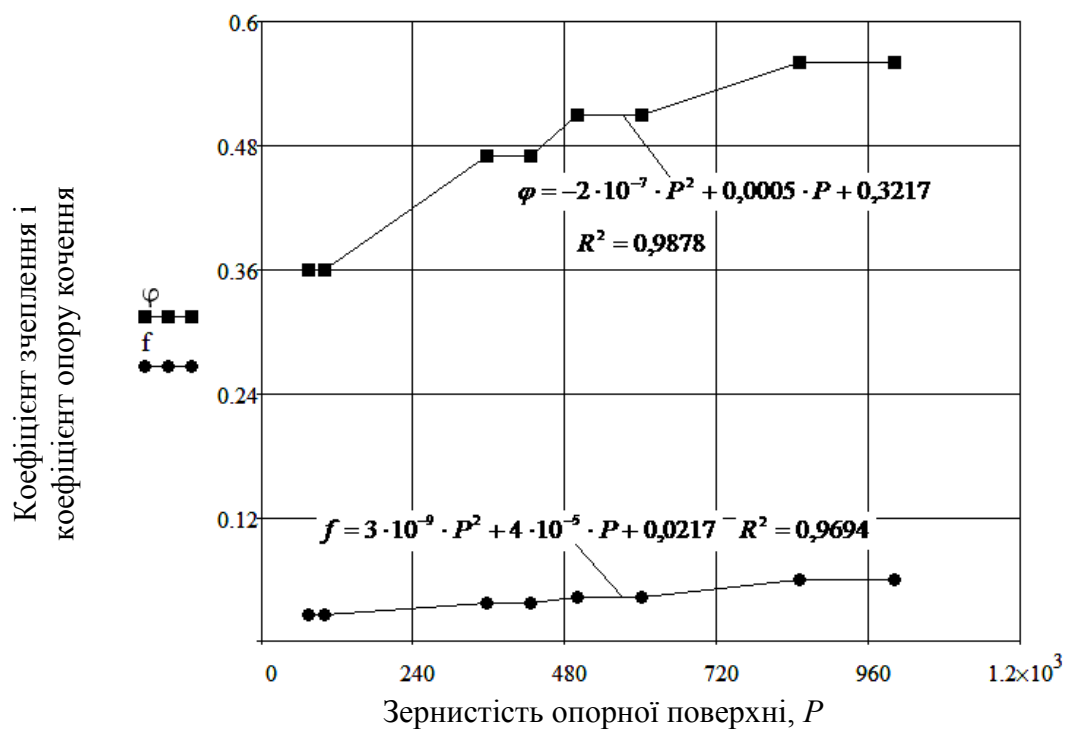


Рис. 3.9. Залежність коефіцієнтів опору кочення та зчеплення від зернистості опорних поверхонь

У відповідності до отриманих значень коефіцієнтів зчеплення опорних поверхонь розрахунковим шляхом було визначено необхідні відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту (таблиця 3.5).

Таблиця 3.5

**Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс
моделі в залежності від коефіцієнта зчеплення**

№ з/п	Розмір зерен опорної поверхні, мм	Коефіцієнт зчеплення	Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс, λ	Коефіцієнт заповнення ШІМ-сигнала на задньому колесі лівого борту
1.	0,85–1,0	0,56	3,15	81
2.	0,50–0,60	0,51	2,80	92
3.	0,355–0,425	0,47	2,50	100
4.	0,075–0,106	0,36	2,00	127
5.	2,0–6,1 (суха)	0,28	1,70	150
6.	2,0–6,1 (зволожена)	0,41	2,20	115

Обробка замірів мінімальних радіусів повороту лабораторної моделі полягала у визначенні відхилення розрахункового та експериментального мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті (таблиця 3.6). Відхилення між величиною розрахункового та фактичного мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при виконанні маневру із силовим доворотом для випробувальних площадок із коефіцієнтами зчеплення 0,28–0,56 становлять від 10,7 до 36,0 %.

Таблиця 3.6

**Відхилення між розрахунковим та експериментальним
мінімальним радіусом повороту моделі**

№ з/п	Коефіцієнт зчеплення	Радіус повороту, м		Відхилення (%)
		Розрахунковий	Експериментальний	
1.	0,56	0,67	0,80	19,4
2.	0,51	0,72	0,81	12,5
3.	0,47	0,75	0,88	17,3
4.	0,36	0,94	1,05	11,7
5.	0,28	1,12	1,00	10,7
6.	0,41	0,81	0,68	16,0

Мінімальні радіуси повороту лабораторної моделі при різних способах управління поворотом були порівняні між собою (таблиця 3.7).

Радіус повороту візка при кінематичному способі повороту більший за радіус при силовому довороті на величину 0,12 – 0,49 м (10,7 – 37,6 %) при коефіцієнтах зчеплення 0,28 – 0,56. Середнє значення мінімального радіуса повороту за результатами випробувань на шести типах покриття випробувальних площадок при кінематичному повороті становить 1,20 м, при силовому довороті – 0,87 м, що менше на 0,34 м (28 %).

Таблиця 3.7

**Порівняння мінімального радіуса повороту моделі
при кінематичному способі повороту та силовому довороті**

№ з/п	Коефіцієнт зчеплення	Радіус повороту, м		Різниця	
		Кінематичний поворот	Силовий доворот	м	%
1.	0,56	1,25	0,80	0,45	36,0
2.	0,51	1,31	0,81	0,49	37,6
3.	0,47	1,36	0,88	0,48	35,3
4.	0,36	1,38	1,05	0,33	23,9
5.	0,28	1,12	1,00	0,12	10,7
6.	0,41	0,84	0,68	0,16	19,0
	Середнє значення	1,20	0,87	0,34	28,0

Припускаючи, що величина коефіцієнтів зчеплення, отриманих для прямолінійного руху, на малих швидкостях зберігається й на повороті, аналітична залежність мінімального радіуса повороту моделі від коефіцієнта зчеплення була підтверджена емпіричною залежністю (див. рис. 3.10).

Рівняння регресії мінімального радіуса повороту $R_{\text{пме}}$ від коефіцієнта зчеплення описується поліномом другого ступеня із коефіцієнтом достовірності апроксимації $R^2=0,41$:

$$R_{\text{пме}} = 3,60 \cdot \varphi^2 - 3,82 \cdot \varphi + 1,82 .$$

Таким чином, проведення лабораторних досліджень із створеною лабораторною моделлю у вигляді візка із заднім приводом і можливістю

індивідуального регулювання кутових швидкостей задніх ведучих коліс дозволило зробити такі висновки.

1. Визначено мінімальний радіус повороту лабораторної моделі при силовому довороті, який зменшується на величину 0,12 – 0,49 м (10,7 – 37,6 %) при коефіцієнтах зчеплення 0,28 – 0,56 у порівнянні із кінематичним способом управління поворотом.

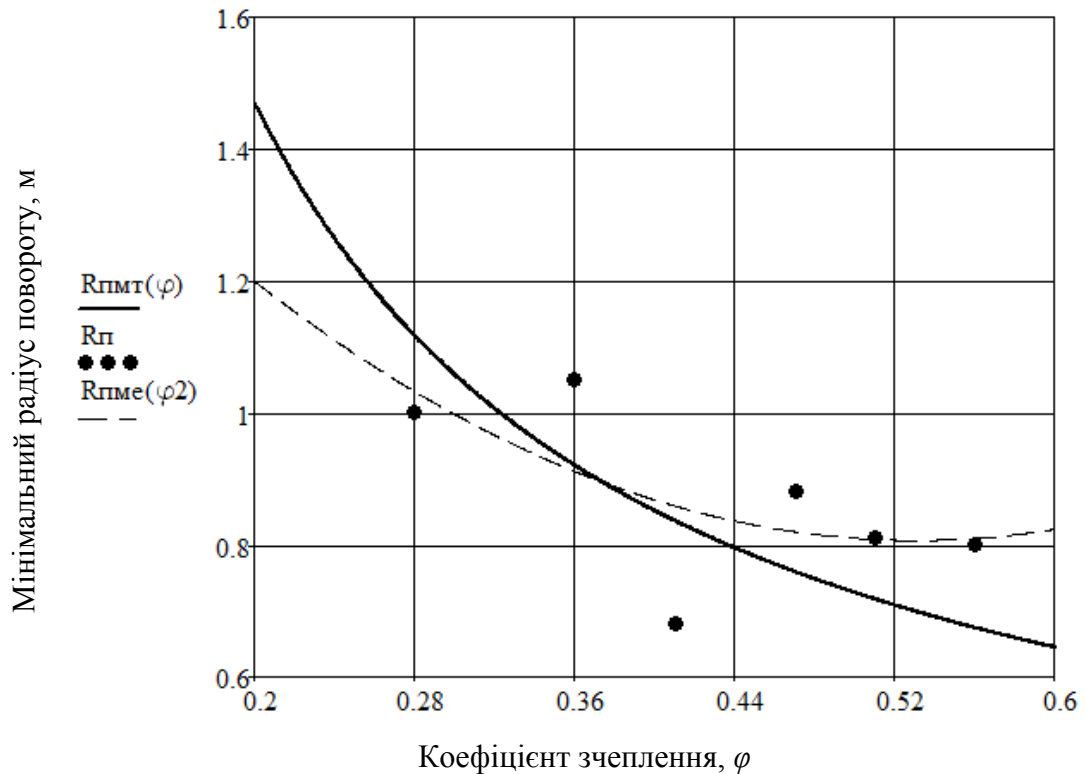


Рис. 3.10. Емпірична та аналітична залежність мінімального радіуса повороту моделі $R_{пме}$ та $R_{пмт}$ від коефіцієнта зчеплення

2. При силовому довороті відхилення між величиною розрахункового та емпіричного мінімального радіуса повороту лабораторної моделі становлять від 10,7 до 19,4 %, не перевищуючи допустимих для експериментів показників [40].

3. Установлено емпіричну залежність мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при застосуванні силового довороту, яка описується поліномом другого ступеня.

4. Підтверджено аналітичну залежність мінімального радіуса повороту лабораторної моделі від коефіцієнта зчеплення при використанні силового

двороту за допомогою її порівняння з емпіричною залежністю даних параметрів, коефіцієнт достовірності апроксимації якої становив 0,41.

Отримані відхилення розрахункових та емпіричних значень мінімальних радіусів повороту (10,7–19,4 %) свідчать про відповідність математичної моделі силового двороту реальним процесам.

Висновки до розділу 3

Проведені дослідження маневреності на створеній лабораторній моделі дозволили отримати такі результати.

1. Використання силового двороту дає можливість суттєво зменшити мінімальний радіус повороту колісної машини у порівнянні із кінематичним поворотом: на 0,12 – 0,49 м (10,7 – 37,6 %) при коефіцієнтах зчеплення коліс з опорною поверхнею 0,28 – 0,56.

2. Аналітична залежність мінімального радіуса повороту колісної машини від коефіцієнта зчеплення підтверджена результатами лабораторних досліджень, оскільки відхилення між розрахунковим й емпіричним мінімальним радіусом повороту лабораторної моделі становлять від 10,7 до 19,4 %, що є допустимими значеннями. Відповідність даної аналітичної залежності реальним процесам також підтверджується достатнім коефіцієнтом достовірності апроксимації, який становить 0,41.

3. Розроблена вперше математична модель силового двороту враховує основні фізичні процеси, які відбуваються при маневруванні, що дає можливість її використання для описання криволінійного руху широкого кола колісних машин. У той же час, вона враховує специфіку роботи і конструкційні особливості саме кар'єрних самоскидів. Математична модель силового двороту підтверджена проведеними лабораторними дослідженнями, що дозволяє застосувати її при розробці алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида.

РОЗДІЛ 4.

ПРОМИСЛОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ КАР'ЄРНОГО САМОСКИДА

4.1. Постановка завдань досліджень

На підґрунті позитивних результатів перевірки математичної моделі силового довороту, отриманих у лабораторних умовах, з'явилась можливість створити алгоритм роботи електронного блоку, що здійснюватиме контроль усього процесу повороту реальної машини.

Для обґрунтування даної можливості до конструкторського відділу заводу-виробника кар'єрних самоскидів БелАЗ на підставі чотирьохстороннього договору від 20.01.2011 № 600-10242 «Про співпрацю в підвищенні ефективності експлуатації техніки «БелАЗ» і підготовки кваліфікаційних кадрів в Україні» між Криворізькою міською радою, Криворізьким технічним університетом (нині Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет»), ВАТ «Білоруський автомобільний завод» (нині холдинг «БелАЗ-Холдинг») та ВАТ «БелАЗ Сервіс Україна» (нині ТОВ «Сервісний торгово-логістичний центр БелАЗ Україна») (додаток В) була представлена інформація, яка включала описання способу повороту кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією змінного струму на основі керованого обертання задніх коліс окремо правого і лівого борту, який можна реалізувати дообладнанням реальної машини комплексом технічних засобів, що складається з датчикової апаратури й електронно-обчислювального блоку.

Після вивчення представленого матеріалу спеціалістами підприємства та детального його обговорення у відділах експлуатації й у конструкторському відділі, було отримано позитивний висновок, у якому зазначалося, що запропонована схема управління тяговим електроприводом представляє собою систему із зворотним зв'язком, яка дозволяє безперервно, у процесі виконання

маневру самоскидом, відслідковувати кутову швидкість обертання усіх коліс і впливати на крутний момент задніх коліс за допомогою керуючих сигналів таким чином, що з'являється можливість покращити показники маневреності кар'єрного самоскида. За наявності алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс окремо правого і лівого борту, стає можливим застосування запропонованого способу повороту на кар'єрному самоскиді з електромеханічною трансмісією змінного струму шляхом виготовлення і встановлення на машину системи примусового управління поворотом спеціалістами регіонального сервісного центру ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП».

Допустимість установлення додаткового керуючого блоку в складі електромеханічної трансмісії обумовлена розвитком мікропроцесорної техніки, яка дає нові інструменти для побудови системи управління і регулювання тягового електропривода на основі перетворювача частоти й асинхронного двигуна змінного струму [60]. Силова частина електромеханічної трансмісії даного типу представлена дизельним двигуном, що передає крутний момент до тягового генератора змінного струму, після якого струм випрямляється, перетворюється в IGBT-інверторах й призводить до обертання два асинхронні тягові двигуни, від яких через бортові редуктори крутний момент передається на задні колеса самоскида (електромотор-колеса). Цифрова система управління забезпечує контроль і роботу всіх компонентів трансмісії [30], реалізуючи оптимальні алгоритми керування при безступінчастій зміні кутових швидкостей тягових електродвигунів, що дозволяє отримати необхідні тягово-швидкісні характеристики приводу. Крім того, беззаперечними перевагами електромеханічної трансмісії змінного струму є відносна простота конструкції електродвигунів, менші показники маси і габаритів машин змінного струму в порівнянні з електродвигунами постійного струму, можливість збільшення частоти обертання тягового електродвигуна для підвищення максимальної швидкості кар'єрного самоскида до 65 км/год, відсутність колектора, яка збільшує надійність електропривода, відсутність силової контактної апаратури,

що значно спрощує обслуговування електродвигунів та зменшує кількість з'єднувальних кабелів [71].

Електромеханічною трансмісією змінного струму обладнуються кар'єрні самоскиди БелАЗ вантажопідйомністю від 90 до 450 т. На кар'єрах Криворізького басейну працюють переважно самоскиди вантажопідйомністю 130-136 т серії 7513. Для даної серії заводом-виробником випускаються такі моделі з трансмісіями змінного струму: БелАЗ-7513, БелАЗ-75139, БелАЗ-7513А, БелАЗ-7513В.

Аналіз парку кар'єрного автотранспорту регіону дозволив визначити, що із збільшенням об'ємів видобутку парк кар'єрних самоскидів інтенсивно оновлюється кар'єрними самоскидами БелАЗ-7513В, які працюють в умовах Глеюватського кар'єру ПАТ «Центральний ГЗК».

На основі аналізу літературних джерел щодо гірничотехнічних умов експлуатації самоскидів з електромеханічною трансмісією на кар'єрах Криворізького регіону [103, 104, 83, 107], встановлено, що середня відстань перевезення гірничої маси становить 2,5–3,0 км, середньозважений ухил – 6 %, середнє значення коефіцієнта опору кочення кар'єрних доріг – 0,025.

Саме для цих умов, порівнюючи тягово-швидкісні характеристики різних моделей кар'єрних самоскидів БелАЗ однієї серії 7513, визначено, що перспективною моделлю є самоскид БелАЗ-7513В з тяговим електроприводом змінного струму КТЕ-136.

Спираючись на велику вірогідність подальшого збільшення кількості кар'єрної техніки саме за рахунок самоскидів БелАЗ-7513В, дослідження, що стосуються дообладнання машини електронним блоком управління і комплектом додаткової апаратури, було вирішено проводити для представленої моделі.

Технічні характеристики тягового електропривода КТЕ-136 приведені у таблиці 4.1.

До комплексу поставки електропривода входять тяговий синхронний генератор ГСТ-800, два тягові асинхронні двигуни ТАД-5, шафа управління

(ШУ-136), яка включає два некеровані випрямлячі, два автономні інвертори напруги, збуджувач генератора і систему діагностики власне шафи управління, а також контролер кабіни [71].

Таблиця 4.1

Технічні характеристики тягового електропривода КТЕ-136

Найменування параметра	Норма
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	610
Номінальна потужність генератора, кВт	1000
Частота обертання електродвигуна, об/хв	0–850–3400
Частота обертання дизеля у тяговому режимі, об/хв	1900
Частота обертання дизеля у гальмівному режимі, об/хв	1300
Номінальне тягове зусилля, кГ	29400
Максимальне тягове зусилля, кГ	75000
Номінальна випрямлена напруга, В	1000

На основі позитивного відгуку заводу-виробника, який рекомендував здійснювати усі подальші розробки спільно із сервісним центром кар'єрної техніки «БелАЗ», у рамках вищеназваного договору про співпрацю (додаток В), підприємству ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП» були представлені матеріали, які включали: описання способу примусового управління поворотом кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією; алгоритм роботи програми примусового управління поворотом; структурну схему системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида.

У результаті аналізу цих матеріалів директором та керівником технічної служби зазначеного підприємства, при попередньому узгодженні із власником кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В, а саме, керівництвом ПАТ «Центральний ГЗК», було підтверджено можливість технічної реалізації на даній машині системи примусового управління поворотом, та прийнято рішення щодо проведення таких робіт спеціалістами сервісного центру ТОВ «Кривбас-БелАЗ–Сервіс СП» за умови додаткового корегування алгоритму роботи електронного блоку.

Отже, уточнення алгоритму роботи програми згідно з параметрами конкретної машини дозволить у подальшому виготовити й установити систему

примусового управління поворотом на кар'єрний самоскид із трансмісією змінного струму. Перевірка даної системи можлива шляхом проведення випробувань у натурних умовах, об'єктом яких виступає маневреність кар'єрного самоскида при активованій та неактивній системі, а предметом – показники маневреності кар'єрного самоскида, отримані за різних способів повороту, що відповідають названим режимам.

Таким чином, задачами промислових досліджень виступають:

– корегування алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида окремо правого і лівого борту при виконанні маневрів, яке проводиться з урахуванням конструктивних особливостей самоскида БелАЗ-7513В;

– виготовлення та встановлення системи примусового управління поворотом на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В спеціалістами ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП»;

– визначення мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида при розподілі крутних моментів задніх коліс окремого правого і лівого борту за принципом електричного диференціала та при розподілі крутних моментів задніх ведучих коліс відповідно до створеного алгоритму управління їх обертанням (із активованою та неактивною системою примусового управління поворотом);

– перевірка відповідності розрахункового мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида при різних способах управління поворотом і типах опорної поверхні мінімальному радіусу повороту, отриманому в реальних умовах;

– визначення фактичного часу, який втрачається кар'єрним самоскидом на виконання маневру під час під'їзду до екскаватора при активованій системі примусового управління поворотом, за допомогою проведення хронометражу в реальних експлуатаційних умовах, та при неактивній системі на основі аналізу даних системи контролю завантаження і витрат пального (СКЗіП);

– визначення економічної ефективності, яка може бути отримана при застосуванні системи примусового управління поворотом на кар'єрному самоскиді.

4.2. Загальні принципи роботи системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида

Для можливості виконання маневру кар'єрним самоскидом із застосуванням силового довороту початковою умовою є збереження запасу тягових сил задніх коліс (крутних моментів тягових електродвигунів), тому слід засвідчитися, що дана умова виконується.

Робота тягових електродвигунів характеризується необхідністю формування механічної характеристики $M(\omega)$, від якої визначає тягова характеристика кар'єрного самоскида (рис. 4.1) [107].

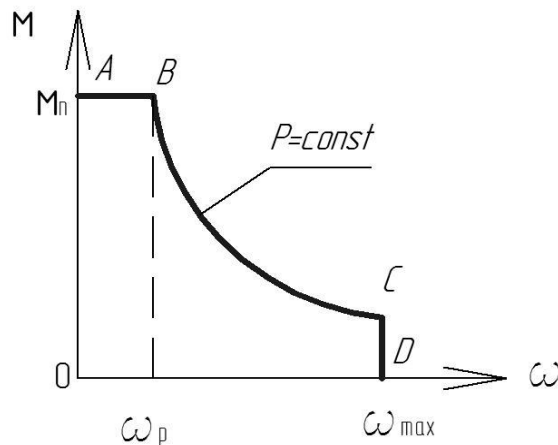


Рис. 4.1. Механічна характеристика тягового електродвигуна: AB – ділянка сталого пускового моменту M_n ; BC – ділянка сталої потужності $P_1=M \cdot \omega = const$; CD – ділянка обмеження частоти обертання

Механічна характеристика даного виду не є характерною для асинхронного двигуна. У зв'язку з цим, її формування забезпечується алгоритмом роботи системи автоматичного управління тяговим

електроприводом. Остання складається із підсистеми формування сигналів задавання руху (гальмівної та тягової характеристики) і підсистеми управління окремими мотор-колесами, яка формує локальні алгоритми управління і підтримує параметри тягових електродвигунів, а саме, створює необхідний магнітний потік та струм статора в залежності від ділянки механічної характеристики [96].

В інтервалі частот обертання від мінімальної до частоти, за якої тяговий електродвигун переходить до режиму сталої потужності (0–850 об/хв), крутний момент електродвигуна, струм фази статора мають значення, які належать до граничної характеристики, а магнітний потік підтримується на номінальному рівні, тобто система автоматичного управління тяговим електроприводом забезпечує максимальну тягу на задніх колесах (750 кН). Даний діапазон частот обертання тягових електродвигунів (0–850 об/хв) відповідає швидкостям руху кар'єрного самоскида, при яких здійснюється робота системи примусового управління поворотом.

Таким чином, за підтримання максимальних крутних моментів тягових електродвигунів (до 7 кН·м), тягової сили завжди достатньо для здійснення кар'єрним самоскидом маневру із силовим доворотом.

Система примусового управління поворотом (див. рис. 4.2) реалізується на кар'єрних самоскидах шляхом установа додаткової датчикової апаратури, а саме, двох датчиків швидкостей передніх керованих коліс, двох кінцевих вимикачів, датчика потенціометричного типу та електронного блоку управління.

Вхідними параметрами для роботи системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида є:

- кутові швидкості передніх керованих коліс, що визначаються датчиками швидкостей, які встановлені у маточинах коліс самоскида;
- кутові швидкості задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту, що визначаються датчиками частоти обертання тягових електродвигунів;

– швидкість руху кар’єрного самоскида, що розраховується на основі даних датчиків швидкостей передніх керованих коліс;

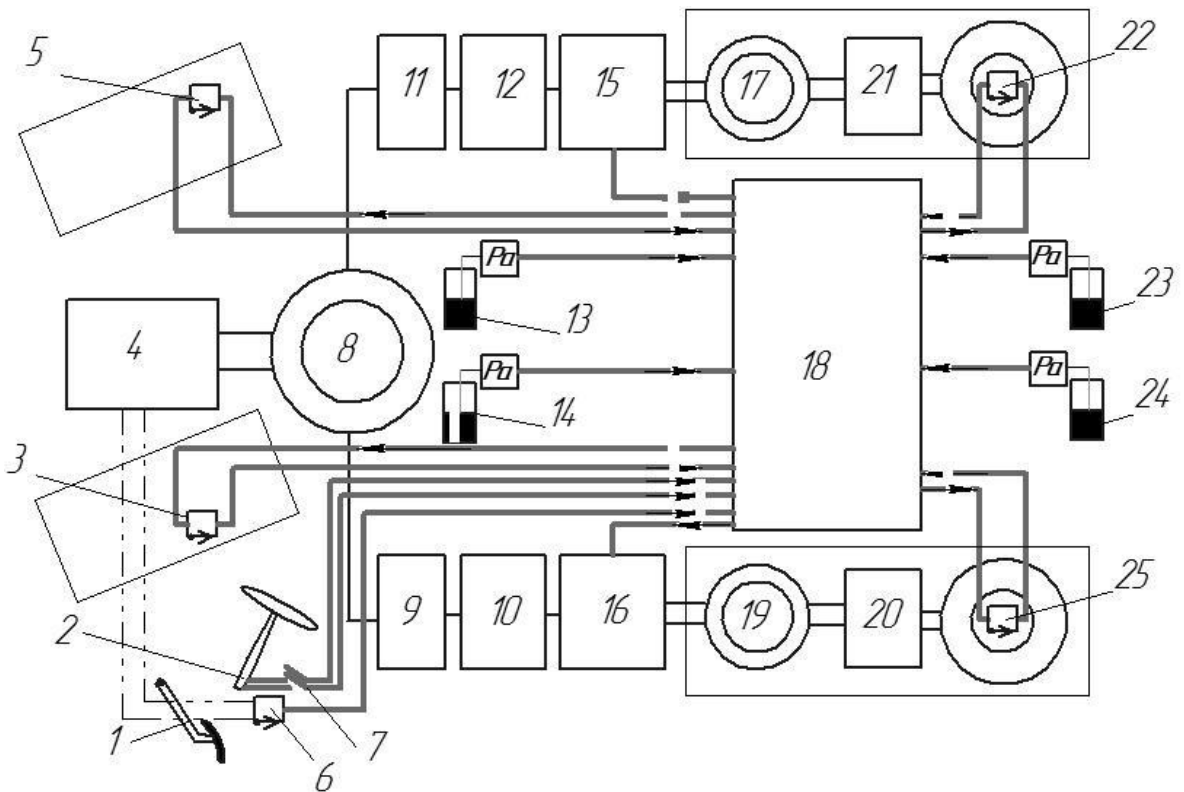


Рис. 4.2. Структурна схема системи примусового управління поворотом кар’єрного самоскида: 1 – педаль ходу; 2 – рульова колонка; 3, 5, 22, 25 – датчики кутових швидкостей; 4 – дизель; 6 – датчик педалі ходу; 7 – кінцеві вимикачі; 8 – тяговий генератор; 9, 11 – випрямлячі; 10, 12 – установки вентиляваних гальмівних резисторів; 13, 14, 23, 24 – датчики циліндрів підвіски; 15, 16 – інвертори; 17, 19 – тягові електродвигуни; 18 – електронний блок управління; 20, 21 – редуктори мотор-коліс

– кут повороту передніх керованих коліс, що визначається по замиканню контактів кінцевих вимикачів, установлених у рульовому механізмі, у крайніх положеннях рульового колеса;

– положення педалі ходу при виконанні повороту, що фіксується датчиком потенціометричного типу;

– відсутність гірничої маси, що перевозиться, у кузові самоскида, яка фіксується датчиками тиску циліндрів підвіски.

Активация роботи системи можлива тільки при спільному виконанні трьох умов:

- швидкість руху кар’єрного самоскида відповідає можливості виконання маневру (швидкість V_c знаходиться у межах 1...5 км/год);
- встановлено максимальний кут повороту передніх коліс γ_{\max} (крайне положення рульового колеса);
- відсутність вантажу у платформі кар’єрного самоскида (показання датчиків тиску циліндрів підвіски $U_{\text{цп}}$ відповідають мінімуму навантаження).

Електронний блок управління (див. рис. 4.3) складається із блоку стеження за швидкістю руху та блоку розрахунків. У блоці стеження за швидкістю руху зчитується частота зміни імпульсів напруг $U_{\text{ідкш}}$ датчиків швидкостей передніх коліс і датчиків частот обертання задніх коліс.

За сигналами датчиків швидкостей передніх коліс розраховується швидкість руху кар’єрного самоскида на повороті відповідно до залежності, м/с:

$$V_c = V_x = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot r_d, \quad (4.1)$$

де V_c – середня лінійна швидкість передніх коліс, м/с; V_x – швидкість руху кар’єрного самоскида, вектор якої спрямований уздовж повздовжньої осі машини, м/с; ω_1, ω_2 – кутові швидкості передніх зовнішніх та внутрішніх до центра повороту коліс відповідно, рад/с; r_d – динамічний радіус колеса, м.

Динамічний радіус колеса як відстань від центра колеса до опорної площини при русі визначається із виразу, м:

$$r_d = \sqrt{r_b - l^2 \cdot 0,25},$$

де r_b – вільний радіус колеса, м; l – довжина плями контакту колеса з опорною поверхнею, м.

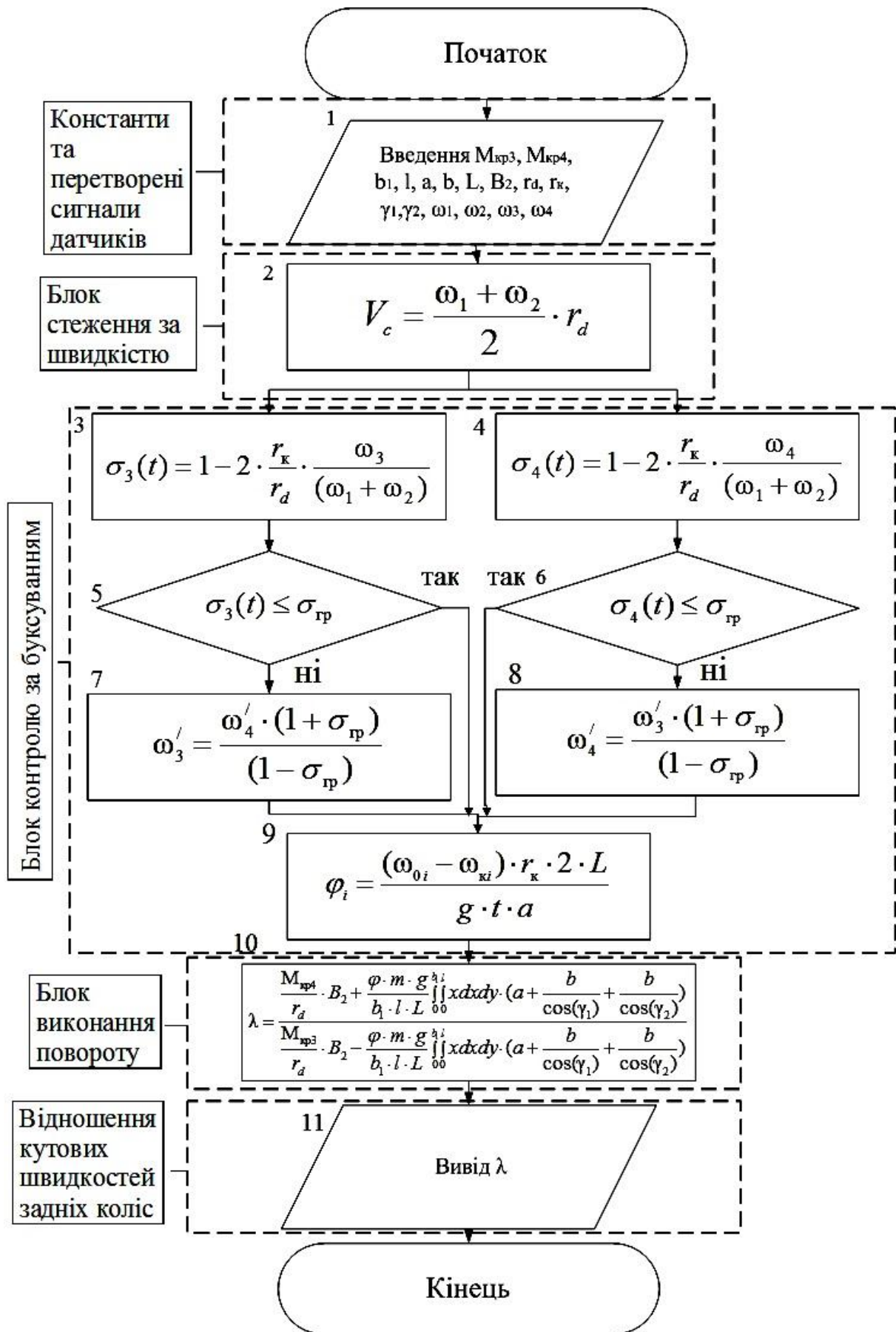


Рис. 4.3. Блок-схема алгоритму роботи електронного блоку управління поворотом кар'єрного самоскида

Блок розрахунків складається із блоку контролю за буксуванням та блоку виконання повороту.

У блоці контролю за буксуванням розраховуються залежності коефіцієнтів ковзання та буксування задніх коліс від їх кутових швидкостей та швидкості руху машини на повороті:

$$\left. \begin{aligned} \sigma(t) &= \frac{V_x - r_k \cdot \omega_i}{V_x} = 1 - \frac{r_k}{r_d} \\ S(t) &= \frac{r_k \cdot \omega_i - V_x}{r_k \cdot \omega_i} = 1 - \frac{r_d}{r_k} \end{aligned} \right\}, \quad (4.2)$$

де ω_i – поточна кутова швидкість i -го колеса, рад/с; r_k – кінематичний радіус колеса, м.

Порівнюючи кутові швидкості задніх ведучих коліс із кутовими швидкостями передніх коліс, програма управління поворотом визначає коефіцієнт буксування (ковзання) окремо ведучих коліс правого і лівого борту за виразом:

$$\sigma_i(t) = 1 - 2 \cdot \frac{r_k}{r_d} \cdot \frac{\omega_i}{(\omega_1 + \omega_2)}.$$

Коефіцієнт буксування умовно досягає граничної величини, якщо при цьому відбувається втрата зчеплення колеса з опорною поверхнею.

Граничний коефіцієнт буксування залежить від поточного відношення кутових швидкостей задніх коліс окремо правого і лівого борту й визначається відповідно до виразу:

$$\sigma_{\text{гр}} = \frac{\omega'_3 - \omega'_4}{\omega'_3 + \omega'_4}, \quad (4.3)$$

де ω'_3, ω'_4 – поточні кутові швидкості задніх ведучих коліс, рад/с.

Граничний коефіцієнт буксування визначає перехід від проковзування до ковзання задніх коліс. Програма управління поворотом контролює проковзування задніх коліс та не допускає їх ковзання, а саме, коли поточний коефіцієнт буксування (ковзання) задніх коліс стає рівним граничному коефіцієнту (на межі ковзання), кутові швидкості відповідних коліс регулюються з урахуванням залежностей:

$$\left. \begin{aligned} \omega'_3 &= \frac{\omega'_4 \cdot (1 + \sigma_{гр})}{(1 - \sigma_{гр})} \\ \omega'_4 &= \frac{\omega'_3 \cdot (1 - \sigma_{гр})}{(1 + \sigma_{гр})} \end{aligned} \right\}.$$

Таким чином, у разі буксування (ковзання) задніх коліс електронний блок управління знижує частоту вихідної напруги, яка подається на відповідний інвертор, тим самим зменшуючи крутний момент, що підводиться до буксуючого колеса.

У блоці виконання повороту контролюється зчеплення коліс з опорною поверхнею та забезпечується необхідне відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту. Максимальний коефіцієнт зчеплення задається на етапі адаптації до умов конкретного кар'єру і у процесі налаштування програми управління системою.

Якщо при максимальному коефіцієнті зчеплення буксування (ковзання) задніх коліс не відбувається, блок виконання повороту видає керуючий сигнал, який забезпечує обертання задніх коліс у відповідності до встановленої математичної залежності (2.45).

У випадку потрапляння задніх коліс у буксування (ковзання), програма здійснює вибір необхідного відношення кутових швидкостей задніх коліс окремо правого і лівого борту в діапазоні коефіцієнтів зчеплення, менших за максимальний. Таким чином, контроль за зчепленням коліс з опорною поверхнею представляє собою ітераційний процес.

4.3. Методика проведення промислових досліджень

Промислові дослідження дозволяють зробити узагальнюючі висновки щодо ефективності застосування системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида, робота якої спрямована на використання силового довороту при маневруванні.

Підготовка до випробування включає такі операції:

– підбір випробувальної площадки відповідно до вимог, що пред'являються до покриттів опорних поверхонь при визначенні показників маневреності колісних машин [109];

– установавання ємності із підфарбованою рідиною у геометричному центрі кар'єрного самоскида для фіксації траєкторії руху машини;

– визначення необхідних даних щодо технічного стану машини, а саме, діаметрів шин та їх внутрішнього тиску.

Для проведення досліджень необхідна наявність двох випробувальних площадок із різними станами покриття розміром не менше 26×26 м, відносно рівною поверхнею із ухилом у будь-якому напрямку не більше 3 %. Основними вимогами до стану покриття випробувальних площадок є:

– асфальтобетонне покриття із коефіцієнтом зчеплення у межах 0,70–0,80 (відповідає покриттю промислової площадки);

– гравійне покриття із коефіцієнтом зчеплення у межах 0,55–0,65 (відповідає покриттю робочої площадки).

Для проведення розрахунків мінімального радіуса повороту необхідно визначити траєкторію криволінійного руху машини, що залишається під час виконання маневру. Для фіксації траєкторії застосовується підфарбована рідина, що проливається із сосуду, який попередньо встановлюється у геометричному центрі кар'єрного самоскида.

Перед випробуванням здійснюється загальна перевірка технічного стану самоскида, реєструються розміри шин та їх внутрішній тиск.

Проведення випробування відбувається не менше 6 разів на кожній з обраних площадок при здійсненні розвороту машини на 180° у правий або лівий бік при русі переднім ходом із швидкістю до 5 км/год, максимальним кутом повороту керованих коліс, порожньою платформою, при активованій та неактивній системі примусового управління поворотом.

За допомогою сталюї маркшейдерської рулетки довжиною 10 м і крейди відмічаються відповідні точки на сегменті траєкторії, що залишаються від пролитої рідини, вимірюється довжина хорди і висота кривої, визначається її радіус відповідно до використаної у лабораторних дослідженнях формули (див. 3.1). За величиною радіуса кривої визначається мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида (див. 3.2).

Отримані у процесі проведення випробувань дані заносяться у протокол, який формується у табличному вигляді із чітким зазначенням опорної поверхні, характеристик випробувальної машини, стану та внутрішнього тиску коліс, мінімальних радіусів повороту. Результати обчислень та середнє арифметичне за даними 6 вимірювань також заносяться у протокол.

У кінцевому підсумку, алгоритм роботи програми примусового управління поворотом й ефективність усієї системи перевіряються за допомогою визначення відхилень розрахункового мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида й мінімального радіуса повороту, встановленого у результаті промислових випробувань.

4.4. Випробування системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида та їх результати

Відповідно до розробленого алгоритму примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида, спеціалістами ТОВ «Кривбас-БелАЗ–Сервіс СП» було виготовлено електронний блок із вбудованим програмним забезпеченням (додаток Г). Електронний блок управління встановлено на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В із додатковим дообладнанням

машини датчиком педалі ходу потенціометричного типу, датчиками кутових швидкостей передніх коліс й кінцевими вимикачами. Кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В виконує роботу з перевезення гірничої маси на Глеюватському кар'єрі ПАТ «Центральний ГЗК» і стоїть на обліку у гірничотранспортному цеху №1.

Для випробувань у реальних експлуатаційних умовах був складений проект організації дослідницьких робіт із визначення мінімального радіуса розвороту кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією при застосуванні системи примусового управління поворотом (додаток Д).

Виходячи з розробленого проекту, проведені випробування в умовах ПАТ «Центральний ГЗК» на маневровій площадці вибою, яка знаходилась на -35 горизонті Глеюватського кар'єру, та на промисловій площадці гірничотранспортного цеху (додаток Е).

Розміри маневрової й промислової площадок (35×48 м і 60×45 м відповідно) забезпечували можливість розвороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В на 180° , що було особливо важливим для проведення випробувань.

Опорна поверхня маневрової площадки вибою представляла собою кар'єрний ґрунт у вигляді укочених бульдозером скельних руд і порід, а саме, гематитових кварцитів фракцією 30–80 мм, які характеризувались коефіцієнтом зчеплення, що знаходився у межах 0,55–0,65. Опорна поверхня промислової площадки гірничотранспортного цеху представляла собою асфальтобетонне покриття із коефіцієнтом зчеплення у межах 0,70–80. Отже, стан покриття і розміри випробувальних площадок відповідали вимогам, які пред'являються до опорних поверхонь.

Випробування проводилось у повній відповідності до методики щодо визначення мінімальних радіусів повороту при активованій та неактивній системі примусового управління поворотом кар'єрного самоскида, приведений у п. 4.3, із занесенням отриманих даних у відповідний протокол (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2

Протокол отриманих даних та результатів проведення випробувань

Характеристика випробувальної машини		
Тип машини	Кар'єрний самоскид	
Модель самоскида	БелАЗ-7513	
Гаражний номер	167	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск передньої правої шини, МПа	0,3053/0,550	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск передньої лівої шини, МПа	0,3053/0,550	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск, МПа задньої правої зовнішньої шини	0,3048/0,575	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої правої внутрішньої шини, МПа	0,3048/0,575	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої лівої зовнішньої шини, МПа	0,3049/0,576	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої лівої внутрішньої шини, МПа	0,3049/0,576	
Середній діаметр шин, м	передніх	задніх
	0,3053	0,3048
Колія коліс, м	передніх	задніх
	5,10	4,42
Результати вимірювань		
Покриття випробувальної площадки	Гравійне покриття (гематитові кварцити)	
Стан системи примусового управління поворотом	Система неактивна	Система активована
	13,65	11,55
Мінімальний радіус повороту, м	13,18	11,10
	13,40	11,20
Середнє значення, м	13,40	11,30
Покриття випробувальної площадки	Асфальтобетон	
Стан системи примусового управління поворотом	Система неактивна	Система активована
	13,20	9,12
Мінімальний радіус повороту, м	13,43	9,44
	12,78	9,31
Середнє значення, м	13,12	9,30

При виконанні маневру кар'єрним самоскидом без активації системи примусового управління поворотом середнє значення мінімального радіуса, отримане за результатами трьох вимірювань, на маневровій площадці становило 13,40 м, на промисловій – 13,12 м (див. таблицю 4.2). У той же час, мінімальний радіус повороту при активованій системі на маневровій площадці становив 11,30 м, на промисловій площадці – 9,30 м.

Таким чином, мінімальний радіус повороту на кар'єрному ґрунті маневрової площадки при активованій системі менше мінімального радіусу при неактивній системі на 2,12 м, що становить 15,8 %, та при повороті на асфальтобетонному покритті промислової площадки менше на 3,82 м, що становить 29,1 % (додатки Г, Е, Є).

Порівнюючи мінімальні радіуси повороту, отримані за результатами аналітичних та промислових досліджень (див. таблицю 4.3), слід зауважити, що різниця між розрахунковими даними для двох способів повороту на опорній поверхні із коефіцієнтом зчеплення 0,65 (сухий гравій) становить 4,78 м (37 %), а між даними, отриманими у промислових умовах на поверхні з таким же коефіцієнтом зчеплення – 3,82 м (29,1 %).

Таблиця 4.3

Зведена таблиця мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида за результатами трьох видів досліджень

Тип дослідження	Тип опорної поверхні	Мінімальний радіус повороту, м		Різниця, %
		Без системи	Із системою	
Аналітичні	Гравій сухий	13,00 (т.х.)	8,22	37,0
	Гравій зволожений	13,00 (т.х.)	9,70	25,3
Лабораторні	Гравій сухий	1,12	1,00	10,7
	Гравій зволожений	0,84	0,68	19,0
Промислові	Асфальтобетон	13,12	9,30	15,8
	Гравій сухий	13,40	11,28	29,1

Примітка: т.х. – мінімальний радіус, установлений заводом-виробником.

Установлено, що відхилення між результатами аналітичних і промислових досліджень складає 7,9 %. Оскільки таке відхилення є допустимим, то можна стверджувати, що алгоритм примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида пройшов необхідну перевірку в промислових умовах.

Окрім проведених випробувань, кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В, обладнаний системою примусового управління поворотом, виконував прямі завдання з перевезення гірничої маси.

На рис. 4.4 та рис. 4.5 представлена типова маневрова площадка. На фотографії показано процес завантаження одного самоскида і розворот другого самоскида, обладнаного системою примусового управління поворотом, для подальшої установки під екскаватор. Аналізуючи фотографію (див. рис. 4.5), можна побачити, що самоскиди, які не були обладнані даною системою, як правило, для того, щоб вписатись у розміри площадки, починали рух від її краю приблизно з одного й того ж місця, позначеного зеленою лінією 4, а також були вимушені виконувати розворот на 180° . Жовтим кольором відмічено коридор руху самоскидів без системи 2, яку можна спостерігати по слідам, що залишились від коліс машин. Унаслідок безлічі пересувань великовантажного автотранспорту фактично була утворена так звана під'їзна дорога.

Із наочно видимих слідів від коліс помітно, що при підході до екскаватора самоскиди все більше наближались до лівого краю під'їзної дороги, неначе відводяться на зовнішній радіус, оскільки, за неможливості зменшення радіуса повороту, вони були вимушені здійснювати постановку впритул до екскаватора. Дані випадки не є поодинокими. Про це свідчить стан верхнього шару під'їзної дороги, що добре утрамбований.

Місце, з якого починається рух самоскида зі встановленою та активною системою примусового управління поворотом показане синьою лінією 6 (див. рис. 4.5). З фотографії можна бачити, що автомобіль починає рух вже ближче до центра площадки, оскільки йому достатньо її розмірів для здійснення маневру й оператор упевнений у тому, що машина впишеться у поворот. Характерне місце (на рис. 4.5 обведене колами 5), де проявляється робота системи, розташоване на етапі входження у поворот, коли відбувається нагортання колесами ґрунту, що викликане визначенням системою коефіцієнта зчеплення. Також у середині повороту виник випадок потрапляння коліс у проковзування, яке викликало часткове занурення коліс машини і нагортання ґрунту у боковому напрямку, про що свідчать валки ґрунту, що позначені колом 3.



Рис. 4.4. Маневрування кар'єрного самоскида у вибої при застосуванні системи примусового управління

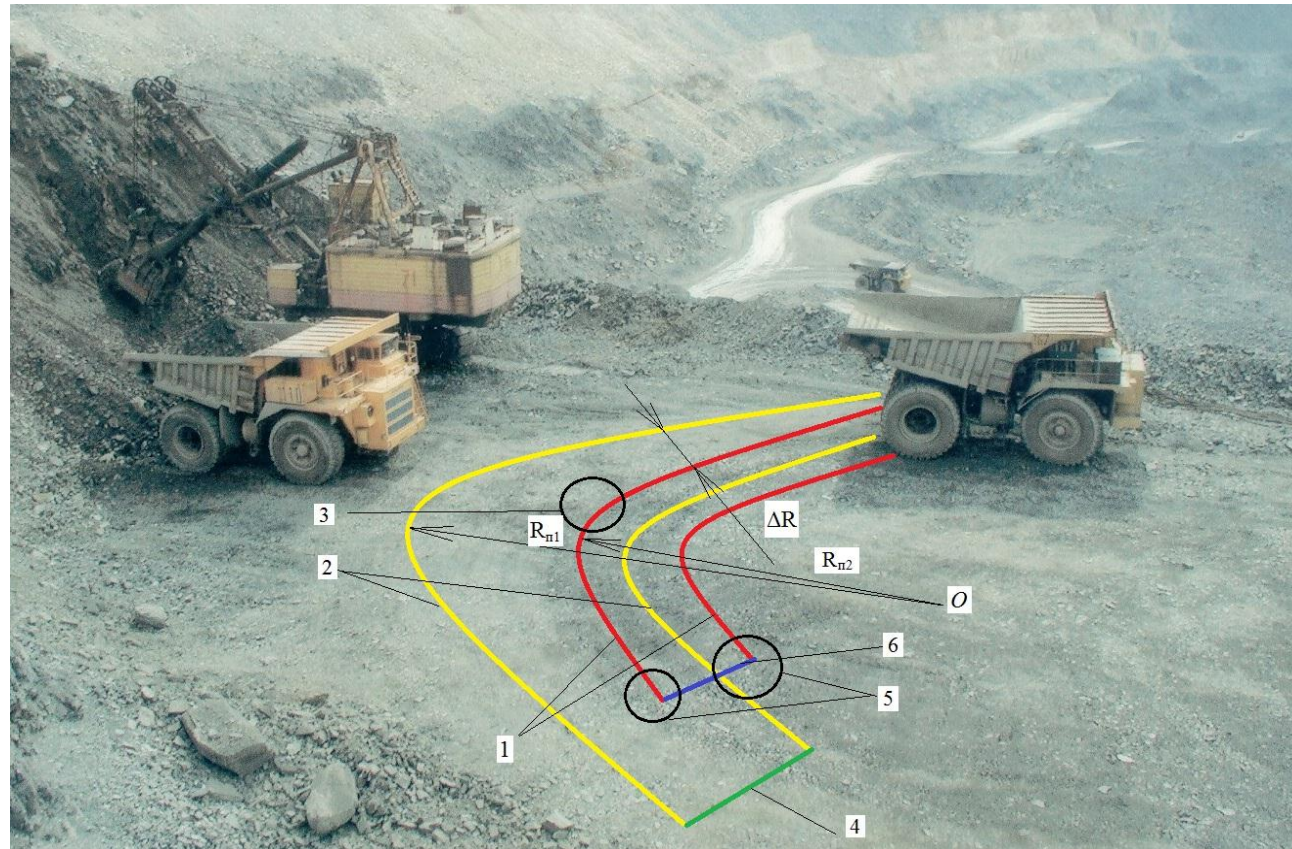


Рис. 4.5. Розмітка опорної поверхні маневрової площадки: 1 – коридор руху самоскида із активною системою; 2 – коридор руху самоскида без системи; 3 – ділянка проковзування коліс; 4 – місце відліку руху самоскида без системи; 5 – ділянки визначення коефіцієнта зчеплення; 6 – місце початку руху самоскида із активною системою; $R_{п1}$ – радіус повороту самоскида без системи; $R_{п2}$ – радіус повороту самоскида із активною системою; ΔR – різниця між радіусами повороту самоскидів; O – центр повороту

Сліди на опорній поверхні, що залишились від коліс самоскида при виконанні правого розвороту, показані красними лініями 1. Звертаючи особливу увагу на жовту 2 і красну криву 1, можна дістати висновку, що між ними є суттєва різниця. Це означає, що радіус повороту самоскида без системи виявився більше на певну відстань ΔR радіуса повороту самоскида із застосуванням системи.

Для визначення часу, що витрачається самоскидом із активною системою на виконання маневру, був проведений хронометраж, у результаті якого встановлено, що в умовах розглянутої маневрової площадки, поворот самоскида здійснюється за 1,4–1,7 хв.

Згідно з рекомендаціями заводу-виробника [75] для кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 при даній схемі заїзду під завантаження на маневрування повинно відводитись 1,5 хв. Отже, час маневрування кар'єрного самоскида, обладнаного системою примусового управління поворотом знаходиться у межах часу, встановленого виробником для машин без системи.

Таким чином, стає очевидно, що самоскид, обладнаний системою примусового управління поворотом, має підвищені маневрові властивості, що дозволяє зменшити тривалість часу постановки машини під завантаження навіть в обмеженому робочому просторі.

4.5. Аналіз ефективності використання силового довороту на кар'єрному самоскиді

Підвищення продуктивності роботи $\Delta E_{\text{сд}}$ кар'єрного самоскида при використанні системи примусового управління поворотом відбувається за рахунок зменшення часу маневрування при установці під навантаження та зменшення об'ємів розкривних робіт при розробці робочих площадок.

Продуктивність кар'єрного самоскида визначатиметься із виразу, %:

$$\Delta E_{\text{сд}} = \Delta E_{\text{тц}} + \Delta E_{\text{огр}}, \quad (4.4)$$

де $\Delta E_{\text{тц}}$ – об'єм гірничої маси, що додатково може бути перевезений за рахунок зменшення тривалості транспортного циклу кар'єрного самоскида, %; $\Delta E_{\text{огр}}$ – об'єм гірничих робіт, що вивільняється при зменшенні ширини робочої площадки, %.

Для знаходження часу, який витрачається кар'єрним самоскидом на маневр при установці під навантаження, необхідним стає врахування фактичної тривалості елементів транспортного циклу.

Порівняння тривалості елементів транспортного циклу кар'єрних самоскидів засноване на обробці статистичних даних бортових контролерів СКЗ-02.1. Для аналізу транспортного циклу технологічних машин використовувались змінні рапорти кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513 та БелАЗ-75145, які працюють на Інгулецькому кар'єрі ПАТ «Інгулецький ГЗК» і Петровському кар'єрі ПАТ «Центральний ГЗК».

Генеральна сукупність склала 3450 навантажень кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513 у першу зміну. На Інгулецькому кар'єрі працювало 15 екскаваторів ЕКГ-10 на 16 горизонтах. Вікова структура парку екскаваторів та кар'єрних самоскидів представлена рівномірно. Дані СКЗ-02.1 були у подальшому відсортовані за номером екскаватора та горизонтом навантаження. У результаті обробки статистичних показників встановлено, що основна частина транспортного циклу (67,9 %) представлена непродуктивними операціями, з яких 35,9 % складають очікування навантаження, маневрування та безпосередньо навантаження (див. рис. 4.6).

Діаграми розсіювання середнього часу маневрування та навантаження кар'єрних самоскидів із відповідною достовірністю апроксимації показані на рис. 4.7.

Час навантаження практично не залежить від глибини кар'єру, що підтверджується практикою відкритих гірничих робіт [75]. Згідно з діаграмами розсіювання (див. рис. 4.7), при однакових схемах установлення кар'єрних самоскидів під екскаватор простої під навантаженням та час маневрування на

середніх горизонтах стабільно вищі, чим на нижніх та верхніх. Це може пояснюватися розвитком кар'єру за схемою, коли на верхніх горизонтах розкривні роботи проводяться із випередженням, а кути відкосів робочих бортів на нижніх горизонтах дозволяють формувати площадки достатньої ширини.

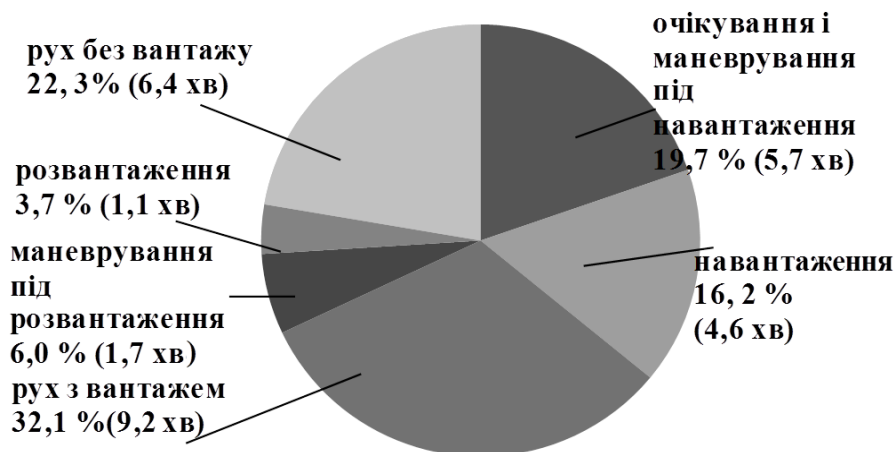


Рис. 4.6. Елементи транспортного циклу кар'єрних самоскидів

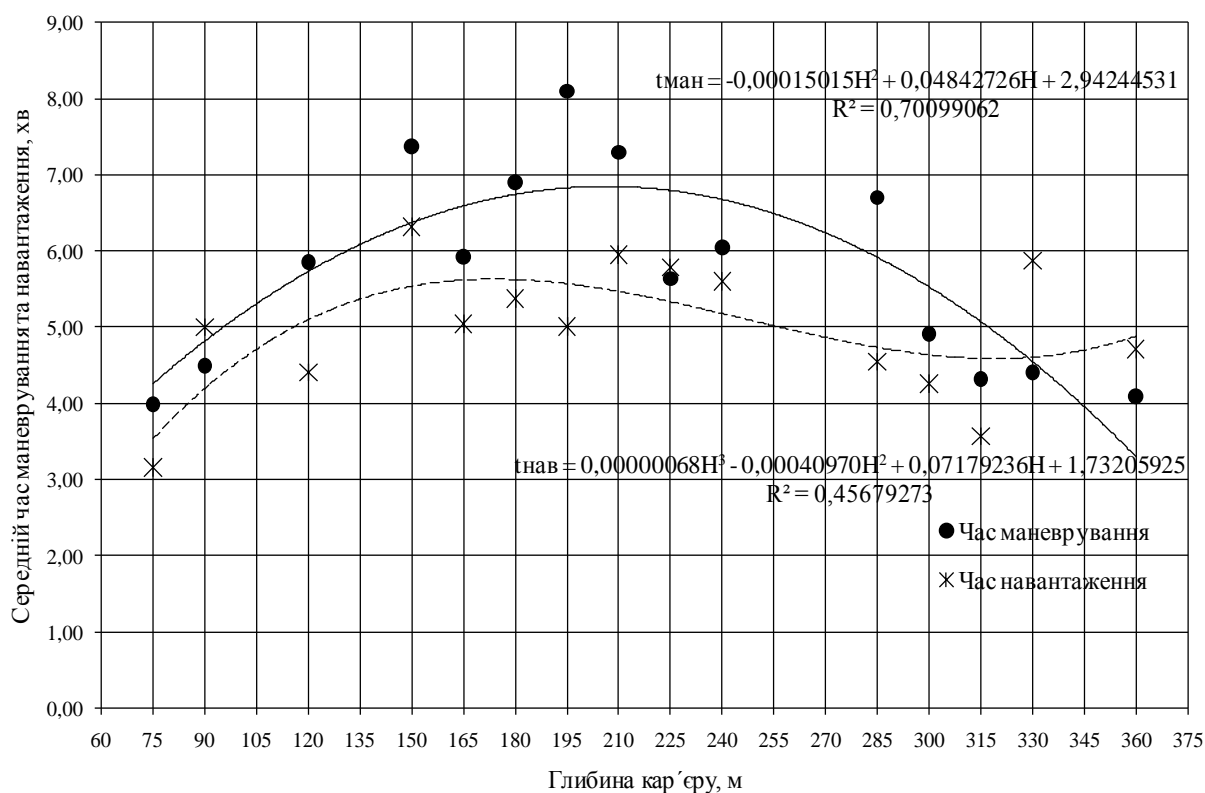


Рис. 4.7. Залежність фактичних часу маневрування і навантаження від глибини кар'єру

За вибіркою тривалості навантаження й маневрування були побудовані криві теоретичного закону розподілу та гістограми емпіричного (див. рис. 4.8, рис. 4.9).

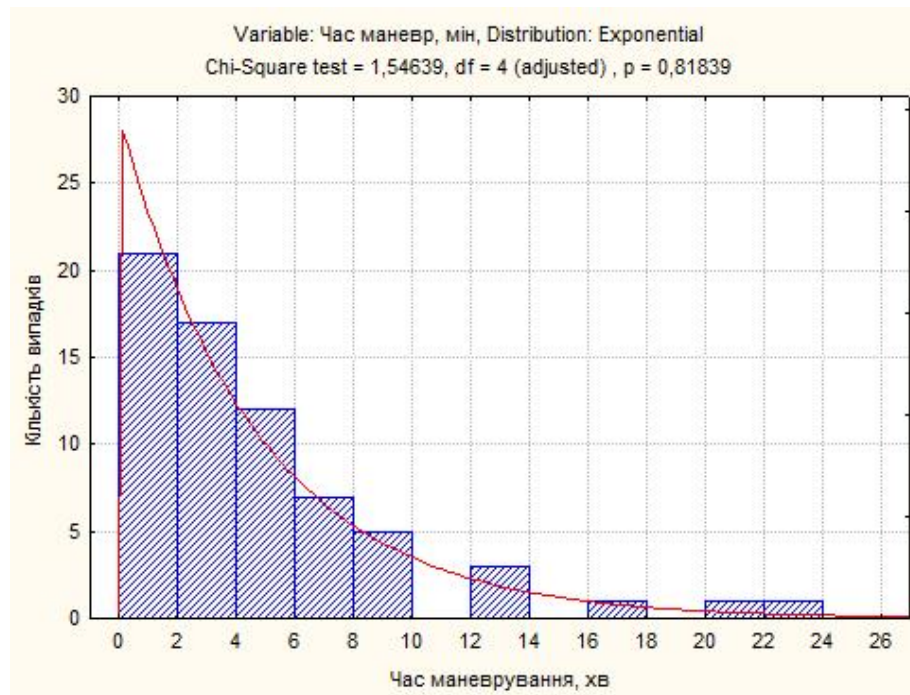


Рис. 4.8. Розподіл часу маневрування на кар'єрі

У результаті встановлено, що найменше значення критерію Пірсона χ^2 , та найбільше – вірогідності відхилення гіпотези від прийнятого закону розподілу ймовірнісної величини були отримані для експоненціального розподілу часу маневрування та логарифмічно нормального розподілу часу навантаження ($\chi^2=1,56$; $\chi^2=1,13$ та $p=0,82$; $p=0,77$ відповідно). Математичне сподівання часу маневрування становить 5,7 хв., середньоквадратичне відхилення – 5,1 хв. Найбільша частина вибірки часу маневрування знаходиться в інтервалі від 2,0 до 4,0 хв.

Як правило, час навантаження характеризується нормальним розподілом. У той же час, результати, отримані за даними бортових контролерів, свідчать про логарифмічно нормальний закон розподілу часу навантаження з асиметрією Фішера, рівною 1,07. При цьому середнє значення часу навантаження

становить 4,6 хв., медіана – 4,4 хв., більшість випадків знаходяться в інтервалі від 3,0 до 5,0 хв.

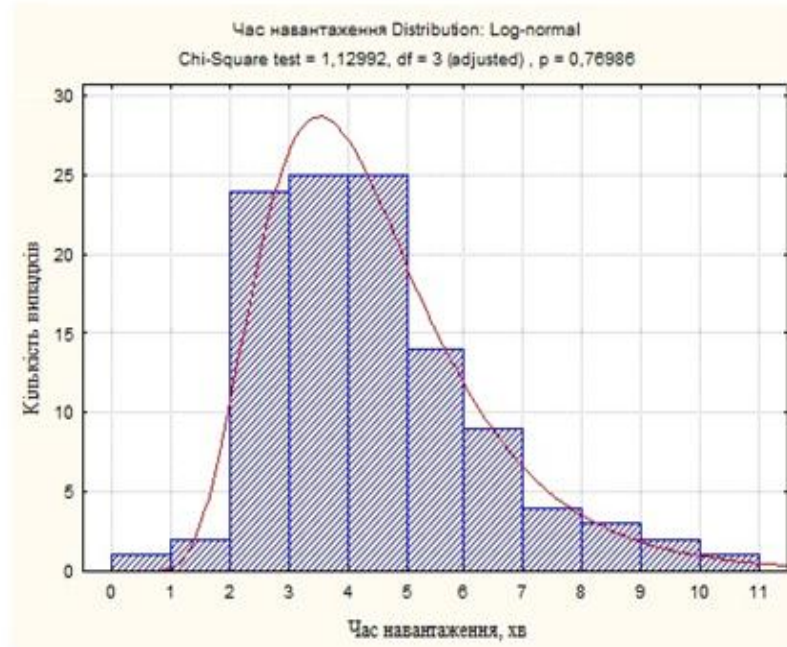


Рис. 4.9. Розподіл часу навантаження на кар'єрі

З метою порівняння тривалості елементів транспортного циклу із такими ж елементами циклу, але для кар'єрних самоскидів, що працюють на Петровському кар'єрі ПАТ «Центральний ГЗК» було проведено дослідження часових параметрів їх роботи.

Вихідними даними для дослідження також послужили дані бортових контролерів СКЗ-02.1 кар'єрних самоскидів БелАЗ-7514 та БелАЗ-7513 гірничотранспортного цеху № 2 за період з 31.12.2010 р. по 31.01.2011 р.

Рухомий склад ГТЦ-2 представлений 7 кар'єрними самоскидами БелАЗ-75145 вантажопідйомністю 120 т і 10 самоскидами БелАЗ-7513 вантажопідйомністю 130 т. За місяць роботи кар'єрними самоскидами було виконано 6515 рейсів на середню відстань 2,87 км із середньою швидкістю руху 12,5 км/год. Середня маса перевезеного вантажу склала 110 т.

Фактичні показники транспортного циклу були порівняні з теоретичними. Установлено, що фактична тривалість циклу кар'єрних самоскидів за всіма

його елементами відрізняється від розрахункової у більший бік (рис. 4.10), наприклад, час установки під навантаження, який включає тривалість маневрування, складає 3,1 хв. (5,6 % від загальної тривалості циклу), що більше за рекомендований на 51 %.

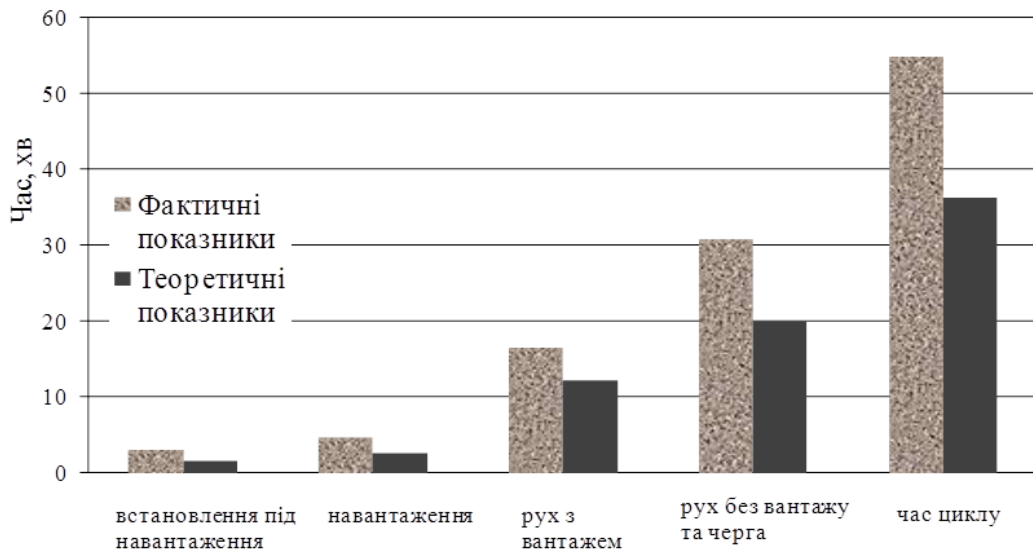


Рис. 4.10. Середні розрахункові та фактичні часові параметри роботи кар'єрних самоскидів

Час навантаження становить від 3,7 до 4,8 хв. (від 6,7 до 8,7 % тривалості циклу) для кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю 120 т і від 4,6 до 4,9 хв. (8,3–8,9 % тривалості циклу) для 130-тонних самоскидів, що у середньому на 1,5–2,0 хв. (56,0–66,0 %) більше розрахункового, який становить 2,6–3,0 хв. у залежності від кута повороту екскаватора на розвантаження [71].

Тривалість руху від пункту розвантаження до пункту навантаження з урахуванням простоїв складає від 51,0 до 59,0 % часу циклу. На рух у вантажному напрямі приходиться від 27,0 до 35,0 %, а решту частину часу складають непродуктивні операції – маневрування, навантаження, їздка без вантажу, розвантаження, простої у черзі.

Проведений аналіз даних бортових контролерів кар'єрних самоскидів за двома родовищами свідчить про значну долю непродуктивних операцій у

структурі транспортного циклу, та, незважаючи на різні гірничотехнічні умови розробок, частина цих операцій у загальному часу циклу майже не відрізняється і становить 67,9 і 69,0 % відповідно (таблиця 4.4).

Таблиця 4.4

Порівняння тривалості елементів транспортного циклу на двох кар'єрах Криворізького басейну

№ з/п	Елемент циклу	Інгулецький кар'єр		Петровський кар'єр	
		хв.	%	хв.	%
1.	Очікування навантаження	2,7	9,3	3,4	6,3
2.	Маневрування під навантаження	3,0	10,4	3,1	5,6
3.	Навантаження	4,6	16,2	4,5	8,2
4.	Рух із вантажем	9,2	32,1	16,5	30,0
5.	Маневрування під розвантаження	1,7	6,0	1,3	2,4
6.	Розвантаження	1,1	3,7	1,2	2,2
7.	Рух без вантажу та черга	6,4	22,3	24,9	45,3
8.	Загальний цикл	28,7	100	54,9	100

Виходячи з результатів проведеного хронометражу тривалості маневрування при постановці під навантаження самоскида з активною системою примусового управління поворотом та порівнюючи їх із фактичними показниками для машин, необладнаних системою, дістанемо висновку, що прогнозоване скорочення часу маневрування при застосуванні системи примусового управління поворотом може становити від 43,3 до 53,0 % (від 1,3 до 1,6 хв.).

Виходячи з проведеного статистичного аналізу транспортного циклу, технічна продуктивність кар'єрного самоскида визначатиметься із виразу, м³/год:

$$Q = \frac{V \cdot k_q \cdot 60 \cdot k_n}{(t_n + t_{ман} + t_{рз} + t_{рп} + t_{роз} + t_{манр}) \cdot k_p},$$

де t_n , $t_{ман}$, $t_{рз}$, $t_{рп}$, $t_{роз}$, $t_{манр}$ – час навантаження, маневрування під навантаження, руху із вантажем, руху без вантажу, час розвантаження та маневрування при

розвантаженні, відповідно, c ; V – об’єм платформи кар’єрного самоскида, м^3 ; k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту (1,36 для розкриву та 1,60 для руди); k_n – коефіцієнт завантаження кузова (1,05 для розкриву та 0,90 для руди).

Тоді об’єм гірничої маси, що додатково може бути перевезений за рахунок зменшення тривалості транспортного циклу кар’єрного самоскида, визначатиметься із виразу, %:

$$\Delta E_{\text{тц}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \cdot 100\%,$$

де Q_1 , Q_2 – технічна продуктивність кар’єрного самоскида при активній системі примусового управління поворотом та без неї відповідно, $\text{м}^3/\text{год}$.

Розрахункова продуктивність кар’єрного самоскида БелАЗ-7513В при зменшенні часу постановки під навантаження до 1,4 хв., установленого у результаті проведення хронометражу в реальних умовах, підвищується на 6,1 %.

Крім того, при покращенні маневреності кар’єрних самоскидів змінюються вимоги до гранично допустимих розмірів робочих площадок. Насамперед, за рахунок зменшення ширини робочих площадок з’являється можливість зменшити об’єми розкривних робіт при розробці траншей, отримати руду кращої якості за рахунок зменшення втрат та розубожування, оскільки виймання гірничої маси в такому випадку здійснюється більш селективно, тобто при проходці одного й того ж рудного тіла зменшується об’єм пустих порід, що змішані із рудами.

Вплив зменшення мінімального радіуса повороту кар’єрного самоскида на мінімально допустиму величину робочої площадки та відповідний об’єм гірничих робіт при розробці типової траншеї може бути представлений наступним чином.

Якщо розроблення проводиться при використанні автомобільного транспорту в скельних породах повздовжніми смугами та при ширині заходки

1,5–1,7 радіуса черпання екскаватора (див. рис. 4.11), формула для визначення мінімальної ширини робочої площадки $Ш_{pne}$, згідно з НТП [116], буде представлена:

$$Ш_{pne} = a + s + z + p + g ,$$

де a – ширина призми обрушення, м; s – ширина ґрунтового валу, що орієнтує, м; z – відстань від подошви ґрунтового валу до краю площадки для маневрів самоскида при подачі під навантаження або до крайки проїзної частини дороги (0,5 м); p – ширина маневрової площадки, м; g – зазор між краєм площадки для маневрів самоскидів при подачі під навантаження або краєм проїзної частини дороги й нижньою бровкою уступу або подошвою розвалу (1,5 м).

Ширина призми обрушення для міцних скельних порід з опором одновісному стисненню більше 800 кг/см^2 становить 0,1 висоти уступу H_y (15 м). Ширина ґрунтового валу, що орієнтує, при використанні самоскидів вантажопідйомністю 110-130 т на скельних породах становить 3,3 м. Ширина маневрової площадки визначається за формулою (2.15).

Тоді об'єм гірничої маси у цілику при розробці траншеї на 100 м її довжини визначається з виразу, м^3 :

$$E_{orp} = (Ш_{pne} + \frac{H_y}{tg\alpha}) \cdot H_y \cdot L ,$$

де α – кут відкосу борту кар'єру, град.; L – довжина вибою, м.

Об'єм гірничих робіт, який вивільняється при зменшенні ширини робочої площадки, %:

$$\Delta E_{orp} = \frac{E_{orp1} - E_{orp2}}{E_{orp1}} \cdot 100\% ,$$

де $E_{\text{орп1}}$, $E_{\text{орп2}}$ – об’єми гірничої маси, що вивільняються при будівництві траншеї при закладанні мінімальної ширини маневрової площадки відповідно до мінімального радіуса повороту самоскида із активованою та неактивною системою відповідно.

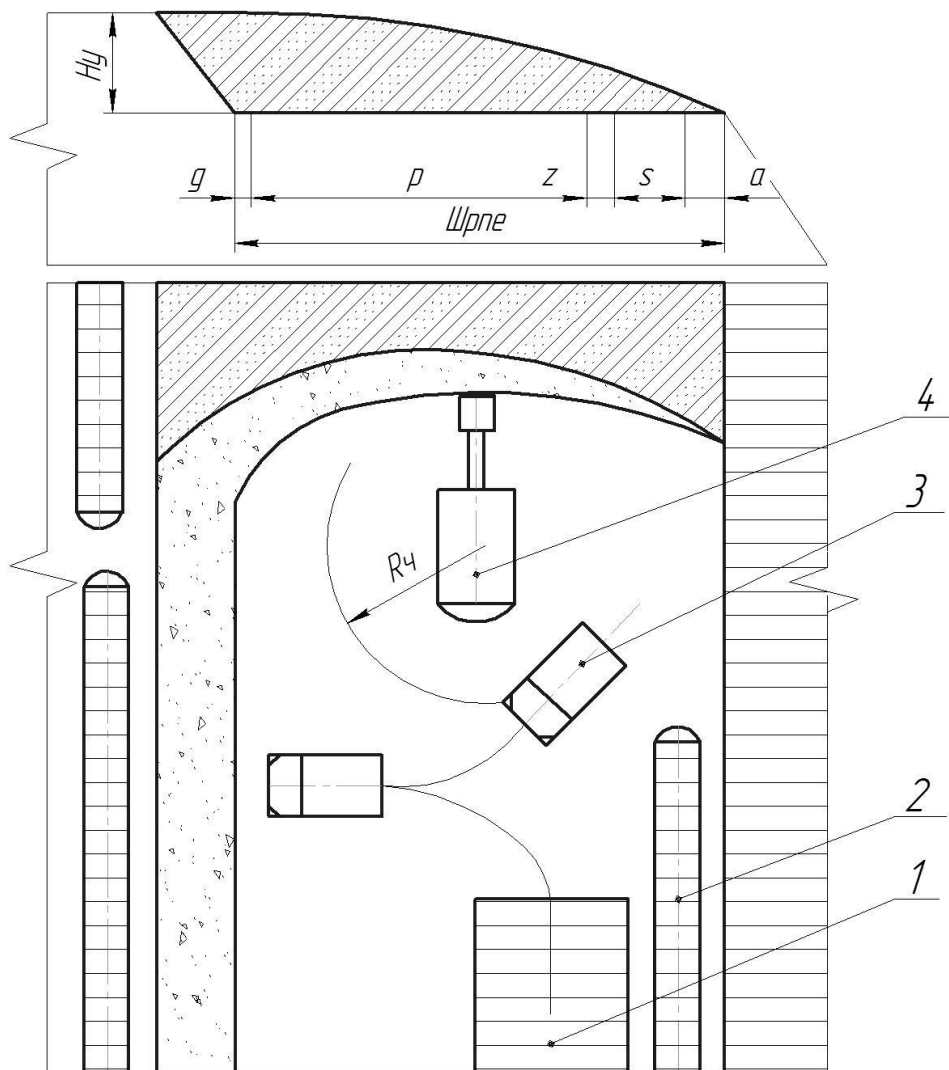


Рис. 4.11. Розрахункова схема до визначення мінімальної ширини робочої площадки у скельних породах при використанні у вибою автомобільного транспорту: 1 – технологічна дорога; 2 – вал, що орієнтує; 3 – самоскид; 4 – екскаватор механічна лопата; $R_{\text{ч}}$ – радіус черпання екскаватора.

Установлено, що при зменшенні мінімального радіуса повороту кар’єрного самоскида БелАЗ-7513В з 13,40 до 11,30 м (на 15,8 %), мінімальна ширина маневрової площадки у вибої може бути зменшена з 24,2 до 21,8 м (на

9,9 %), що дозволяє значно скоротити об'єми гірничих робіт при розробці траншей на кожні 100 м довжини проходки, а саме, з 50467 до 46867м³ (на 7,1 %), що представлено у таблиці 4.5. З погіршенням гірничотехнічних умов даний показник буде збільшуватись.

Таблиця 4.5

Ефективність застосування системи примусового управління поворотом на кар'єрних самоскидах БелАЗ-7513

№ з/п	Параметр	Величина	
		Система активована	Система неактивна
1.	Мінімальний радіус повороту, м	13,0	11,3
2.	Тривалість часу маневрування, хв.	3,1	1,4
3.	Годинна технічна продуктивність самоскида при роботі на руді, м ³ /год	78,53	83,68
4.	Підвищення продуктивності самоскида, %	6,1	
5.	Мінімальна ширина площадки для маневрів самоскида, м	24,2	21,8
6.	Мінімальна ширина робочої площадки, м	31,0	28,6
7.	Об'єм гірничої маси на 100 м довжини траншеї, м ³	50467	46867
8.	Зниження об'ємів додаткових робіт, %	7,1	
9.	Економія витрат пального, %	2,3	
10.	Річна економія витрат пального на 10 машин у вартісній формі, тис. грн.	490,0	

В умовах ПАТ «АрселорМіттал» для існуючого парку, частина якого складається із 8 кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513, розрахунковий економічний ефект становить 678,0 тис. грн./рік за рахунок підвищення продуктивності на 5,9 %, отриманої за рахунок зменшення часу постановки машин під навантаження та зменшення об'ємів гірничих робіт при розробці траншей (додаток Ж).

Окрім підвищення продуктивності, можлива економія витрат пального кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В при зменшенні часу маневрування при постановці під навантаження з 3,1 до 1,4 хв. на 2,3 % при годинній витраті

120 л. Розрахункова річна економія витрат пального при оптовій вартості 8,0 грн./л на 10 машин у парку при середньому коефіцієнті використання машин у часі 0,700 становить 490,0 тис. грн.

Отримані показники дозволяють стверджувати, що покращення ефективності експлуатації кар'єрного автотранспорту в умовах глибоких кар'єрів можливе за рахунок суттєвого підвищення продуктивності кар'єрних самоскидів, обладнаних системою примусового управління поворотом.

Висновки до розділу 4

Проведення експериментальних досліджень у промислових умовах дозволило дістати таких висновків:

1. На основі математичної моделі силового довороту розроблено і у подальшому відкориговано алгоритм примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида окремо правого і лівого до центра повороту борту, що дозволило спеціалістам ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП» виготовити і встановити на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В комплекс технічних засобів, який представляє собою систему примусового управління поворотом.

2. В умовах Глеюватського кар'єру ПАТ «Центральний ГЗК» визначені мінімальні радіуси повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В, обладнаного системою примусового управління поворотом: для самоскида без активації даної системи на кар'єрному ґрунті робочої площадки мінімальний радіус повороту становив 13,40 м, на асфальтобетонному покритті промислової площадки – 13,12 м, при активній системі на кар'єрному ґрунті – 11,28 м, що менше на 2,12 м (15,8 %), на асфальтобетоні – 9,30 м, що менше на 3,82 м (29,1 %). Відхилення між розрахунковим (10,38 м) і отриманим в результаті промислових випробувань мінімальним радіусом повороту

кар'єрного самоскида (11,28 м) становить 7,9 %, що підтверджує відповідність аналітичних та експериментальних показників маневреності машини.

3. Статистичний аналіз даних СКЗіП кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513 і БелАЗ-7514 показав, що на виконання маневру при постановці під навантаження кар'єрним самоскидом витрачається 3,0–3,1 хв., що складає 5,6–10,4 % часу від тривалості транспортного циклу. За допомогою хронометражу часу маневрування в промислових умовах встановлено, що постановка під екскаватор самоскида БелАЗ-7513В із активною системою примусового управління поворотом відбувається за 1,4–1,7 хв. (5,7–6,8 % від тривалості циклу).

4. Установлено, що при зменшенні часу постановки кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В під навантаження до 1,4 хв., його розрахункова технічна продуктивність підвищується на 6,1 %. За рахунок зменшення тривалості маневрування також зменшуються паливо-енергетичні витрати на 2,3 %. Розрахункова річна економія витрат пального при оптової вартості 8,0 грн./л на 10 машин у парку при середньому коефіцієнті використання машин у часі 0,700 складає 490,0 тис. грн.

5. Установлено, що при зменшенні мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В з 13,40 до 11,28 м (на 15,8 %), мінімальна ширина маневрової площадки у вибої може бути зменшена з 24,2 до 21,8 м (на 9,9 %), що дозволяє скоротити об'єми гірничих робіт при розробці робочих площадок на 7,1 %.

6. Розрахунковий економічний ефект, отриманий за рахунок підвищення продуктивності кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513 на 5,9 %, для існуючого парку із 8 машин в умовах ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» становить 678,0 тис. грн. /рік.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне наукове завдання зменшення радіуса повороту кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією шляхом примусового управління обертанням їх задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту.

Основні результати роботи полягають у наступному:

1. Виконано аналіз методів поліпшення маневреності транспортно-тягової техніки, який дозволив установити, що найбільш ефективним методом для кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією є використання примусового управління задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею, що призводить до так званого «силового довороту». Враховуючи особливості маневрування самоскидів при установці під навантаження, базовими для розробки математичної моделі силового довороту виступають аналітичні залежності, що використовуються для описання криволінійного руху гусеничних машин, силові фактори яких адаптовані для описання повороту колісної машини.

2. Уперше розроблено математичну модель силового довороту у вигляді системи рівнянь, які представляють собою встановлені залежності відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту, залежності показників маневреності, залежності тангенціальних реакцій задніх ведучих коліс від коефіцієнтів зчеплення. Математичне моделювання із використанням розробленої моделі дозволило встановити, що для кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 мінімальний радіус повороту при виконанні маневру із силовим доворотом змінюється в умовах кар'єрів від 10,1 до 5,7 м.

3. Дослідження маневреності на створеній лабораторній моделі дозволили встановити, що відхилення між величиною розрахункового та емпіричного мінімального радіуса повороту лабораторної моделі при силовому довороті

становлять від 10,7 до 19,4 %, не перевищуючи допустимих для експериментів показників, що свідчить про відповідність математичної моделі силового довороту реальним процесам.

4. В умовах Глеюватського кар'єру ПАТ «Центральний ГЗК» визначені мінімальні радіуси повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513В, обладнаного системою примусового управління поворотом: для самоскида без активації даної системи на кар'єрному ґрунті робочої площадки мінімальний радіус повороту становив 13,40 м, на асфальтобетонному покритті промислової площадки – 13,12 м, при активній системі на кар'єрному ґрунті – 11,28 м, що менше на 2,12 м (15,8 %), на асфальтобетоні – 9,30 м, що менше на 3,82 м (29,1 %). Відхилення між розрахунковим (10,38 м) і отриманим у результаті промислових випробувань мінімальним радіусом повороту кар'єрного самоскида (11,28 м) становить 7,9 %, що підтверджує відповідність аналітичних та експериментальних показників маневреності машини.

5. Результати аналітичних та експериментальних досліджень і рекомендації використано протягом 2011–2013 років на підприємствах ПАТ «Центральний ГЗК», ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП». Розрахунковий економічний ефект в умовах ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг», отриманий за рахунок підвищення продуктивності кар'єрних самоскидів БелАЗ-7513 на 5,9 %, для існуючого парку із 8 машин становить 678,0 тис. грн./рік. Розрахункова річна економія витрат пального при оптовій вартості 8,0 грн./л на 10 машин у парку при середньому коефіцієнті використання машин у часі 0,700 складає 490,0 тис. грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Alarie S. Overview of solution strategies used in truck dispatching systems for open pit mines / S. Alarie, M. Gamache // International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment. – 2002. – Vol. 16. – P. 59–76.
2. Athan T. W. Multicriteria Optimization of Anti-lock Braking System Control Algorithms / T. W. Athan, P. Y. Papalambros // Engineering Optimization. – 1996. – Vol. 27. – № 3. – P. 199–227.
3. Bissiri Y. Swarm-based truck-shovel dispatching system in open pit mine operations [E-resource] / Y. Bissiri, S. Dunbar, A. Hall // Department of Mining and Mineral Process Engineering University of British Columbia, Vancouver. Access mode. – Режим доступу : <http://www.infomine.com/library/publications/docs/Bissiri.pdf>.
4. Chadwick J. Reducing the rolling resistance / J. Chadwick // International Mining. – March 2011. – P. 62–71.
5. Chanda E. K. A comparative study of truck cycle time prediction methods in open-pit mining / E. K. Chanda, S. Gardiner // Engineering, Construction and Architectural Management. – 2010. – Vol. 17/ – Iss : 5. – P. 446–460.
6. Choi Y. S. Multi-Criteria Evaluation and Least Cost Path Analysis for Optimal Haulage Routing in Open-Pit Mines / Y. S. Choi, H. D. Park, C. Sanwoo // Research Institute of Engineering Science. – Seoul National University, South Korea. – P. 1–4.
7. Comprehensive industry document on iron ore mining. – Ministry of Environment and Forests, Govt. of India, 2007. – P. 25–40.
8. Cresta J. V. A stochastic optimization approach to mine truck allocation International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment / J. V. Cresta, J. F. Forbes, H. J. Marquez. – 2005. – Vol. 19. – № 3. – P. 162–175.

9. Crowe D. L. Management of Physical Assets at Purga Quarry. Bachelor of Engineering (Mechanical) degree dissertation / D. L. Crowe. – University of Southern Queensland, 2007. – 171 p.
10. Ercelebi S. G. Optimization of shovel-truck system for surface mining / S. G. Ercelebi, A. Bascetin // The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. – 2009. – P. 433–440.
11. Ervin R. D. Vehicle Weights and Dimensions Study: – The Influence of Weights and Dimensions on the Stability and Control of Heavy Trucks in Canada / R. D. Ervin, Y. Guy // Roads and Transportation Association of Canada. – Ottawa. – Part 1. – Vol. 1. – 1986. – P. 28–32.
12. Ginaf История [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://truck-auto.info/ginaf/169-istoriya.html>.
13. Kirmanli C. An expert system for hydraulic excavator and truck selection in surface mining / C. Kirmanli, S. G. Ercelebi // The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. – 2009. – P. 727–738.
14. Koskinen S. Sensor Data Fusion Based Estimation of Tyre–Road Friction to Enhance Collision / S. Koskinen // Espoo 2010. – VTT Publications 730. – 188 p.
15. Krause A. Modelling open pit shovel-truck systems using the Machine Repair Model / A. Krause, C. Musingwini // The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. – 2007. – P. 469–476.
16. Kryzanowska J. The impact of mixed fleet hauling on mining operations at Venetia mine / Kryzanowska J. // The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy. – 2007. – P. 215–224.
17. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics. – 2nd edition / H. B. Pacejka. – SAE International, 2005. – 642 p.
18. Pacejka H. B. The Magic Formula Tyre Model / H. B. Pacejka, E. Bakker // Proc. 1st International Tyre Colloquium. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). – Delft. – 1991. – P. 1–18.

19. Porsche 911. In details [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://www11.porsche.com/uk/models/911/911-gt3/detail/?gtabinde=3>.
20. Terex T25M FSDT 6X6 мультилифт [Электронный ресурс] / Режим доступа : http://www.euronato.com/card/vsya_texnika/specavtotexnika/multilifty/terex_ta25m_fsd_t_6h6_mytilift/.
21. Zheng B. Fault tolerant Steer-By-Wire road wheel control system / B. Zheng, C. Altemare, S. Anwar // American Control Conference. – 2005. – P. 1619–1624.
22. Аксенов П. В. Многоосные автомобили : справочное пособие / П. В. Аксенов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 280 с.
23. Анистратов Ю. И. Технологические процессы открытых горных работ : учеб. для вузов / Ю. И. Анистратов. – М. : Недра, 1995. – 351 с.
24. Анистратов Ю. А. Технологические потоки на карьерах (Энергетическая теория открытых горных работ) / Ю. А. Анистратов. – М. : Глобус, 2005. – 304 с.
25. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.
26. Антропова Е. Обзор импортных самосвалов с шарнирно-сочлененной рамой [Электронный ресурс] / Е. Антропова. – 2008. – Режим доступа : http://www.stroyteh.ru/publication/Obzor_importnykh_samosvalov_s_sharnirno_sochlenennoi_ramoi.
27. Арсентьев А. И. Законы формирования рабочей зоны карьера : учебное пособие / А. И. Арсентьев. – Л. : Изд. ЛГИ, 1986. – 54 с.
28. Астафьев Ю. П. Планирование и организация погрузочно-транспортных работ на карьерах / Ю. П. Астафьев, Г. К. Полищук. – М. : Недра, 1986. – 168 с.
29. Бахтурин Ю. А. Современное состояние карьерного транспорта / Ю. А. Бахтурин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – С. 187–210.

30. Безносенко Д. М. Структура и алгоритмы управления электротрансмиссией переменного тока большегрузных автосамосвалов: автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук: спец.: 05.09.03 «Электротехнические комплексы и системы» / Д. М. Безносенко. – СПб., 2004. – 24 с.

31. Белов М. П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов: учебник для вузов / М. П. Белов, В. А. Новиков, Л. Н. Рассудов. – 2-е изд., стер. – М.: Академия, 2004. – 576 с.

32. Белоусов Б. Н. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Б. Н. Белоусов, С. Д. Попов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 728 с.

33. Блохин В. С. Машины для земляных работ, предпосылки повышения их конкурентоспособности: учебное пособие / В. С. Блохин, Н. Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2005. – 304 с.

34. Блохін В. С. Основні параметри технологічних машин. Машины для земляних робіт: У 2 ч.: навч. посіб. / В. С. Блохін, М. Г. Маліч. – К.: Вища школа, 2006. – Ч 2. – 407 с.

35. Бобошко А. А. Определение реакций дороги на колесах автомобиля с несколькими управляемыми мостами при повороте / А. А. Бобошко // Вісті Автомобільного інституту. – 2009. – № 1 (8). С. 60–63.

36. Бобошко А. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец.: 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / А. А. Бобошко. – Харків. – 2002. – 19 с.

37. Богданов К. Л. Тяговый электропривод автомобиля / К. Л. Богданов. – М.: МАДИ, 2009. – 57 с.

38. Васильев М. В. Транспорт глубоких карьеров / М. В. Васильев. – М.: Недра, 1983. – 295 с.

39. Вейгнер А. М. Регулируемые электроприводы переменного тока. Конспект вводных лекций / А. М. Вейгнер. – М., 2009. – 102 с.
40. Веников В. А. Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электроэнергетики) : учебник для вузов по спец. «Кибернетика электрических систем» / В. А. Веников, Г. В. Веников. – 3-е изд., переработанное и доп. – М. : Высшая школа, 1984. – 439 с., ил.
41. Вершинский Л. В. Повышение эффективности колесного фронтального погрузчика с шарнирно-сочлененной рамой путем улучшения его поворотливости : автореф. дисс. на соиск. науч. степени канд. техн. наук : спец. : 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства», 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Л. В. Вершинский. – Челябинск, 2008 – 160 с.
42. Веснин А. В. Выбор передаточного числа редуктора мотор-колеса карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией, обеспечивающего максимальную производительность / А. В. Веснин, Ю. А. Монастырский, В. А. Систук // Проблемы недропользования : V Всероссийская молодежная международная научно-практическая конференция /с участием иностранных ученых/ (Екатеринбург, 8-11 февраля 2011 года) : Материалы докладов и выступлений. – Екатеринбург, 2011. – С. 63–69.
43. Веснин А. В. Обоснование необходимости корректирования коэффициента сопротивления движению при определении сложности карьерных автодорог / А. В. Веснин, В. А. Систук, Н. В. Водолазская // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля : Науковий журнал. – Ч. 1. – № 5 (194). – Луганськ, 2013. – С. 122–125.
44. Веснін А. В. Определение необходимости мощности силовой установки карьерного самосвала при использовании комбинированного способа управления поворотом / В. А. Веснин, В. А. Систук // Вісник СевНТУ : Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2013. – Вип. 143. – С. 147–152.

45. Виноградов А. Б. Векторное управление электроприводами переменного тока / ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина». – Иваново, 2008. – 298 с.

46. Ворошилов Г. А. Обоснование оптимальных уклонов автодорог при разработке нагорно-глубинных карьеров : автореф. дисс. на соиск. науч. степени канд. техн. наук : спец. : 25.00.22 «Геотехнология (подземная, открытая и строительная)» / Г. А. Ворошилов. – Екатеринбург, 2008. – 24 с.

47. Выбор внутрикарьерного транспорта / авт. коллектив : К. К. Кузнецов, А. И. Ястребов, К. М. Третьяков [и др.]. – М. : Недра, 1975. – 152 с.

48. Горелов В. А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колёсной формулой бхб при различных законах управления поворотом колёс задней оси / В. А. Горелов, Г. О. Котиев // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 1. – С. 44–55.

49. Горелов В. А. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины / В. А. Горелов, Г. О. Котиев, А. В. Мирошниченко // Известия вузов. Машиностроение. – М., 2012. – № 1. – С. 49–59.

50. Горнорудная промышленность Украины [Электронный ресурс]. – Госкомстат Украины. – Режим доступа : <http://www.ukrrudprom.ua/reference/industry/gmk.html>.

51. Горшков Э. В. Исследование коэффициента сцепления колеса автомобиля с покрытием карьерных автодорог / Э. В. Горшков, П. И. Тарасов // Горное оборудование и электромеханика. – 2006. – № 1. – С. 42–47.

52. Гречко Л. П. Теоретическое и экспериментальное исследование систем повышения маневренности колесных тракторов / Л. П. Гречко, А. А. Бобошко, М. А. Подригало // Материалы IV-й международной научно-технической конференции «Автомобильный транспорт : Проблемы и перспективы». – Севастополь, 2000. – С. 45–47.

53. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория / А. И. Гришкевич. – М. : Высшая школа, 1986. – 208 с.
54. Гуськов В. В. Теория поворота гусеничных машин / В. В. Гуськов, А. Ф. Опейко. – М. : Машиностроение, 1984. – 166 с.
55. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев [и др.] ; под ред. А. А. Хачатурова. – М. : Машиностроение, 1976. – 536 с.
56. Добрых Л. И. Расчет времени погрузки и разгрузки карьерных автосамосвалов с учетом их маневренности / Л. И. Добрых // Горный журнал. – 1986. – № 11. – С. 16–18.
57. Дороги автомобильные и аэродромы. Метод определения коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорожным покрытием : ГОСТ 30413–96. – М. : Государственный дорожный научно-исследовательский институт (СоюздорНИИ), 1996. – 5 с. (Межгосударственный стандарт).
58. Другливер Р. Ф. Методы сокращения времени погрузки самосвалов / Р. Ф. Другливер // Горный журнал, 1994. – № 4. – С. 26–30.
59. Дьяков И. Ф. Теория автомобиля. Элементы расчета технико-эксплуатационных свойств автомобиля : учебное пособие / И. Ф. Дьяков. – 2-е изд. перераб. – Ульяновск : УлГУ, 2002. – 99 с.
60. Егоров А. Н. Карьерные самосвалы с электромеханической трансмиссией переменного тока / А. Н. Егоров, Н. В. Бигель // Горный журнал. – 2013. – № 1. – С. 50–51.
61. Единые правила безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом. – М. : Недра, 1972. – 96 с.
62. Ефремов И. С. Теория и расчет тягового привода электроавтомобилей / И. С. Ефремов. – М. : Высшая школа, 1984. – 383 с.
63. Євтехов В. Д. Геологія і корисні копалини Криворізького залізорудного басейну : навчальний посібник / В. Д. Євтехов, І. С. Паранько, Є. В. Євтехов. – Кривий Ріг : КТУ, 2001. – 83 с.

64. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников. – М. : Машиностроение, 1975. – 448 с.
65. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 137 с.
66. Инструкция по расчету дорожных одежд нежесткого типа для карьерных дорог под автосамосвалы грузоподъемностью 27-180 т. ВСН 46-83. Министерство транспортного строительства СССР. – М. : Транспорт, 1985. – 157 с.
67. Казарез А. Н. Эксплуатация карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией / А. Н. Казарез, А. А. Кулешов. – М. : Недра, 1988. – 66 с.
68. Казарез А. Н. Эксплуатация карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией / А. Н. Казарез, А. А. Кулешов. – М. : Недра, 1988. – 267 с.
69. Казаченко Г. В. Исследование погруженности колес движителя с бортовой схемой поворота при движении на повороте / Г. В. Казаченко : Заключительный отчет. – Минск: БГПИ, 1977. – 194 с.
70. Каплина Т. Ю. Эксплуатационная эффективность карьерного автотранспорта // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2007. – С. 340–345.
71. Карьерная техника ПО «БЕЛАЗ»: справочник / под ред. П. Л. Мариева, К. Ю. Анистратова. – М. : ООО «КА технокомплект», 2005. – 448 с.
72. Карьерные самосвалы БелАЗ-75131 и БелАЗ-751312. Каталог деталей. 75131-3902090 КДС. РУПП «Белорусский автомобильный завод», 2008. – 315 с.
73. Карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. Проектирование, технологии, маркетинг / П. Л. Мариев, А. Н. Егоров, В. И. Моисеенко. – Минск : Интергралполиграф, 2008. – 320 с.

74. Карьерный автотранспорт стран СНГ в XXI веке / П. Л. Мариев, А. А. Кулешов, А. Н. Егоров, И. В. Зырянов. – СПб. : Наука, 2006. – 387 с.
75. Карьерный автотранспорт : состояние и перспективы / П. Л. Мариев, А. А. Кулешов, А. Н. Егоров, И. В. Зырянов. – СПб. : Наука, 2004. – 429 с.
76. Карьерный самосвал БелАЗ-75131 и его модификации. Инструкция по монтажу, пуску, регулировке и обкатке. 7513-3902016-01 ИМ. – РУПП «Белорусский автомобильный завод», 2008. – 44 с.
77. Кирпичев М. В. Теория подобия / М. В. Кирпичев. – М. : Изд. АН СССР, 1953. – 94 с.
78. Клебанов А. Ф. Система управления тяговым электроприводом карьерных автосамосвалов (СУТЭП) : текущее состояние и перспективы развития [Электронный ресурс] / А. Ф. Клебанов, И. В. Кузнецов // Горное оборудование и электромеханика, 2006. – № 9. – Режим доступа : <http://www.vistgroup.ru/pressroom/7/27/>.
79. Ключев В. И. Теория электропривода : учеб. для вузов / Ключев В. И. – 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1998. – 704 с.
80. Кнороз В. И. Шины и колеса / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. – М. : Машиностроение, 1975. – 184 с.
81. Козярук А. Е. Пути совершенствования электропривода карьерных автосамосвалов / А. Е. Козярук, А. А. Кулешов // Горный журнал. – 2003. – № 3. – С. 54–60.
82. Кондаков С. В. Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением : автореф. дис. на соиск. научн. степени доктора техн. наук : спец. : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / С. В. Кондаков. – М., 2009. – 32 с.
83. Коригування мінімальної ширини площадок для маневрування кар'єрних автосамоскидів відповідно до гірничотехнічних умов / Ю. Монастирський, В. Сістук, А. Гальченко, А. Веснін // Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг, 2012. – Вип. 32. – С. 87–91.

84. Котиев Г. О. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8x8 при различных способах управления поворотом / Г. О. Котиев, Н. В. Чернышев, В. А. Горелов // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2009. – № 2. – С. 34–40.

85. Кудин С. Н. Новый тяговый электропривод карьерных самосвалов БелАЗ [Электронный ресурс] / С. Н. Кудин, Н. В. Бигель, А. А. Пехтерев // Автомобильная промышленность. – 2005. – № 10. – Режим доступа : <http://www.avtomash.ru/guravto/2005/20051012.htm>.

86. Кузнецов К. К. Выбор внутрикарьерного транспорта / К. К. Кузнецов, А. И. Ястребов, К. М. Третьяков. – М. : Недра, 1975. – 152 с.

87. Кулешов А. А. Мощные экскаваторно-автомобильные комплексы карьеров / Кулешов А. А. – М. : Недра, 1980. – 317 с.

88. Кутьков Г. М. Теория трактора и автомобиля : учебное пособие / Кутьков Г. М. – М. : Колос, 1996. – 287 с.

89. Ларин В. В. Теория движения полноприводных колесных машин : учебник / В. В. Ларин. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391 с.

90. Лель Ю. И. Формирование транспортной системы при вскрытии глубоких горизонтов внутрикарьерными железнодорожными тоннелями / Ю. И. Лель, И. Н. Сандригайло // Горный журнал. Известия вузов. – 2000. – № 4. – С. 72–78.

91. Лель Ю. И. Энергоемкость автомобильного транспорта на глубоких карьерах / Ю. И. Лель, В. С. Пекарский, А. И. Стариков // Изв. вузов. горн. журн. – 1992. – № 5. – С. 72–76.

92. Литвинов А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.

93. Литвинов А. С. Управляемость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машгиз, 1972. – 245 с.

94. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М. : Машиностроение, 1994. – 438 с.

95. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей / М. И. Лысов. – М., Машиностроение, 1972. – 343 с.
96. Макаров Л. Н. Комплект тягового электрооборудования электрической трансмиссии переменного тока самосвала грузоподъемностью 240 тонн / Л. Н. Макаров, Ю. А. Сафроненков, С. Н. Флоренцев // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – Отдельный выпуск 8 : Горные машины. – С. 87–105.
97. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко / под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
98. Машины землеройные. Методы определения параметров поворота колесных машин : ГОСТ 27257-87 (ИСО 7457-83). – 11 с.
99. Мельников Н. В. Системы разработки и транспорт на карьерах / Н. В. Мельников. – М. : Недра, 1974. – 424 с.
100. Мельников Н. В. Справочник (кадастр) физических свойств горных пород / Н. В. Мельников, В. В. Ржевский, М. М. Протодьяконов. – М. : Недра, 1975. – 279 с.
101. Мельников Н. Н. Циклично-поточная технология с передвижными дробильно-перегрузочными комплексами для глубоких карьеров / Н. Н. Мельников, В. И. Усынин, С. П. Решетняк. – Апатиты : КНЦ РАН, 1995. – 194 с.
102. Методика нормирования и планирования производительности карьерного автомобильного транспорта / М. В. Васильев, В. П. Смирнов, Ю. В. Стенин, Ю. И. Лель. – Свердловск : ИГД МЧМ СССР, 1987. – 40 с.
103. Монастирський Ю. А. Врахування специфіки гірничотехнічних умов роботи автосамоскидів як шлях до підвищення продуктивності кар'єрної техніки / Ю. А. Монастирський, А. В. Веснин, В. А. Систук // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій : Тези доповідей. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2012. – С. 82–84.

104. Монастирський Ю. А. Дослідження впливу характеристик опорної поверхні сучасних кар'єрів на показники поворотності автосамоскидів / Ю. А. Монастирський, А. В. Веснін, В. О. Сістук // Наукові нотатки : Міжвузівський збірник наукових праць (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та металознавство»). – Луцьк, 2012. – Вип. 37. – С. 239–246.

105. Монастырский Ю. А. Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / Ю. А. Монастырский, В. А. Систук // Вісник національного технічного університету «ХПІ»: Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 29. – С. 65–71.

106. Монастирський Ю. А. Обґрунтування управління обертанням ведучих коліс кар'єрних автосамоскидів для створення додаткового поворотного моменту / Ю. А. Монастирський, А. В. Веснін, В. О. Сістук // Вісник Криворізького національного університету. – Кривий Ріг, 2012. – Вип. 31. – С. 192–196.

107. Монастырский Ю. А. Определение причин потерь рабочего времени экскаваторно-автомобильных комплексов на Петровском карьере ОАО «ЦГОКа» / Ю. А. Монастырский, В. А. Систук // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог, 2011. – Вып.94. – С. 293–297.

108. Монастырский Ю. А. Оптимизация параметров экскаваторно-автомобильных комплексов для стесненных условий глубоких карьеров / Ю. А. Монастырский, В. А. Систук // Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений : Международная научно-практическая конференция (Мирный, 11–15 апреля 2011 года) : сборник тезисов докладов. – Мирный, 2011. – С. 56.

109. Монастырский Ю. А. Повышение маневренности карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией путем изменения способа управления поворотом / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, В. А. Систук // Проблемы недропользования : Сборник научных трудов. Часть I /

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». – Спб., 2012. (Международный форум-конкурс молодых ученых). – С. 183–185.

110. Монастырский Ю. А. Повышение эффективности маневрирования карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией / Ю. А. Монастырский, В. А. Систук, А. В. Веснин // Проблемы недропользования : VI Всероссийская молодежная международная научно-практическая конференция /с участием иностранных ученых/ (Екатеринбург, 8-10 февраля 2012 года) : материалы. – Екатеринбург, 2012. – С. 56–63.

111. Монастырский Ю. А. Применение комбинированной схемы управления поворотом большегрузных автосамосвалов для повышения их маневренности / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, В. А. Систук // Вісник СевНТУ : Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2012. – Вип. 137. – С. 149–154.

112. Монастырский Ю. А. Снижение времени маневрирования и погрузки при транспортировании рудной массы большегрузными карьерными автосамосвалами / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, В. А. Систук // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля : Науковий журнал. – Луганськ. – 2012. – Ч. 1. – № 9 (180). – С. 17–23.

113. Монастырский Ю. А. Снижение времени маневрирования и погрузки при транспортировании рудной массы большегрузными карьерными автосамосвалами / Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин, В. А. Систук // III Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики» (Євпаторія, 3-8 травня 2012 року) : збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Східноукраїнський національний університет імені В. Даля [та ін.]. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2012. – С. 95–97.

114. Настройка багги. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.rc-auto.ru/articles_models/id/336/.

115. Нетрадиционные подвески и рулевое. [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.mig-kama.ru/info/stat1.html>.

116. Нормы технологического проектирования горнодобывающих предприятий с открытым способом разработки месторождений полезных ископаемых. – К. : Министерство промышленной политики Украины, 2007. – 224 с.

117. Носов Н. А. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов. – Л. : Машиностроение, 1972. – 560 с.

118. Обзор мировых производителей карьерных самосвалов. Тенденции развития [Электронный ресурс] / П. Л. Мариев, Е. Л. Резников, К. Ю. Анистратов // Горная промышленность. – Режим доступа : <http://maxi-exkavator.ru/articles/trucks/~id=626/>.

119. Опейко Ф. А. Колёсный и гусеничный ход / Ф. А. Опейко. – Минск, 1960. – 228 с.

120. Опейко Ф. А. Математическая теория трения / Ф. А. Опейко. – Минск, 1971. – 149 с.

121. Определение минимальной ширины рабочих площадок для автомобильного транспорта на открытых горных работах. Инструкция НИГРИ. – Кривой Рог, 1983. – 56 с.

122. Осепчугов В. В. Автомобиль : анализ конструкций, элементы расчета / В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

123. План развития сырьевой базы Северного горно-обогатительного комбината до 2015 года. Анновский карьер. – Кривой Рог : ОАО «Укргипроруда», 2005. – 108 с.

124. Поддубный В. И. Повышение эффективности использования колесных мобильных машин в АПК на основе улучшения их устойчивости и управляемости : автореф. дисс. на соиск. научн. степени доктора техн. наук : спец. : 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В. И. Поддубный. – Барнаул, 2011. – 34 с.

125. Подригало М. А. Управляемость колесных машин при установившемся в движении / М. А. Подригало, Д. М. Клец, В. И. Гацько // Автомобильный транспорт. – 2011. – С. 179–183.

126. Подригало М. А., Корчан Н. С., Клец Д. М. Устойчивость автомобиля при бортовой неравномерности коэффициентов сцепления колес с дорогой / М. А. Подригало, Н. С. Корчан, Д. М. Клец // Автомобильный транспорт. – 2008. – № 22. – С. 38–42.

127. Позин Б. М. Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом при повороте / Б. М. Позин, И. П. Трояновская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2005. – № 7. – С. 93–96.

128. Промышленный транспорт : СНиП 2.05.07-91. – М. : Промтрансниипроект, 1996. – 153 с.

129. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление / Й. Раймпель. – М. : Машиностроение, 1987. – 228 с.

130. Резниченко С. С. Математические методы и моделирование в горной промышленности : учебное пособие / С. С. Резниченко, А. А. Ашихмин. – 2-е изд. – М. : МГГУ, 2001. – 404 с.

131. Рождественский Ю. Л. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию / Ю. Л. Рождественский, К. Ю. Машков // Труды МВТУ. – 1982. – № 390. – С. 56–64.

132. Савченко А. А. Определение факторов, влияющих на коэффициент сопротивления качению массивных высокоэластичных шин / А. А. Савченко, В. Е. Олишевская // Науковий вісник НГУ. – 2009. – № 10. – С. 73–75.

133. Саменов Г. К. Обоснование границ рационального использования экскаваторно-автомобильных комплексов различной мощности в глубоких карьерах : автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук : спец. : 25.00.22 «Геотехнология (подземная, открытая и строительная)» / Г. К. Саменов. – Алматы, 2010. – 19 с.

134. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – 10-е изд., доп. – М. : Наука, 1987. – 432 с.

135. Сидоров С. К. Методика улучшения поворотливости многоосной колесной машины с шарнирно-сочлененной рамой [Электронный ресурс] / С. К. Сидоров, Ю. П. Волков. – Спб. : Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Режим доступа : http://www.ogbus.ru/authors/Sidorov/Sidorov_1.pdf

136. Система курсовой устойчивости [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://systemsauto.ru/active/esp.html>.

137. Сістук В. О. Результати лабораторних та промислових досліджень концепції застосування силового довороту на великовантажних кар'єрних самоскидах / В. О. Сістук // Вісник КНУ. – Вип. №35.– Кривий Ріг. – 2013.– С. 262–266.

138. Смирнов В. П. Теория карьерного большегрузного автотранспорта / В. П. Смирнов, Ю. И. Лель. – Екатеринбург : УрО РАН, 2002. – 355 с.

139. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г. А. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

140. Совместимо с Arduino. Поп-бот. Руководство по практическим занятиям. Версия 1.0 стандартная [Электронный ресурс] / Режим доступа : www.TerraElectronica.ru/pdf/INEX/IE-POPBOT_RUS.pdf.

141. Соловьев А. С. Электроприводы карьерных автосамосвалов. Лекции. – Спб. : Санкт-Петербургский государственный горный институт, 1999. – 16 с.

142. Соломатин Н. С. Моделирование движения четырехколесного транспортного средства с индивидуальным приводом колес / Н. С. Соломатин, П. А. Шаврин, В. Н. Лата, А. П. Окунев // Вектор науки ТГУ. – № 1 (15). – 2011. – С. 164–167.

143. Солтус А. П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля : учебное пособие для вузов / А. П. Солтус. – Кременчук : КГПУ, 2003. – 152 с.

144. Сорокин Л. А. Энергетическая оценка средств карьерного транспорта / Л. А. Сорокин // Проблемы разработки месторождений глубокими

карьерными : Тез. докл. междунар. конфер. – Челябинск : НИИОГР, 1996. – С. 89–90.

145. Справочник. Открытые горные работы / К. Н. Трубецкой, М. Г. Потапов, К. Е. Виницкий [и др.]. – М. : Горное бюро, 1994. – 590 с.

146. Тарасов П. И. Сокращение загазованности карьерного пространства при применении новых видов карьерного транспорта / П. И. Тарасов, А. Г. Журавлев, Е. В. Фефелов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – С. 260–271.

147. Тохтуев Г. В. Физико-механические свойства горных пород Кривбасса / Г. В. Тохтуев, В. Г. Борисенко, А. А. Титлянов. – К. : Гостехиздат УССР, 1962. – 102 с.

148. Трояновская И. П. Взаимодействие колесного движителя с грунтом на повороте с точки зрения механики / И. П. Трояновская // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 3. – С. 29–35.

149. Трояновская И. П. Методология моделирования движения тракторных агрегатов : автореф. дисс. на соиск. научн. степени доктора техн. наук : спец. : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины», 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / И. П. Трояновская. – Челябинск, 2011. – 35 с.

150. Трояновская И. П. Механика криволинейного движения тракторных агрегатов / И. П. Трояновская. – Челябинск : ЧГАУ, 2009. – 152 с.

151. Туревский И. С. Теория автомобилей : учебное пособие / И. С. Туревский. – М. : Высшая школа, 2005. – 240 с.

152. Тяговый электропривод General Electric для большегрузных автосамосвалов [Электронный ресурс] // Горная промышленность. – 2004. – № 5. – Режим доступа : <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/1355-tyagovuj-elektroprivod-general-electric-dlya-bolshegruznykh-avtosamosvalov>.

153. Увеличение маневренности мобильных машин [Электронный ресурс] / Режим доступа : <http://stroyremonts.ru/uvelichenie-manevrennosti-mobilnyx-mashin/>.

154. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1970. – 176 с.
155. Фурин В. О. Обоснование технологических параметров углубочного комплекса для доработки крутопадающих месторождений : автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук : спец. : 25.00.22 «Геотехнология (подземная, открытая и строительная)» / В. О. Фурин. – Екатеринбург, 2009. – 25 с.
156. Хусаинов А. Ш. Теория автомобиля. Конспект лекций / А. Ш. Хусаинов, В. В. Селифонов. – Ульяновск : УлГТУ, 2008. – 121 с.
157. Циперфин И. М. Карьерный автомобильный транспорт. Справочник / И. М. Циперфин, В. Д. Штейн. – М. : Недра, 1992. – 415 с.
158. Чайковский И. П. Рулевое управление автомобилей / И. П. Чайковский, П. А. Саломатин. – М. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
159. Чернышев В. А. Тягово-динамический расчет автомобиля: учебное пособие / В. А. Чернышев. – М. : МГАУ им. В. П. Горячкина, 1994. – 36 с.
160. Чернышев В. В. Сопротивление бортовому повороту шагающей машины / В. В. Чернышев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 2. – С. 24–27.
161. Чернышев Н. В. Комплексная система управления поворотом боевой колёсной машины 8x8 : автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук : спец. : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / Н. В. Чернышев. – Москва, 2009. – 16 с.
162. Чудаков Е. Д. Теория автомобиля / Е. Д. Чудаков. – М. : Машгиз, 1950. – 430 с.
163. Шадрин С. С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний: автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук : спец. : 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / С. С. Шадрин. – Москва, 2009. – 132 с.
164. Шевченко И. В. Алгоритмизация планирования маневров при управлении движением автоматического карьерного транспорта на

разгрузочных площадках / И. В. Шевченко, Ю. И. Чернова, А. Г. Мурашко // Інформаційні технології та системи, обчислювальна техніка, автоматизація. Новітні технології. – Кременчук : Науковий вісник КУЕІТУ, 2009. – № 4. – С. 77–83.

165. Шевченко И. В. Принципы автоматического управления маневрами карьерных автосамосвалов в местах разгрузки / И. В. Шевченко, Д. Й. Родькин, И. В. Касаткина // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика : V научно-техническая конференция / [под ред. В. Б. Клепикова, Л. В. Акимова] : труды. – Х. : Основа, 1997. – С. 254–256.

166. Шевченко О. І. Підвищення енергетичної ефективності тягового електропривода кар'єрних самоскидів великої вантажопідйомності : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. : 05.09.03 «Електротехнічні комплекси та системи» / О. І. Шевченко. – Х., 2004. – 19 с.

167. Шлифовальный материал с покрытием. Гранулометрический анализ. Часть 2. Определение гранулометрического состава микрозерен от Р 12 до Р 220. ISO 6344-2:1998 [Электронный ресурс]. – 12 с. – Режим доступа : <http://www.standards.ru/document/3634692.aspx>.

168. Щадов М. И. Экскавационно-транспортные машины циклического действия / М. И. Щадов, Р. Ю. Подэрни. – М. : Недра, 1989. – 374 с.

169. Электропривод тяговый карьерных самосвалов грузоподъемностью 120–130 тонн. Техническое описание. 75131-2100032И. – Жодино : ПО «Белорусский автомобильный завод», 2003. – 118 с.

170. Яковлев А. И. Конструкция и расчет электромотор-колес / А. И. Яковлев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 191 с.

171. Яковлев В. Л. Новые специализированные виды транспорта для горных работ / В. Л. Яковлев, П. И. Тарасов, А. Г. Журавлев. – Екатеринбург : УрО РАН, 2011. – 375 с.

172. Яковлев В. Л. Теория и практика выбора транспорта глубоких карьеров / В. Л. Яковлев. – Новосибирск : Наука, 1989. – 263 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Аналіз витрат потужності при виконанні маневрів із силовим доворотом

При бортовому способі управління поворотом колісних та гусеничних машин необхідні додаткові витрати потужності силової установки на здійснення криволінійного руху із заданим радіусом. Те ж саме відноситься і до маневрування із застосуванням силового довороту. У зв'язку з цим, потужність (потужність зовнішніх опорів), що витрачається на подолання опору переміщення машини на повороті та деформацію ґрунту при використанні силового довороту потребує кількісної оцінки, яка є одним із критеріїв ефективності його застосування на великовантажних кар'єрних самоскидах.

Потужність зовнішніх опорів $N_{зо}$ складається із потужностей, що витрачаються на подолання опору переміщення N_f самоскида, моменту опору повороту $N_{оп}$, ковзання ведучих коліс $N_{б-к}$, Вт [64]:

$$N_{зо} = \sum_{i=1}^4 N_{fi} + \sum_{i=1}^4 N_{опi} + N_{б3} + N_{к4}, \quad (A.1)$$

де $\sum_{i=1}^4 N_{fi}$ – сумарна потужність на подолання опору переміщення машини, що приймається рівним опору прямолінійного руху, кВт; $\sum_{i=1}^4 N_{опi}$ – сумарна потужність на подолання моменту опору повороту, кВт; $N_{б3}$ – потужність на подолання буксування правого до центра повороту заднього колеса, кВт; $N_{к4}$ – потужність на подолання ковзання лівого до центра повороту заднього колеса.

При силовому довороту можуть збільшуватися всі складові сумарної потужності зовнішніх опорів, у тому числі, потужність на момент опору повороту, оскільки збільшується як безпосередньо момент опору відповідно до

поворотного моменту, так й кутова швидкість повороту при збереженні лінійної швидкості машини, оскільки зменшується радіус повороту.

Зазначена зміна потужності може бути представлена, враховуючи (А.1), Вт:

$$\Delta N_{\text{оп}} = N_{\text{сдоп}} - N_{\text{кіноп}} = \left(\frac{M_{\text{кр4}}}{r_{d3}} - \frac{M_{\text{кр3}}}{r_{d4}} \right) \cdot \left(\frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left(\frac{M'_{\text{кр4}}}{r_{d3}} - \frac{M'_{\text{кр3}}}{r_{d3}} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt} \quad (\text{A.2})$$

де $N_{\text{сдоп}}$, $N_{\text{кіноп}}$ – потужність на подолання моменту опору повороту при силовому довороті та кінематичному повороті відповідно, кВт; $M'_{\text{кр3}}$, $M'_{\text{кр4}}$ – крутні моменти ведучих коліс при кінематичному повороті, Н·м; V_3 , V_4 – лінійні швидкості лівого та правого до центра повороту заднього ведучого колеса відповідно, м/с.

При відомій кутовій швидкості лівого заднього колеса, потужність на подолання моменту опору повороту визначається, Вт:

$$\Delta N_{\text{оп}} = N_{\text{сдоп}} - N_{\text{кіноп}} = \left(\frac{M_{\text{кр4}}}{r_{d3}} - \frac{M_{\text{кр3}}}{r_{d4}} \right) \cdot \left(V_4 \cdot \frac{(\lambda - 1)}{2} \right) - \left(\frac{M'_{\text{кр3}}}{r_{d3}} - \frac{M'_{\text{кр4}}}{r_{d3}} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt}.$$

При заблокованому лівому задньому колесі потужність на момент опору описується залежністю, Вт:

$$\Delta N_{\text{оп}} = N_{\text{сдоп}} - N_{\text{кіноп}} = - \left(\frac{M_{\text{кр3}}}{r_{d3}} \right) \cdot \left(\frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left(\frac{M'_{\text{кр4}}}{r_{d3}} - \frac{M'_{\text{кр3}}}{r_{d3}} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt}.$$

Потужність на момент опору повороту в залежності від коефіцієнта зчеплення визначається з (3.21), Вт:

$$\Delta N_{\text{оп}} = N_{\text{сдоп}} - N_{\text{кноп}} = \left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g \int_0^b \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)} \right)}{B_2} \right] \cdot \left(\frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left(\frac{M'_{\text{кр4}}}{r_d} - \frac{M'_{\text{кр3}}}{r_d} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt}. \quad (\text{A.3})$$

Оскільки при силовому довороті зменшується швидкість лівого заднього колеса, але збільшується кутова швидкість повороту, витрати потужності на опір переміщенню (коченню) самоскида будуть збільшуватися на величину, Вт:

$$\Delta N_f = \frac{m \cdot g \cdot f}{2 \cdot L} \cdot (a \cdot (V_3' + V_4') + b \cdot (V_1' + V_2') - a \cdot (V_3 + V_4) - b \cdot (V_1 + V_2)), \quad (\text{A.4})$$

де позначка «'» відноситься до швидкостей коліс машини при кінематичному повороті.

При збереженні швидкості центра мас прямолінійного руху або швидкості машини до застосування примусового управління обертанням задніх ведучих коліс, витрати потужності на переміщення залишаються постійними, та виразом (A.4) можна нехтувати.

Витрати потужності на буксування правого до центра повороту колеса визначаються, Вт:

$$\Delta N_{\text{б3}} = P_{x3} \cdot V_3 \cdot \sigma - P'_{x3} \cdot V_3' \cdot \sigma', \quad (\text{A.5})$$

де σ – коефіцієнт буксування (повздовжнього ковзання).

Або

$$\Delta N_{\text{б3}} = \frac{M_{\text{кр3}}}{r_d} \cdot V_3 \cdot \sigma - \frac{M'_{\text{кр3}}}{r_d} \cdot V_3' \cdot \sigma'. \quad (\text{A.6})$$

Витрати потужності на ковзання лівого заднього колеса визначаються залежністю, Вт:

$$\Delta N_{\text{к4}} = \frac{M'_{\text{кр4}}}{r_d} \cdot (V_{4\partial}' - V_4') - \frac{M_{\text{кр4}}}{r_d} \cdot (V_{4\partial} - V_4), \quad (\text{A.7})$$

де $V_{4д}$, $V'_{4д}$ – дійсні швидкості внутрішнього до центра повороту колеса при комбінованому та кінематичному повороті, м/с.

Сумарні витрати потужності на силовий доворот визначають із урахуванням (А.3), (А.4), (А.6), (А.7), Вт:

$$\begin{aligned}
 N_{30} = & \left[\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)} \right) \right] \cdot \left(\frac{V_3 - V_4}{2} \right) - \left(\frac{M'_{кр4}}{r_d} - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \right) \cdot \frac{d\gamma'}{dt} + \dots \\
 & + \frac{m \cdot g \cdot f}{2 \cdot L} \cdot (a \cdot (V'_3 + V'_4) + b \cdot (V'_1 + V'_2) - a \cdot (V_3 + V_4) - b \cdot (V_1 + V_2)) + \dots \\
 & \frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot V_3 \cdot \sigma - \frac{M'_{кр3}}{r_d} \cdot V'_3 \cdot \sigma' + \frac{M'_{кр4}}{r_d} \cdot (V'_{4д} - V'_4) - \frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot (V_{4д} - V_4).
 \end{aligned} \tag{A.8}$$

Визначення витрат потужності дизеля на силовий доворот проводилось по кожній складовій потужності зовнішніх опорів.

Установлено, що потужність, яка витрачається на подолання моменту опору повороту, значно збільшується з 12,0 кВт при $\lambda=1,58$ до 54,0 кВт при заблокованому лівому задньому колесі. Для коефіцієнтів зчеплення, характерних для опорних поверхонь на кар'єрах (0,36–0,65) при відношеннях швидкостей задніх ведучих коліс $\lambda=2,00$ і більше, витрати потужності на зміну траєкторії машини становлять від 8,3 до 15,2 кВт (див. рис. А.1).

Витрати потужності на опір коченню порівняні з витратами на опір переміщенню і становлять від 3,5 до 14,0 кВт при $\lambda=2,00$ при зміні коефіцієнта опору кочення від 0,025 до 0,10 (див. рис. А.2).

При збільшенні коефіцієнта ковзання задніх ведучих коліс до 100 % (повне ковзання) витрати потужності силової установки повинні зрости до 135,4 кВт. Оскільки коефіцієнт ковзання задніх ведучих коліс утримується у межах 20 %, витрати потужності складуть не більше 14,1 кВт та 7,2 кВт для правого і лівого до центра повороту заднього колеса відповідно (див. рис. А.3).

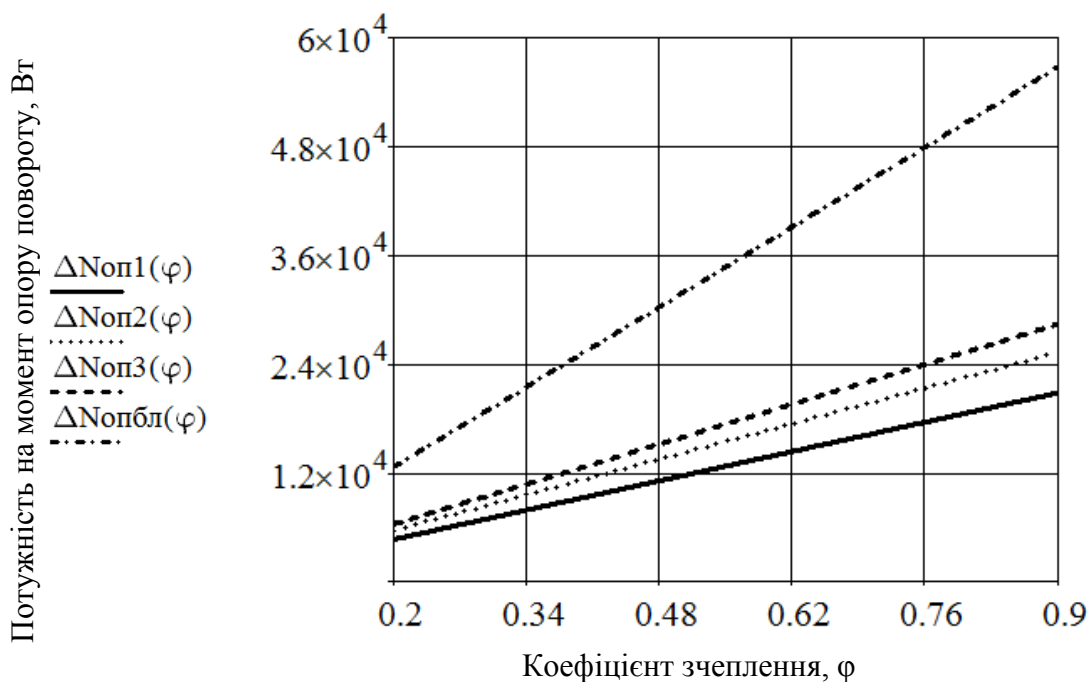


Рис. А.1. Збільшення витрат потужності на подолання моменту опору повороту: $\Delta N_{оп1}$, $\Delta N_{оп2}$, $\Delta N_{оп3}$, $\Delta N_{опбл}$ – при $\lambda=1,58$; $\lambda=1,80$; $\lambda=2,00$; при заблокованому лівому до центра повороту задньому колесі відповідно

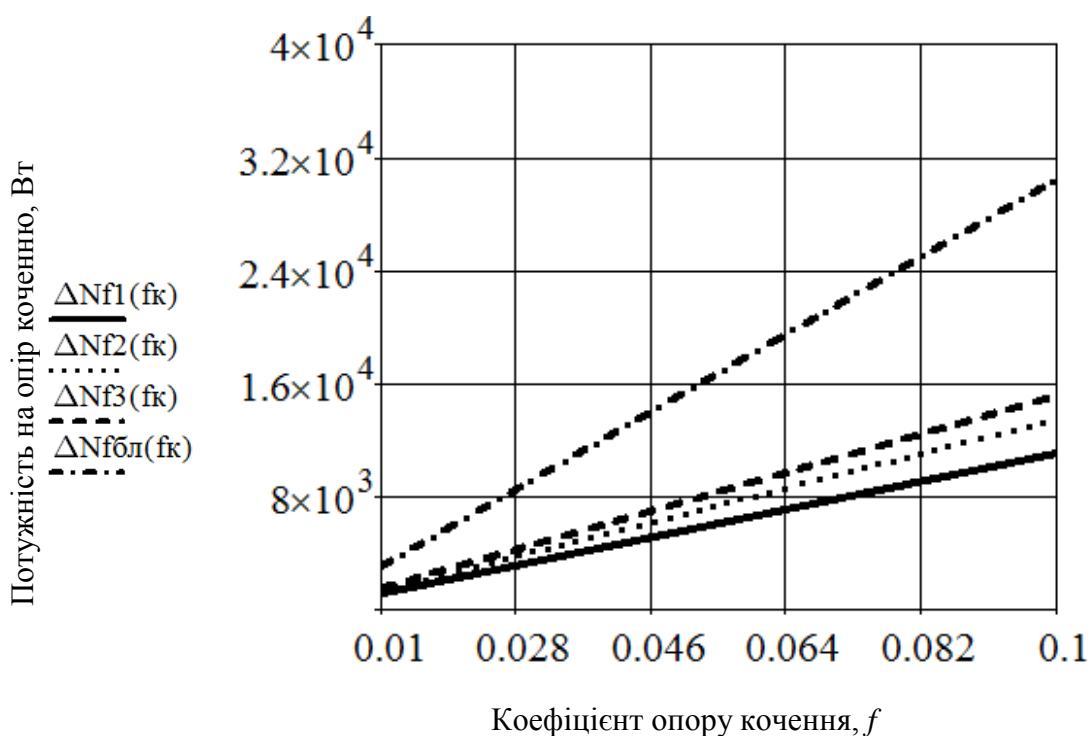


Рис. А.2. Потужність на опір коченню: ΔN_{f1} , ΔN_{f2} , ΔN_{f3} , $\Delta N_{fбл}$ – при $\lambda=1,58$; $\lambda=1,80$; $\lambda=2,00$; при заблокованому лівому до центра повороту задньому колесі відповідно

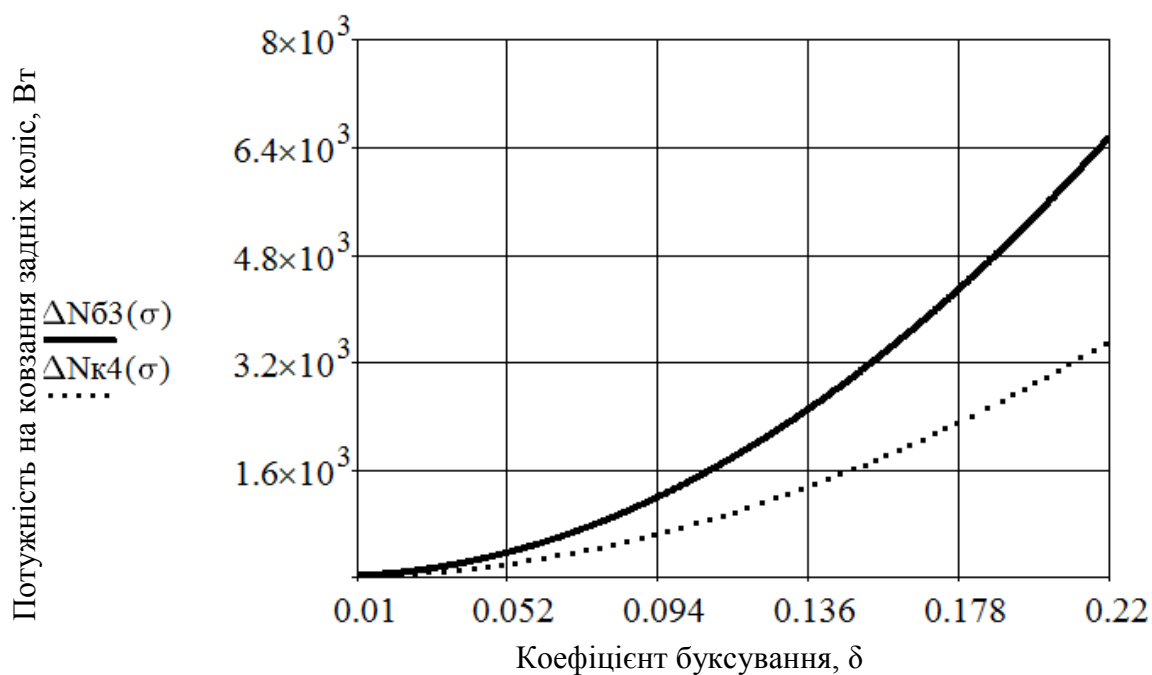


Рис. А.3. Потужність, що витрачається на ковзання задніх коліс при використанні силового довороту

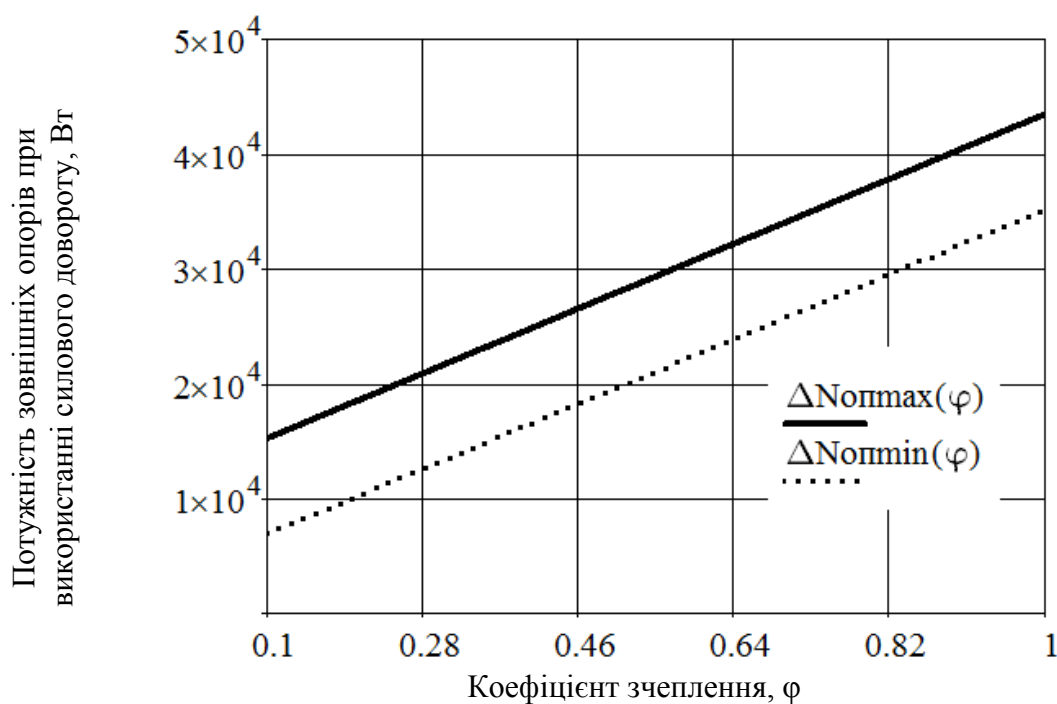


Рис. А.4. Максимальна $\Delta N_{\text{опmax}}$ та мінімальна $\Delta N_{\text{опmin}}$ потужність зовнішніх опорів при силовому довороті з $\lambda=2,00$ в залежності від коефіцієнта зчеплення

Головною складовою загальних витрат потужності на силовий доворот є витрати на ковзання ведучих коліс, тому прийнято, що максимальна потужність на подоланні зовнішніх опорів витрачається при граничному коефіцієнті буксування (ковзання) ведучих коліс (20 %), а мінімальна – за відсутності ковзання. Звідси в залежності від зміни коефіцієнта зчеплення при використанні силового довороту при відношенні кутових швидкостей задніх коліс $\lambda=2,00$ і коефіцієнті зчеплення $\varphi=0,36$ максимальна потужність зовнішніх опорів становить 24,3 кВт, при $\varphi=0,65$ – 29,8 кВт, а мінімальна – від 17,4 до 21,1 кВт (див. рис. А.4), що складає від 1,7% до 2,5% потужності дизеля кар'єрного самоскида БелАЗ -7513 (1194 кВт).

Додаток Б

Результати визначення та розрахунку коефіцієнтів опору кочення і зчеплення покриття випробувальної площадки

Таблиця Б.1

Результати визначення коефіцієнта опору кочення

№ дослідю	Тип опорної поверхні	Повторність	Показання динамометра, P_f , Н	Коефіцієнт опору кочення, f
1	Наждачний папір Р22	1	11	0,065
		2	11	0,065
		3	10	0,060
		4	12	0,071
		5	12	0,071
2	Наждачний папір Р36	1	8	0,046
		2	8	0,046
		3	8	0,046
		4	8	0,046
		5	6	0,035
3	Наждачний папір Р46	1	7	0,041
		2	6	0,035
		3	7	0,041
		4	6	0,035
		5	7	0,035
4	Наждачний папір Р150	1	4	0,023
		2	5	0,030
		3	4	0,023
		4	5	0,030
		5	4	0,023
5	Гравій сухий	1	18	0,104
		2	16	0,092
		3	16	0,092
		4	16	0,092
		5	16	0,092
6	Гравій зволожений	1	28	0,161
		2	30	0,173
		3	28	0,161
		4	30	0,173
		5	28	0,161

Таблиця Б.2

Результати розрахунку коефіцієнту опору кочення

№ досліду	Тип опорної поверхні	Середнє арифметичне значення	Середнє квадратичне відхилення	Довірчий інтервал	Відносна похибка, %
1	Наждачний папір P22	0,066	0,0046	0,0098	14,8
2	Наждачний папір P36	0,043	0,0049	0,0102	23,7
3	Наждачний папір P46	0,037	0,0032	0,0067	18,1
4	Наждачний папір P150	0,025	0,0038	0,0079	31,9
5	Гравій сухий	0,094	0,0053	0,0111	11,8
6	Гравій зволожений	0,166	0,0065	0,0136	8,22

Таблиця Б.3

Результати визначення коефіцієнту зчеплення

№ досліду	Тип опорної поверхні	Повторність	Показання динамометра, P_{ϕ} , Н	Коефіцієнт зчеплення, ϕ
1	Наждачний папір P22	1	96	0,553
		2	98	0,564
		3	98	0,564
		4	98	0,564
		5	96	0,553
2	Наждачний папір P36	1	92	0,530
		2	90	0,518
		3	88	0,507
		4	88	0,507
		5	88	0,507
3	Наждачний папір P46	1	82	0,472
		2	82	0,472
		3	82	0,472
		4	82	0,472
		5	84	0,484
4	Наждачний папір P150	1	62	0,357
		2	62	0,357
		3	64	0,369
		4	62	0,357
		5	62	0,357
5	Гравій сухий	1	46	0,280
		2	48	0,290
		3	48	0,290
		4	46	0,280
		5	46	0,280
6	Гравій зволожений	1	68	0,410
		2	68	0,410
		3	70	0,420
		4	68	0,410
		5	70	0,420

Таблиця Б. 4.

Результати розрахунку коефіцієнту зчеплення

№ дослідю	Тип опорної поверхні	Середнє арифметичне значення	Середнє квадратичне відхилення	Довірчий інтервал	Відносна похибка, %
1	Наждачний папір Р22	0,560	0,0060	0,0126	2,25
2	Наждачний папір Р36	0,514	0,0102	0,0214	4,16
3	Наждачний папір Р46	0,475	0,0053	0,0111	2,34
4	Наждачний папір Р150	0,359	0,0053	0,0111	3,10
5	Гравій сухий	0,284	0,0054	0,0113	4,00
6	Гравій зволожений	0,414	0,0054	0,0113	2,72

Додаток В

ДОГОВОР 600-10242 ЖК 177

о сотрудничестве в повышении эффективности эксплуатации техники «БЕЛАЗ» и подготовке профессиональных кадров в Украине.

г. Кривой Рог

г. Жодино

«20» 01 2011г.

Криворожский городской совет, Украина, в лице председателя исполнительного комитета Вилкула Юрия Григорьевича, действующего на основании Закона Украины «Про местное самоуправление в Украине» (далее по тексту Горсовет),

ОАО «Белорусский автомобильный завод», Республика Беларусь, в лице генерального директора Пархомчика Петра Александровича, действующего на основании Устава (далее по тексту Предприятие),

Криворожский технический университет, Украина, в лице первого проректора Ступника Николая Ивановича, действующего на основании Устава (далее по тексту Университет),

ООО «БЕЛАЗ СЕРВИС УКРАИНА», Украина, в лице директора Бондаря Игоря Викторовича, действующего на основании Устава (далее по тексту Сервис)

далее именуемые – Стороны,

желая развивать и укреплять взаимовыгодные отношения сотрудничества в повышении эффективности эксплуатации техники «БЕЛАЗ» и подготовке профессиональных кадров в Украине,

сознавая, что одним из важнейших условий успешного экономического развития Сторон является создание эффективного механизма подготовки кадров в сфере эксплуатации техники БелАЗ и их дальнейшего трудоустройства,

разделяя мнение о том, что высококвалифицированные специалисты могут внести существенный вклад в развитие Предприятия и тем самым обеспечить повышение уровня эффективности эксплуатации техники «БЕЛАЗ»,

заключили настоящий договор о сотрудничестве:

1. Предмет договора

Организация в Криворожском регионе обучения студентов и специалистов, эксплуатирующих технику производства ОАО «Белорусский автомобильный завод» (далее техника «БЕЛАЗ») в Украине и создание всех необходимых условий для обучения и проведения научных исследований.

2. Права и обязанности Сторон

С целью повышения эффективности и долгосрочности работы техники «БЕЛАЗ» в Украине, за счет улучшения качества подготовки специалистов по эксплуатации, обслуживанию и ремонту карьерной техники «БЕЛАЗ», использованию научного и производственного потенциала ученых и производственников для совершенствования и повышения конкурентоспособности техники «БЕЛАЗ» на украинском и мировом рынках, Университет и Предприятие за счет своих трудовых, материальных и интеллектуальных ресурсов берут на себя следующие обязательства:

Горсовет:

2.1. Координирует работу между Сторонами, направленную на достижение цели определенной предметом договора;

2.2. Способствует развитию связей между трудовыми коллективами города Кривой Рог и города Жодино;

2.3. Способствует обеспечению в установленном законодательством порядке исполнения работ и предоставления услуг, определенных предметом договора;

2.4. Способствует поддержанию связей между Предприятием и Университетом в определенных предметом договора отношениях;

2.5. Способствует созданию общих объектов социальной инфраструктуры в соответствии с законодательством Украины;

2.6. Осуществляет государственную политику в отрасли образования в пределах своих полномочий;

Университет:

2.7. Обеспечивает качественную теоретическую и практическую подготовку, переподготовку и повышение квалификации специалистов предприятий эксплуатирующих технику «БЕЛАЗ» в Украине, в соответствии с согласованными учебными планами и программами, требованиями квалификационных характеристик по эксплуатации, обслуживанию и ремонту карьерной техники «БЕЛАЗ».

2.8. Обеспечивает организацию курсовых, дипломных и научно-исследовательских работ для специалистов и студентов по направлениям и тематике согласованной Предприятием для предприятий-потребителей и самого Предприятия.

2.9. Проводит согласованные научные исследования по тематике, направленной на повышение эффективности эксплуатации, обслуживания и ремонта автотранспортной карьерной техники «БЕЛАЗ» на предприятиях Украины.

2.10. Университет обязуется предпринимать все необходимые действия по поддержанию целостности и защите интеллектуальной собственности Предприятия.

2.11. Любую информацию, ресурсы и материалы, предоставляемые Предприятием в рамках настоящего договора, Университет обязуется использовать только во исполнение обязательств по настоящему договору.

Предприятие:

2.12. Информировать Университет о всех модернизациях, установке новых серийных систем и устройств на технике «БЕЛАЗ», поставляемой через товаропроводящую сеть Предприятия в Украину.

2.13. Обеспечивает проведение повышения квалификации преподавателей Университета на Предприятии и предоставляет возможность представителям Сторон участвовать в ежегодных совещаниях Предприятия в городе Жодино.

2.14. Закрепляет конкретных руководителей и специалистов Предприятия по координации работы и реализации предмета настоящего договора.

2.15. Для реализации предмета договора Предприятие имеет право осуществлять долевыми взносы целевого характера, которые могут выражаться как в денежной, так и в натуральной форме, согласно утвержденных Предприятием и Университетом планов по развитию и обеспечению конкурентоспособности техники «БЕЛАЗ».

Сервис:

2.16. Участвует в формировании тематики курсовых, дипломных и научно-исследовательских работ студентов и аспирантов по необходимым Предприятию направлениям.

2.17. Привлекает научно-педагогические кадры Университета к выполнению научно-исследовательских работ по технике «БЕЛАЗ».

2.18. Предоставляет своих квалифицированных специалистов для проведения на базе Университета подготовки, переподготовки и повышения квалификации педагогических кадров и специалистов предприятий, эксплуатирующих технику «БЕЛАЗ» в Украине.

2.19. Для реализации предмета договора Сервис имеет право осуществлять долевыми взносы целевого характера, которые могут выражаться как в денежной, так и в натуральной форме, согласно утвержденных Сервис и Университетом планов по развитию и обеспечению конкурентоспособности техники «БЕЛАЗ».

3. Стороны совместно

3.1. Через своих представителей проводят работу по подбору абитуриентов для поступления в Университет и распределению выпускников для работы на украинских предприятиях, эксплуатирующих технику «БЕЛАЗ».

3.2. Стороны самостоятельно несут все необходимые расходы, связанные с командированием своих представителей в страны Сторон.

3.3. Стороны обязаны соблюдать конфиденциальность в отношении любой информации о деятельности Сторон, ставшей им известной в связи с исполнением настоящего договора.

4. Порядок выполнения договора.

4.1. Для выполнения договора Стороны утверждают план – график работы на каждый год действия договора с указанием конкретных организационных, научно-технических и других мероприятий по реализации принятых Сторонами обязательств.

4.2. Стороны проводят подведение итогов выполнения плана-графика по окончании каждого года.

5. Другие условия.

5.1. Договор вступает в силу с момента его подписания Сторонами и действует в течение 5 (пяти) лет.

5.2. Какие-либо изменения и дополнение к данному договору оформляются в письменном виде в форме дополнительного соглашения.

5.3. Договор составлен в четырех экземплярах, имеющих одинаковую юридическую силу.

5.4. Настоящий договор может быть расторгнут по соглашению Сторон, а так же в одностороннем порядке, в случае невозможности одной из сторон обеспечения надлежащего исполнения обязательств по настоящему договору – по письменному заявлению Стороны, инициирующей расторжение договора.

5.5. По всем правовым вопросам, вытекающим из настоящего договора, Стороны руководствуются действующим законодательством Республики Беларусь, действующим законодательством Украины и нормами частного международного права.


6. Юридические адреса сторон:

Криворожский городской совет, 50101, Украина, Днепропетровская обл., г. Кривой Рог, пл. Советская, 1, р/с 35419047000577 ГУ ГКУ в Днепропетровской области, г. Днепропетровск, МФО 805012, ОКПО 04052169

ОАО «Белорусский автомобильный завод», УНП 600038906, Республика Беларусь, Минская обл., 222160, г. Жодино, ул. 40 лет Октября, 4.
в/с № 3012014918017/980 ОАО «БПС –банк» г. Жодино № 153001342 ул. Деревянка, 3а
Банк корреспондент: ОАО «Ощадбанк», г. Киев, Украина, номер счета 16009201131, МФО 300465, SWIFT: COSBUAUK

Криворожский технический университет, 50027, Украина, Днепропетровская обл., г. Кривой Рог, ул. 22 партсъезда, 11, р/с 35226004001843 в банке УДКУ, Днепропетровской обл., г. Днепропетровск, МФО 805012, ОКПО 02070720

ООО «БелАЗ-Сервис-Украина», 50012, Украина, Днепропетровская обл., г. Кривой Рог, ул. Дышинского, 13, р/с 26006120000724 в банке ХОФ ПАО «Укрсоцбанк», в Днепропетровской обл., г. Кривой Рог, МФО 351016, ОКПО 13816424

<p>От Горсовета:</p> <p>Председатель совета</p>  <p>Ю.Г. Виткул</p>	<p>От Предприятия:</p> <p>Генеральный директор</p>  <p>П.А. Пархомчук</p>	<p>От Университета:</p> <p>Первый проректор</p>  <p>Б.И. Ступник</p>	<p>От Сервиса:</p> <p>Директор</p>  <p>И.В. Бондарь</p>
   			
<p>"3 оригиналом згідно"</p> <p>Зав. канцелярії</p>  <p>24.01.2011</p>			

Додаток Г

БЕЛАЗ-ХОЛДЫНГ
Адкрытае акцыянернае таварыства
БЕЛАЗ
кіруючая кампанія холдынгу
"БЕЛАЗ-ХОЛДЫНГ"
Навукава-тэхнічны цэнтр



БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ
Открытое акционерное общество
БЕЛАЗ
управляющая компания холдинга
"БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ"
Научно-технический центр

Вул. 40 год Кастрычніка, 4 222160, г. Жодзіна Мінская вобл.,
Беларусь, БелАЗ Тэлетаіп – 301155 BELAZ BY,
Тэлеграф – Беларусь, Жодзіна, Мінская, БелАЗ,
Тэлэфон (+375 1775) 3-27-44, факс (+375 1775) 3-27-60,
Email: ugk@belaz.minsk.by

Ул. 40 лет Октября, 4 222160, г. Жодино Минской обл.,
Беларусь, БелАЗ Телетаіп – 301155 BELAZ BY,
Телеграф – Беларусь, Жодино, Минской, БелАЗ,
Телефон (+375 1775) 3-27-44, факс (+375 1775) 3-27-60,
Email: ugk@belaz.minsk.by

20.08.2013 № 600-40/36 мг

на № _____ от _____

О рассмотрении технических
предложений

И.о. ректора ГВУЗ «Криворожский
национальный университет»
Ступнику Н.И.

50027 Украина, г.Кривой Рог,
ул. XXII партсъезда, 11
Тел.: (10380564) 22-24-25
Факс: 74-84-12

Рассмотрев предоставленные Вашими специалистами Монастырским Ю.А., Весниным А.В., Систуком В.А. материалы, о возможности использования управляемого вращения ведущих колес карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией для улучшения показателей их манёвренности, а также на основе представленных сведений о проведенных промышленных испытаниях модуля принудительного управления поворотом, считаем:

- разработанный комплекс аппаратного и программного обеспечения являются системой с обратной связью, которая позволяет непрерывно, в процессе выполнения маневра самосвалом, отслеживать угловую скорость вращения всех колес и управлять величиной крутящего момента подводимого отдельно к ведущим колесам правого и левого борта, в зависимости от сцепных свойств опорной поверхности, что позволит создать дополнительный поворачивающий момент способствующий уменьшению радиуса поворота машины;

- предложенное техническое решение может быть использовано для улучшения показателей манёвренности карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией переменного-переменного тока в виде дополнительно устанавливаемой опции.

Генеральный конструктор

А.Н. Егоров

Заболоцкий М.М.
32550

Додаток Г



АКТ

**ДООБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА БелАЗ-7513В
КОМПЛЕКСОМ ЭЛЕКТРОННЫХ КОНТРОЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ
ПРИНУДИТЕЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ**

В рамках договора о сотрудничестве № 600-10242 от 20.01.2011 сотрудниками ГВУЗ «Криворожский национальный университет» Монастырским Ю.А., Весниным А.В., Систуком В.А было предложено улучшить показатели манёвренности карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией путем использования принудительного контролируемого вращения ведущих колес, отдельно правого и левого борта, при выполнении машиной поворота. Для технической реализации данного предложения были предоставлены такие данные:

- описание способа принудительного управления поворотом карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией;
- алгоритм управляемого вращения ведущих колес;
- структурная схема управления тяговым электроприводом для реализации управляемого вращения ведущих колес.

Специалистами ООО «Кривбасс-БелАЗ-Сервис СП» на основании рекомендаций сотрудников ГВУЗ «Криворожский национальный университет» было произведено изменение программного обеспечения блока управления тяговым электроприводом переменного тока карьерного самосвала БелАЗ-7513В, работающего в карьере №1 ПАО «Центральный ГОК» и стоящего на учете в ГТЦ-1 ПАО «Центральный ГОК» (гаражный номер 167), с установкой комплекта дополнительного оборудования, а именно:

- электронного блока управления со встроенным программным обеспечением (модуля принудительного управления поворотом);
- датчиковой аппаратуры: датчика педали хода потенциометрического типа, определяющего положение педали хода при выполнении маневра; датчиков угловых скоростей передних и задних колес;
- концевых выключателей, фиксирующих крайние положения рулевого колеса.

После установки дополнительного оборудования блок управления тяговым электроприводом прошел тестовую проверку, автосамосвал БелАЗ-7513В №167 подготовлен к дальнейшей эксплуатации.

Исполнители

А.П. Джулай

В.Н. Хлопенко

Додаток Д

<p>«ЗАТВЕРДЖУЮ» Директор по персоналу ПАТ «ЦГЗК»</p> <p><i>[Signature]</i> О.В. Швед «18» 03 2013</p>	<p>«ПОГОДЖЕНО» Начальник ГТЦ-1 ПАТ «ЦГЗК»</p> <p><i>[Signature]</i> А.А. Олійник «12» 03 2013</p>	<p>«ПОГОДЖЕНО» В.о. проректора з наукової роботи ДВНЗ «КНУ»</p> <p><i>[Signature]</i> В.С. Моркун 03 2013</p>
---	---	---

**ПРОЕКТ ОРГАНІЗАЦІЇ ДОСЛІДНИЦЬКИХ РОБІТ
З ВСТАНОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА РОЗВОРОТУ КАР'ЄРНОГО
САМОСКИДА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ
СИСТЕМИ ПРИМУСОВОГО УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТОМ**

1. Загальні положення.

Мета досліджень – перевірка теоретично встановленої та обґрунтованої можливості зменшення радіуса розвороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 шляхом використання розробленої системи примусового управління поворотом.

Проект призначений для організації дослідних робіт та забезпечення безпеки при проведенні випробувань в умовах ГТЦ-1 ПАТ «ЦГЗК» за участю робітників комбінату та співробітників ДВНЗ «Криворізький національний університет».

2. Методика проведення досліджень.

2.1. Вибір та підготовка випробувальної площадки.

Для проведення досліджень необхідна наявність двох випробувальних площадок розміром не менш ніж 26X26 м., відносно рівною поверхнею з ухилом у будь-якому напрямку не більше 3% та різними типами опорних поверхонь. Основними вимогами до опорних поверхонь випробувальних площадок є такі:

– асфальтобетонне покриття із коефіцієнтом зчеплення не нижче 0,80 (відповідає покриттю промислової площадки);

– гравійне покриття із коефіцієнтом зчеплення не нижче 0,65 (відповідає покриттю робочої площадки).

2.2. Підготовка машини до випробувань.

У якості дослідної машини використано кар'єрний самоскид з електромеханічною трансмісією БелАЗ-7513, що додатково обладнаний спеціалістами ВАТ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП» електронним блоком примусового управління обертанням ведучих коліс самоскида при здійсненні маневрів (поворот розворот). Електронний блок є основною складовою системи примусового управління поворотом. При роботі блок використовує данні «СКЗ» та отримує інформацію від додатково встановлених датчиків: датчики швидкості руху самоскида (встановлені в маточинах передніх керованих коліс); датчики частоти обертання ведучих коліс правого та лівого борту (встановлені в маточинах задніх коліс); датчики максимального куту повороту керованих коліс (використано кінцеві вимикачі, що

замикаються в крайніх положеннях рульового колеса); датчик положення педалі подачі пального потенціометричного типу.

При активації системи забезпечується відповідність математично встановленої залежності відношення необхідної частоти обертання задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту кар'єрного самоскида, як слідство збільшується різниця сил тяги ведучих коліс, тим самим створюється додатковий поворотний момент. Створення додаткового поворотного моменту дозволяє зменшити радіус повороту самоскида тобто поліпшити його маневреність і експлуатаційні властивості.

Активация роботи системи можлива тільки при спільному виконанні трьох умов:

- швидкість самоскиду відповідає можливості виконання маневру (швидкість в межах 1...5 км/год.);
- встановлений максимальний кут керованих коліс (крайне положення рульового колеса);
- дані «СКЗ», засновані на показаннях, отриманих від датчиків тиску пневмогідравлічних циліндрів - мінімум навантаження (порожній кузов самоскиду).

2.3. Порядок виконання випробування.

Перед випробуваннями проводиться загальна перевірка технічного стану самоскиду, розміри шин та внутрішній тиск у них реєструється та фіксується у протоколі, що має табличний вигляд. Проведення випробування відбувається не менш 6 раз на кожній з обраних площадок при здійсненні розвороту самоскида на 180° в праву або ліву сторону переднім ходом зі швидкістю руху до 5 км/год., максимальним кутом повороту керованих коліс, порожній вантажній платформі при вимкненій та включеній системі примусового управління поворотом.

У геометричному центрі машини встановлюється посуд із підфарбованою рідиною і при русі машини отримуємо на поверхні площадки криволінійну траєкторію. За допомогою рулетки і крейди відмічаються відповідні точки на сегменті траєкторії, вимірюються довжини хорди та висоти, та визначається радіус кривої з використанням формули:

$$R = \frac{CD}{2} + \frac{AB^2}{8 \cdot CD},$$

де CD – висота, м; AB – хорда, м.

Радіус повороту кар'єрного самоскида при вимкненій та включеній системі примусового управління поворотом визначається як сума величини радіуса кривої та половини колії передніх коліс:

$$R_n = R + \frac{B_1}{2}.$$

де B_1 – колія передніх коліс, м.

2.4. Результати випробувань.

Отримані у процесі проведення випробувань данні заносяться у протокол випробувань, який формується у табличному вигляді з чітким зазначенням опорної поверхні, необхідних характеристик машини, стану та внутрішнього тиску коліс, всіх

отриманих радіусів розвороту. Результати обчислень за приведеними формулами та середнє арифметичне по даним трьох вимірювань також заносяться у протокол.

3. Інструменти та матеріали для досліджень.

1. Рулетка маркшейдерська стальна довжиною 15 м.
2. Відвіс.
3. Мотузка довжиною 30 м з відмітками по довжині через кожний метр.
3. Крейда.

4. Заходи безпеки при виконанні робіт.

4.1. Вимоги техніки безпеки при експлуатації самоскидів.

При виконанні дослідницьких робіт необхідно дотримуватися загальних вимог безпеки при роботі на автомобільних транспортних засобах, правил безпеки при розробці родовищ корисних копалин відкритим способом, правил безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском.

Крім того, необхідно дотримуватись викладених нижче вимог, обумовлених особливостями конструкції самоскидів.

При русі самоскида не допускається зупиняти двигун, тому що насос рульового керування при зупиненому двигуні не працює.

Не допускається починати рух при піднятій платформі.

Не можна виходити з кабіни, якщо зафіксовано педаль робочої гальмівної системи.

Залишаючи кабіну, загальмувати самоскид стоянковою гальмівною системою та переконатися, що перемикач реверсора і вимикач керування електроприводом встановленні в положення «Вимкнено».

При переміщенні по сходах і верхнім площадкам (крилам) необхідно триматися за поручні, установлені на сходах, крилах і кабіні таким чином, щоб постійно були три точки опори (двома руками й однією ногою або двома ногами й однією рукою). Сходи й площадки повинні бути очищені від бруду, снігу, льоду. Підніматися по сходах на самоскид і спускатися з його треба завжди обличчям до самоскида.

Забороняється нагрівати двигун шляхом роботи його в режимі холостого ходу у закритому невентильованому приміщенні, тому що це неминуче приведе до отруєння персоналу відпрацьованими.

Забороняється переходити по капоту з однієї сторони самоскида на іншу.

Правила електробезпеки, що необхідно виконувати при налагодженні та настройки тягового електроприводу викладені в інструкції по налагодженню тягового електроприводу, а правила техніки безпеки при виконанні монтажних робіт - в інструкції по монтажу.

4.2. Правила пожежної безпеки при експлуатації самоскидів.

Щоб уникнути пожежі на самоскиді необхідно дотримувати загальні правила пожежної безпеки при використанні горючих речовин й виконувати вимоги, що рекомендовані нижче.

Не можна відлучатися від самоскида при працюючому передпусковому підігрівнику двигуна.

Щоб уникнути сполоху газів, що накопичуються в системі охолодження двигуна, забороняється користуватися відкритим вогнем при перевірці рівня охолоджуючої рідини у розширювальному бачку.

Самоскид комплектується системою пожежогасіння й вогнегасником.

Самоскид постійно повинен очищатися від вогненебезпечних матеріалів: патьоків паливно-мастильних матеріалів, вугільного пилу й інших вогненебезпечних матеріалів.

4.3. Попередження й рекомендації при експлуатації самоскидів.

У зимовий період експлуатації після тривалої стоянки самоскида на відкритій площадці перші 15...20 хв. рекомендується рухатися зі швидкістю 10...15 км/год, щоб деталі ходової частини, особливо шини, нагрівалися повільно - це підвищить їх довговічність.

Через дві хвилини після включення в режимі блимання сигнальної лампи, що інформує про перевищення допустимих значень температур елементів тягового електроприводу, тяговий електропривод вимкнеться та самоскид зупиниться. Тому необхідно зупинити самоскид протягом зазначеного часу на безпечній ділянці для охолодження електродвигунів. Якщо за вказаний час температура знизиться, пристрій захисту та контрольна лампа вимкнутьься, оператор зможе продовжувати рух.

Після пуску двигуна та при ввімкнутому тяговому електроприводу встановлюється плаваюче положення платформи, при якому поршневі порожнини гідроциліндрів з'єднуються з зливною гідролінією електромагнітним гідророзподільовачем, що виключає підйом платформи при русі.

Не допускається зупиняти двигун під навантаженням. Перед зупинкою двигуна після роботи з повним навантаженням дайте пропрацювати двигуну протягом 3...5 хвилин в режимі малих обертів холостого ходу.

Не допускається робота на самоскиді при несправному допоміжному (електричному) гальмі.

5. Виконавці проведення досліджень.

Дослідження з встановлення мінімального радіуса розвороту кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією при застосуванні системи примусового управління поворотом проводяться по розробленій методиці і у присутності представників від ДВНЗ «КНУ»

Керівник робіт

Старший науковий співробітник

Аспірант

Ю.А. Монастирський

А.В. Веснін

В.О. Сістук

6. Контроль за виконанням етапів досліджень.

Відповідальний за проведення етапів досліджень від ПАТ «ЦГЗК»

Начальник ВНРП ПАТ «ЦГЗК»

Н.А. Бурмака



Додаток Е

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор по персоналу
ПАТ «ЦГЗК»


О.В. Швед
«10» 10 2013



«ПОГОДЖЕНО»
Начальник ГТЦ-1
ПАТ «ЦГЗК»


А.А. Олійник
«8» 04 2013

АКТ
ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДНИЦЬКИХ РОБІТ
З ВСТАНОВЛЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА РОЗВОРОТУ
КАР'ЄРНОГО САМОСКИДА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ
ПРИ ЗАСТОСУВАННІ СИСТЕМИ ПРИМУСОВОГО УПРАВЛІННЯ
ПОВОРОТОМ

Комісія у складі представників ДВНЗ «Криворізький національний університет» - керівника роботи д.т.н. доц. Монастирського Ю.А., старшого наукового співробітника к.т.н. доц. Весніна А.В., аспіранта Сістука В.О., та працівників ПАТ «Центральний ГЗК» - начальника автоколони технологічного транспорту №1 Бардюжи Д.С., маркшейдера кар'єру Шевченко О.І., майстра дільниці Назаренко Д.О., водія Чумаченко С.П. склала дійсний акт у тому, що у період з 04.04.13 по 06.04.13 р., згідно проекту організації робіт «... встановлення мінімального радіуса розвороту кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією при застосуванні системи примусового управління поворотом» в умовах ГТЦ-1 ПАТ «ЦГЗК» виконувались дослідні роботи.

Дослідження проводились на двох випробувальних площадках з уклоном поверхні у любому напрямку не більше 3% та зрізним коефіцієнтом зчеплення:

- асфальтобетонне покриття із коефіцієнтом зчеплення не нижче 0,80 (відповідає покриттю промислової площадки);
- гравійне покриття із коефіцієнтом зчеплення не нижче 0,65 (відповідає покриттю робочої площадки).

Перед випробуваннями здійснювалась загальна перевірка технічного стану самоскиду та фіксувалися розміри шин та внутрішній тиск у них. Розворот самоскиду на кожній з випробувальних площадок, здійснювався на 180° в праву або ліву сторону переднім ходом з максимальним кутом повороту керованих коліс, порожній вантажній платформі, та обмеженні швидкості до 5 км/год. Виконання маневру проходило при вимкненій та включеній системі примусового управління поворотом не менш 6 раз на кожній з обраних площадок.

У геометричному центрі машини було встановлено посуд із підфарбованою рідиною і при русі машини на поверхні площадки залишалась криволінійна траєкторія яка і слугувала відліком для проведення розрахунків показників маневреності машини.

Отримані у процесі проведення випробувань данні, а також обчислені результати занесені у протокол сформований табличному вигляді:

Протокол отриманих даних та результатів проведення випробувань

Характеристики та виміряні данні дослідної машини		
Тип машини	Кар'єрний самоскид	
Модель самоскида	БелАЗ-75131	
Гаражний номер	167	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск передньої правої шини, МПа	0,3053/0,550	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск передньої лівої шини, МПа	0,3053/0,550	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск, МПа задньої правої зовнішньої шини	0,3048/0,575	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої правої внутрішньої шини, МПа	0,3048/0,575	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої лівої зовнішньої шини, МПа	0,3049/0,576	
Діаметр, мм /Внутрішній тиск задньої лівої внутрішньої шини, МПа	0,3049/0,576	
Середній діаметр шин, м	передніх	задніх
	0,3053	0,3048
Колія коліс, м	передніх	задніх
	5,10	4,42
Результати вимірювань		
Покриття випробувальної площадки	Гравійне покриття (гематитові кварцити)	
Стан роботи системи примусового управління поворотом	Система не активна	Система активована
	13,65	11,55
Радіус повороту, м	13,18	11,10
	13,40	11,20
Середнє значення, м	13,40	11,30
Покриття випробувальної площадки	Асфальтобетон	
Стан роботи системи примусового управління поворотом	Система не активна	Система активована
	13,20	9,12
Радіус повороту, м	13,43	9,44
	12,78	9,31
Середнє значення, м	13,12	9,30

Встановлено, що мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ 7513, визначений за результатами трьох вимірювань, при повороті

кар'єрного самоскида без активації системи становив на кар'єрному ґрунті (скельна порода) 13,40 м, на бетонному покритті – 13,12 м.

Мінімальний радіус повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513, визначений за результатами трьох вимірювань, при активації системи примусового управління поворотом становив: на кар'єрному ґрунті – 11,28 м, на бетонному покритті – 9,30 м.

Таким чином, система примусового управління поворотом забезпечує зменшення мінімального радіусу повороту самоскиду БелАЗ-7513 на кар'єрному ґрунті - на 2,12 м (15,8 %), на бетонному покритті – на 3,82 м (29,1 %).

Керівник робіт

Ю.А. Монастирський

Старший науковий співробітник

А.В. Веснін

Аспірант

В.О. Сістук

Начальник автоколони
технологічного транспорту №1

Д.С. Бардюжа

Маркшейдер кар'єру

О.І. Шевченко

Майстер дільниці

Д.О. Назаренко

Водій самоскида

С.П. Чумаченко

Відповідальний за проведення
етапів досліджень від ПАТ «ЦГЗК»
Начальник ВНРП ПАТ «ЦГЗК»



Н.А. Бурмака

Додаток Ж

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
Сістука Володимира Олександровича

З метою подальшого укріплення науково-технічних зв'язків між ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» та ДВНЗ «Криворізький національний університет» та ефективного впровадження науково-технічних розробок в умовах гірничотранспортного цеху була впроваджена система комбінованого управління поворотом на кар'єрних самоскидах виробництва ВАТ «БелАЗ» серії 7513 з тяговим електроприводом на змінному струмі, яка розроблена при підготовці дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук Сістука В.О.

Сутність комбінованого способу повороту полягає у поєднанні повороту передніх керованих коліс і примусового безступінчастого регулювання обертання тягових асинхронних електродвигунів, що викликає збільшення поворотного моменту (зменшення радіусу повороту) за допомогою спеціально розробленої Сістуком В.О. програми управління.

Запропонована система комбінованого управління поворотом кар'єрного самоскида за рахунок додаткового примусового управління обертанням ведучих коліс представляє практичну цінність для машин з електромеханічною трансмісією, що експлуатуються та будуть експлуатуватися в умовах гірничотранспортного цеху. Система дозволяє підвищити маневреність кар'єрних самоскидів, що призведе до зменшення часу на маневрування у вибоях та у підсумку підвищить продуктивність праці кар'єрних самоскидів.

Вважаємо, що проведені випробування в умовах ГТЦ-1 ПАТ «Центральний ГЗК» однозначно довели, що виконання комплексу електронно-механічного регулювання руху забезпечує зменшення мінімального радіусу повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-75131 на кар'єрному ґрунті (скельна порода з гематитових кварцитів) - на 2,12 м (15,8 %) та на бетонному покритті – на 3,82 м (29,1 %), що є суттєвими величинами. Показники аналогічного порядку можуть бути досягненні на дорогах у вибоях кар'єрів ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

На даному етапі отримання фактичного економічного ефекту не планувалося, а розрахунковий, для існуючого парку з 8 кар'єрних самоскидів БелАЗ-75131 вантажопідйомністю 130 т за рахунок підвищення продуктивності на 5,9 % становитиме 678,0 тис.грн/рік.

Головний фахівець з автотранспорту
ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»
« 5 » 07 2013 р.



А.С. Вівчарик

Додаток 3

ЗАТВЕРДЖУЮ

В. о. проректора з наукової роботи ДВНЗ
«Криворізький національний університет»
д. т. н., проф. В. С. Моркун
«15» 09 2013 р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

наукових результатів дисертації Сістука Володимира Олександровича
на тему «Підвищення показників маневреності кар'єрних самоскидів з
електромеханічною трансмісією»

Цім актом підтверджується впровадження в навчальний процес ДВНЗ «Криворізький національний університет» результатів кандидатської дисертаційної роботи Сістука В. О. «Підвищення показників маневреності кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією».

Матеріали дисертаційної роботи використовуються при проведенні лекційних, практичних і лабораторних занять при підготовці бакалаврів і спеціалістів за напрямками «Автомобільний транспорт», «Машинобудування» та спеціальностями «Автомобілі та автомобільне господарство», «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання», у курсах дисциплін «Автомобілі: теорія експлуатаційних властивостей», «Технічна експлуатація автомобілів», «Електрообладнання кар'єрного автотранспорту», «Автоматизовані системи управління на транспорті», «Основи наукових досліджень», «Гірничотехнічні умови експлуатації автомобілів на кар'єрах», «Машини для земляних робіт», зокрема:

1) математична модель силового довороту, яка є методичною основою для визначення відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту колісної машини відповідно до відомих коефіцієнтів зчеплення, чітке виконання якого забезпечує примусове управління обертанням задніх коліс, що спрямоване на зменшення радіуса повороту машини;

2) лабораторна модель, яка дозволяє моделювати процес виконання маневру колісною машиною при різних відношеннях частот обертання електродвигунів задніх коліс окремо правого і лівого борту відповідно до коефіцієнта зчеплення коліс з покриттям.

3) алгоритм примусового управління кутовими швидкостями задніх коліс окремо правого і лівого до центра повороту борту кар'єрного самоскида.

Завідувач кафедри
автомобільного транспорту
д. т. н., доц.

Ю. А. Монастирський

Завідувач кафедри
підйомно-транспортних машин
к. т. н., доц.

А. В. Веснін