

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

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

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпропетровськ – 2014

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Державному вищому навчальному закладі «Криворізький національний університет» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

доктор технічних наук, доцент **Монастирський Юрій Анатолійович**, Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет», завідувач кафедри автомобільного транспорту

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, доцент **Таран Ігор Олександрович**, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет», завідувач кафедри управління на транспорті, м. Дніпропетровськ;

кандидат технічних наук, доцент **Бумага Олександр Дмитрович**, Донбаська національна академія будівництва та архітектури, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства, декан механічного факультету, м. Макіївка

Захист відбудеться «22» травня 2014 р. об 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.820.01 за адресою: ауд. 314, вул. Лазаряна, 2, м. Дніпропетровськ, 49010.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: вул. Лазаряна, 2, м. Дніпропетровськ, 49010.

Автореферат розісланий «29» квітня 2014 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої
ради



А. М. Муха

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

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 Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет»), ВАТ «Білоруський автомобільний завод» (нині холдинг «БелАЗ-Холдинг») та ТОВ «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 напрямами 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. Постановку мети і задачі досліджень виконано спільно з науковим керівником. Наукові результати, викладені у дисертації та винесені на захист, отримані здобувачем особисто. У працях, опублікованих у співавторстві, здобувачу належить: статистичний аналіз часових параметрів роботи кар'єрних самоскидів [1], структурна схема системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида та алгоритм роботи електронного блока управління [2, 3], залежність радіуса повороту кар'єрного самоскида від відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс за існуючими підходами [4], 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 [5], створення лабораторної моделі [6], коефіцієнт корегування мінімальної ширини маневрової площадки [7], залежність моменту опору повороту кар'єрного самоскида від площин плям контакту коліс й коефіцієнта зчеплення [8], аналіз складності маршруту руху при зміні коефіцієнтів опору кочення кар'єрних доріг [9], залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення, залежності показників маневреності колісної машини від коефіцієнта зчеплення [10], визначення витрат потужності силової установки кар'єрного самоскида на виконання маневрів із силовим доворотом [11], обробка результатів лабораторних досліджень й промислових випробувань [12], визначення графоаналітичним методом середньої швидкості руху кар'єрного самоскида на маршруті [13], підбір робочих параметрів екскаваторно-автомобільних комплексів відповідно до параметрів робочих площадок [14], аналіз шляхів підвищення ефективності роботи кар'єрного автотранспорту в умовах глибоких кар'єрів [15], відсотковий розподіл робочих площадок Глеюватського кар'єру за шириною, виходячи із плану гірничих робіт [16].

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 надрокористування» (Санкт-Петербург,

РФ, 2012), на Всеросійській молодіжній науково-практичній конференції «Проблеми надрокористування» (Єкатеринбург, РФ, 2011, 2012), на Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та шляхи ефективного відпрацювання алмазоносних 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. 3 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 [1–12] опубліковані у фахових виданнях, затверджених МОН України, роботи [10, 11] – у виданнях, включених до наукометричних баз, а саме, робота [10] – до серійного видання Ulrich's Periodicals Directory, робота [11] – до депозитарного зберігання в Національній бібліотеці України ім. В. І. Вернадського, Ulrich's Periodicals Directory, Російського індексу наукового цитування (РІНЦ), реферативного журналу ВІНТІ РАН, роботи [13–16] – у закордонних виданнях.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність і новизну тематики роботи, сформульовано завдання дисертації, обрано об'єкт, предмет та методологію дослідження, сформовано основні задачі досягнення поставленої мети.

Розділ 1 присвячено постановці завдання та пошуку шляхів його вирішення.

Значний внесок в області експлуатації промислового транспорту в обмежених умовах глибоких кар'єрів зробили вчені Аністратов Ю. 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., Яковлев В. Л., Chanda E. K., Ercelebi S. G., Gardiner S. Моделі руху колісних і гусеничних машин відображені у роботах Казаченко Г. В., Забавнікова Н. О., Машкова К. Ю., Опейко Ф. О., Рождественського Ю. Л., Смірнова Г. А., Трояновської І. П., Расејка Н.

Незважаючи на наявність значної кількості теоретичних досліджень, залишаються відсутніми математичні залежності, 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.

Для вирішення даного завдання необхідно визначити залежності, які складатимуть математичну модель силового довороту, враховуючи особливості маневрування кар'єрних самоскидів при установці під навантаження, до яких належать: рівномірний поворот із радіусами, близькими до мінімального, малі постійні швидкості руху (3–5 км/год) при відсутності етапів входу та виходу з повороту.

Враховуючи останні фактори, підґрунтям для аналітичного дослідження маневреності кар'єрних самоскидів при застосуванні силового довороту виступає поєднання моделей повороту колісних машин, у яких силові фактори визначаються

виходячи із рівнянь рівноваги, з моделями повороту гусеничної техніки, що рухається із ковзанням рушія.

У розділі 2 викладена методика аналітичних досліджень маневреності кар'єрного самоскида, представлена математична модель силового довороту, приведені результати чисельної реалізації математичної моделі, виконаний аналіз отриманих показників.

На кар'єрах Криворізького регіону дороги у вибоях характеризуються наявністю неукріпленого ґрунтового покриття з малими коефіцієнтами зчеплення і з великими коефіцієнтами опору кочення. За таких умов можливе виникнення зсуву передніх керованих коліс і проковзування задніх коліс кар'єрних самоскидів, що неодмінно призводить до збільшення радіуса повороту.

У зв'язку з цим, при збільшенні коефіцієнта опору кочення розміри маневрових площадок необхідно визначати із застосуванням коефіцієнта корегування, який враховує зміну мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида:

$$k_{\text{знк}} = \frac{\frac{L}{\left(\frac{m \cdot b}{L} \cdot \text{tg} \gamma_{\text{max}} \cdot \left(\frac{V_{X1}^2}{L} \sec \gamma_{\text{max}} + f \cdot g \right) + \text{tg} \left(\frac{m \cdot V_x^2 \cdot a}{L^2} \cdot \text{tg} \gamma_{\text{max}} \right) \right)}{\sum_{i=1}^2 K_{qi} \cdot q_{xi} \cdot q_{zi} \cdot q_{\phi i}} + \frac{B_1}{2} \cdot \left[\frac{1}{\cos(\gamma_{\text{max}} - \frac{m \cdot V_x^2 \cdot a}{L^2} \cdot \text{tg} \gamma_{\text{max}})} \right]}{R_{\text{min}}} \quad (1)$$

де m – маса самоскида, кг; a , b – координати центра мас машини, м; L – колісна база, м; B_1 – колія передніх коліс, м; γ_{max} – максимальний кут повороту керованих коліс, град; V_{X1} – проекція вектора швидкості центра мас на повздовжню вісь, м/с; K_{qi} – номінальний коефіцієнт опору боковому відведенню шин; q_{xi} , q_{zi} , $q_{\phi i}$ – коефіцієнти корегування номінального опору боковому відведенню за повздовжньою реакцією, вертикальною реакцією та зчіпними властивостями опорної поверхні відповідно; f – коефіцієнт опору кочення; R_{min} – мінімальний радіус повороту самоскида згідно з технічною характеристикою, м.

Тоді за допомогою запропонованого коефіцієнта корегується вираз для визначення мінімальної ширини маневрової площадки, приведений у нормах технологічного проектування, м:

$$p = \sqrt{(1,3 \cdot R_{\text{min}} \cdot k_{\text{знк}})^2 - L^2} + L + B_1. \quad (2)$$

Розрахунки показали, 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, відповідно мінімальна ширина площадок для маневрування повинна збільшуватись з 24,20 до 25,25 м.

Розглядаючи маневрові властивості колісної техніки, можна стверджувати, що оскільки розподіл сил тяги між задніми колесами різних бортів колісної машини відбувається відповідно до зовнішніх опорів, які виникають з боку опорної поверхні, для забезпечення рівномірного повороту потрібне узгодження різниці сил тяги саме із коефіцієнтом зчеплення, що надасть можливість створювати додатковий поворотний момент, достатній для здійснення силового довороту і спрямований у протилежному напрямку до моменту опору повороту.

Для виконання останньої умови необхідним є установлення математичного виразу для моменту опору повороту, який залежить від елементарної контактної

сили dS , що була визначена виходячи з відомих підходів із теорії повороту гусеничних машин (рис. 1).

Момент опору повороту кар'єрного самоскида визначається залежністю:

$$M_{\text{оп}} = \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right), \quad (3)$$

де b_1, l – ширина та довжина плями контакту колеса відповідно, м; γ_1, γ_2 – кути повороту правого і лівого до центра повороту колеса відповідно, град.

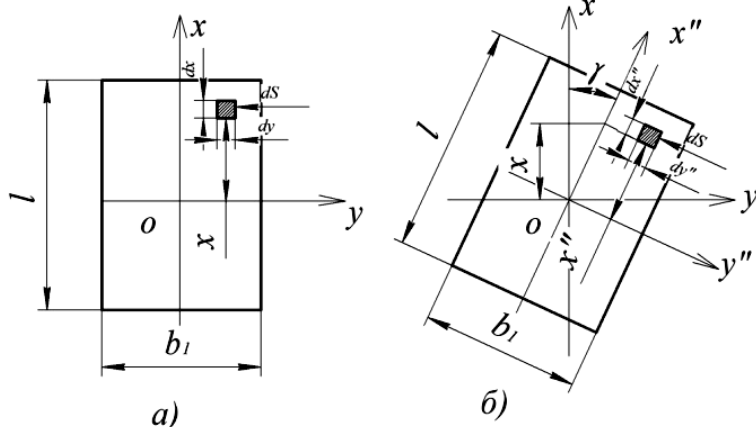


Рис. 1. Контактна сила, яка створює момент опору повороту: *a* – для неповоротного ведучого колеса; *б* – для керованого веденого колеса

У свою чергу, поворотний момент, створений різницею тягових сил, визначається за допомогою такої залежності, Н·м:

$$M_{\text{п}} = (R_{x3} - R_{x4}) \cdot \frac{B_2}{2} = (P_{T3} - P_{T4}) \cdot \frac{B_2}{2}, \quad (4)$$

де $R_{x3}, R_{x4}, P_{T3}, P_{T4}$ – повздовжні реакції, сили тяги заднього колеса лівого і правого борту відповідно, Н; B_2 – ширина колії задніх ведучих коліс, м, r_d – динамічний радіус колеса, м.

Розв'язуючи спільно (3)–(4) знаходимо залежності сил тяги кожного із задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення, Н:

$$P_{T3} = \frac{M_{\text{кр4}}}{r_d} - R_{z3} \cdot f + R_{z4} \cdot f + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right) / B_2, \quad (5)$$

$$P_{T4} = \frac{M_{\text{кр3}}}{r_d} + R_{z3} \cdot f - R_{z4} \cdot f - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right) / B_2. \quad (6)$$

Після математичних перетворень (3), (5), (6) залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту від коефіцієнта зчеплення представлена:

$$\Pi = \frac{\frac{M_{\text{кр4}}}{r_d} + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)}{B_2} / \frac{\frac{M_{\text{кр3}}}{r_d} - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)}{B_2}. \quad (7)$$

На основі виразу (7) встановлено залежності кінематичних показників маневреності (радіусів повороту) від коефіцієнта зчеплення та крутних моментів задніх коліс при силовому довороті (див. рис. 2).

Радіус повороту кар'єрного самоскида визначається з виразу, м:

$$R_{\Pi} = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)} \cdot \frac{1}{\cos \Gamma_1} \cdot B_2 \quad (8)$$

Інші показники маневреності визначаються з урахуванням (7):

$$R_1 = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)} \cdot B_2 \quad (9)$$

$$R = \frac{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} \cdot B_2}{2 \cdot \frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - 2 \cdot \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 4 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)} \cdot B_2 \quad (10)$$

$$R_2 = \frac{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right)} \cdot B_2 \quad (11)$$

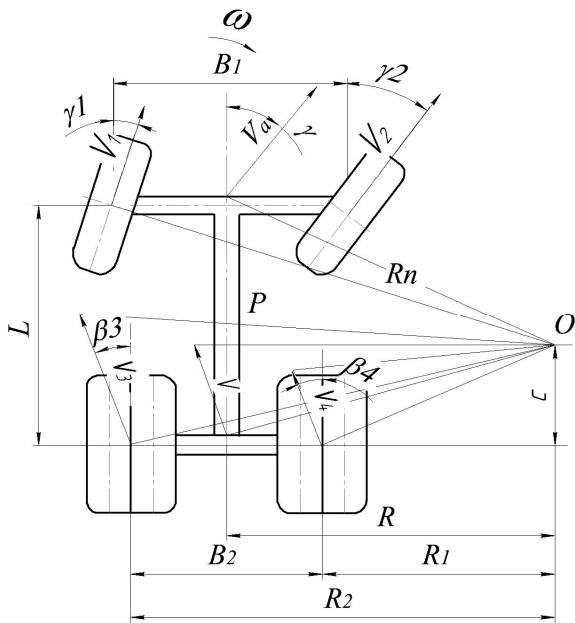


Рис. 2. Показники маневреності кар'єрного самоскида, м: R_{Π} – радіус повороту; R_1 – відстань до осі внутрішнього колеса; R_2 – відстань до осі зовнішнього колеса; R – відстань до повздожньої осі

Остаточно узагальнена математична модель силового довороту представлена у вигляді системи рівнянь (12):

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos \Gamma_1} + \frac{b}{\cos \Gamma_2} \right); \\ R_{x3} &= \frac{M_{\text{кр}4} \cdot \omega_4}{V_4} + \frac{A}{B_2}; & R_{x4} &= \frac{M_{\text{кр}3} \cdot \omega_3}{V_3} - \frac{A}{B_2}; \\ \Pi &= \frac{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} + \frac{A}{B_2}}{\frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} - \frac{A}{B_2}}; & R_{\Pi} &= \frac{\frac{M_{\text{кр}3} \cdot B_2 + A}{r_d}}{\frac{M_{\text{кр}4}}{r_d} - \frac{M_{\text{кр}3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{A}{B_2}} \cdot \frac{1}{\cos \Gamma_1} \end{aligned} \right\}$$

де ω_3 , ω_4 – кутові швидкості задніх коліс лівого і правого до центра повороту борту, відповідно, рад/с.

Для встановлення чисельних величин відповідно до отриманих залежностей (7) – (11) проведено математичне моделювання за таких початкових умов: 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°); 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.

Графічна інтерпретація залежностей (7) –(11) для кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 представлена на рис. 3, рис. 4. 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.

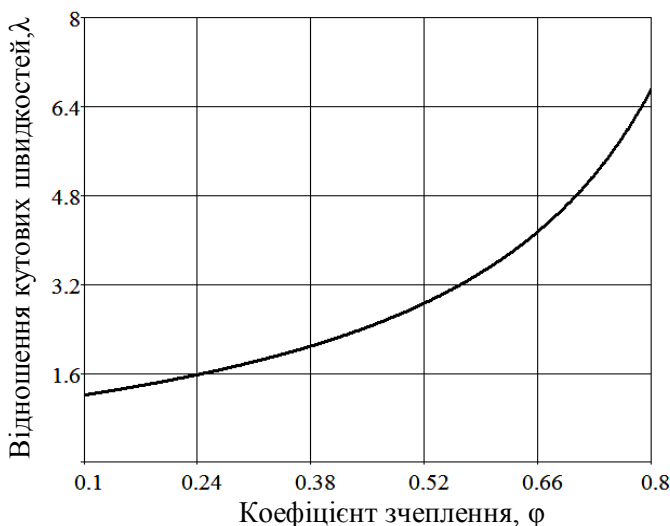


Рис. 3. Відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремого правого і лівого до центра повороту борту в залежності від коефіцієнта зчеплення

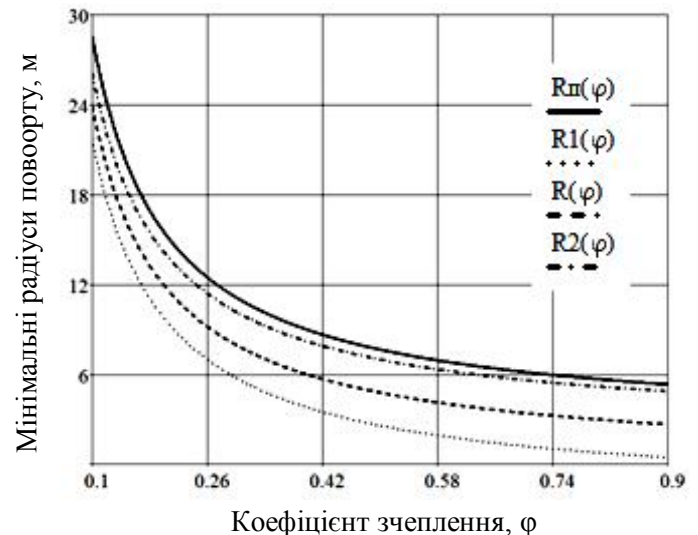


Рис. 4. Залежності мінімальних радіусів повороту від коефіцієнта зчеплення при силовому довороті

У **розділі 3** описано методику і хід проведення лабораторних досліджень маневреності колісної машини, приведені обробка та аналіз їх результатів.

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. Лабораторні дослідження включали створення відношень часткового заміщення робочих параметрів кар'єрного самоскида робочими параметрами моделі з урахуванням масштабного коефіцієнта системи «колісна машина – опорна поверхня», у якості якого був обраний радіус колеса.

Виходячи із радіусів коліс кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 і лабораторної моделі визначений коефіцієнт геометричної подібності, який дорівнює 12. Робочі параметри й коефіцієнти подібності кар'єрного самоскида і лабораторної моделі представлені у таблиці 1.

Лабораторна модель (див. рис. 5) виготовлена відповідно до представлених параметрів. Передні колеса 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 2 із черв'ячними редукторами 3 (мотор-редуктори 20.3780 виробництва ВАТ «КЗАЕ»). Маса лабораторної моделі підбрана за допомогою знімних кілець 5 вагою від 0,25 до 5 кг, закріплених у центрі мас.

Таблиця 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 і внутрішнього до центра повороту колеса відповідно, град.	24/42	24/42	1

Безступінчасте регулювання крутних моментів (кутових швидкостей) задніх ведучих коліс реалізовано за допомогою використання блоку управління 12. Блок управління складається із плати Arduino Uno з програмованим мікроконтролером ATmega 328. Управління частотою обертання електродвигунів задніх ведучих коліс лабораторної моделі здійснюється за допомогою сигналів з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ). 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.

Випробувальна площадка складалась із основної поверхні (опори), покриття, розмір зерен якого подібний до гранулометричного складу опорної поверхні на кар'єрах із коефіцієнтом геометричної подібності 12,0, й насипного покриття. При цьому 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

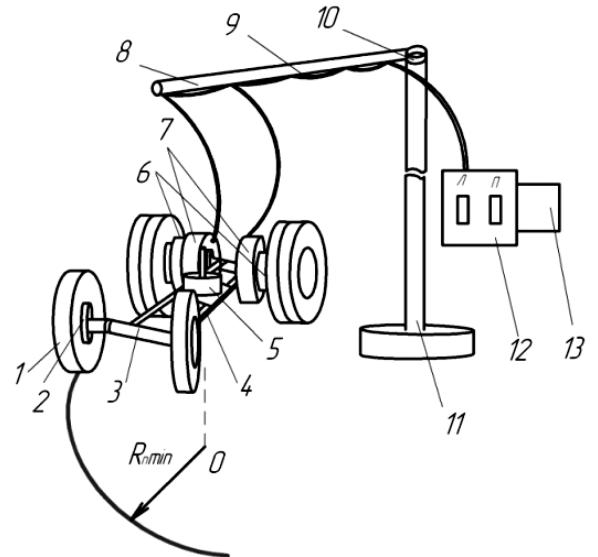


Рис. 5. Схема лабораторної моделі: 1 – колесо; 2 – підшипник колеса; 3 – вісь; 4 – рама; 5 – вантаж; 6 – редуктори; 7 – електродвигуни; 8 – балка; 9 – силовий кабель; 10 – підшипник; 11 – стійка; 12 – блок управління; 13 – елемент живлення

плит, відповідав нежорстким одягам допоміжних трас. Крім того, випробування проводились на твердому і рівному асфальтобетонному покритті. Для встановлення необхідних відношень кутових швидкостей задніх ведучих коліс моделі окремо правого і лівого до центра повороту борту було проведено ручне буксирування лабораторної моделі сталевим тросом за передню частину рами для визначення опору кочення та при заблокованих колесах (при 100 % ковзанні коліс) для встановлення коефіцієнтів зчеплення із фіксуванням показників динамометра ДПУ-0,02-2. Дослід повторювався 5 разів на кожному типі покриття. Обробка результатів експериментів по визначенню коефіцієнтів опору кочення та коефіцієнтів зчеплення включала встановлення їх істинного значення та похибки вимірювань.

Маневрування лабораторної моделі при розподілі крутних моментів задніх коліс за принципом електричного диференціала (кінематичний поворот) здійснювалось за рахунок повороту передніх коліс, виставлених на максимальні кути. При цьому у скетчах коефіцієнти заповнення ШІМ-сигналів на електродвигунах задніх коліс окремо правого і лівого борту задавалися рівними, що призводило до вирівнювання кутових швидкостей задніх 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 коліс відповідно до коефіцієнта зчеплення, яке визначалося за допомогою аналітичної залежності, на перевірку якої і було спрямовано лабораторний експеримент.

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 візка на опорній поверхні залишалось три сліди від крейдяних олівців, які було змонтовано на плаваючих кріпленнях, що забезпечувало постійний контакт крейди з

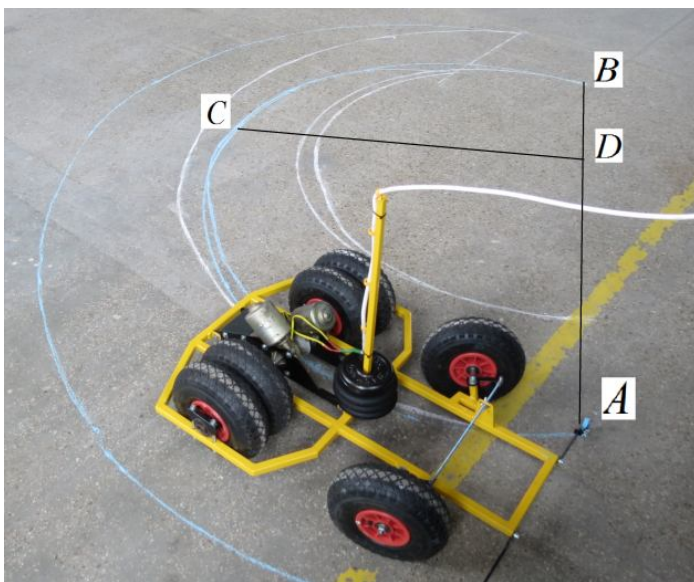


Рис. 6. Проведення експерименту щодо визначення радіуса повороту візка

опорною поверхнею (рис. 6), при цьому слід від білої крейди відповідав маневру візка при кінематичному повороті, а слід від синьої – при силовому довороті.

Радіус траєкторії крейдяного маркера визначався вимірюванням за допомогою рулетки в отриманому сегменті його траєкторії, хорди її висоти кола та розрахунку радіуса кривої за наступним співвідношенням:

$$R = CD/2 + AB^2/8 \cdot CD, \quad (13)$$

де CD – висота, м; AB – хорда, м.

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

У результаті експериментів встановлено, що мінімальний радіус повороту лабораторної моделі при силовому довороті 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.

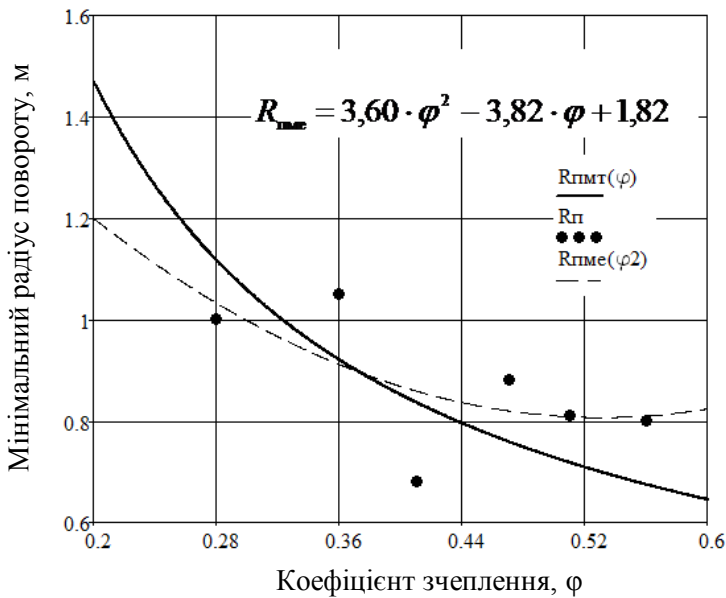


Рис. 7. Емпірична та аналітична залежність мінімального радіуса повороту моделі $R_{\text{пме}}$ та $R_{\text{пма}}$ від коефіцієнта зчеплення

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

У розділі 4 представлено методику і хід проведення промислових випробувань системи примусового управління поворотом, виготовленої спеціалістами сервісного центру ТОВ «Кривбас-БелАЗ-Сервіс СП» і встановленої на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В, а також приведений аналіз результатів випробувань, визначена ефективність застосування системи на самоскидах.

Система примусового управління поворотом (рис. 8), складається з електронного блоку управління і додаткової датчикової апаратури, а саме,

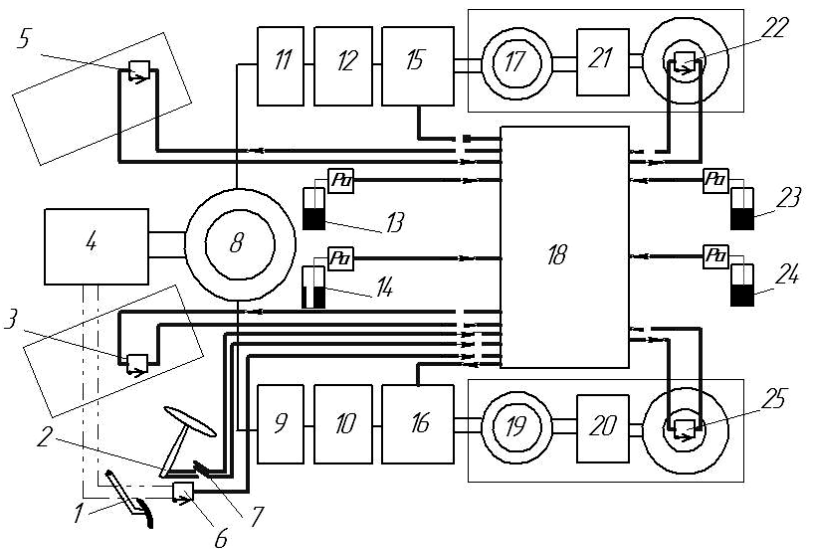


Рис. 8. Структурна схема системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида: 1 – педаль ходу; 2 – рульова колонка; 3, 5, 22, 25 – датчики кутових швидкостей; 4 – дизель; 6 – датчик педалі ходу; 7 – кінцеві вимикачі; 8 – тяговий генератор; 9, 11 – випрямлячі; 10, 12 – установки вентильованих 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

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, що визначаються датчиками частоти обертання тягових електродвигунів;
- швидкість руху кар'єрного самоскида, яка розраховується на основі даних датчиків швидкостей передніх керованих 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 маневрів, яке фіксується датчиком потенціометричного типу;

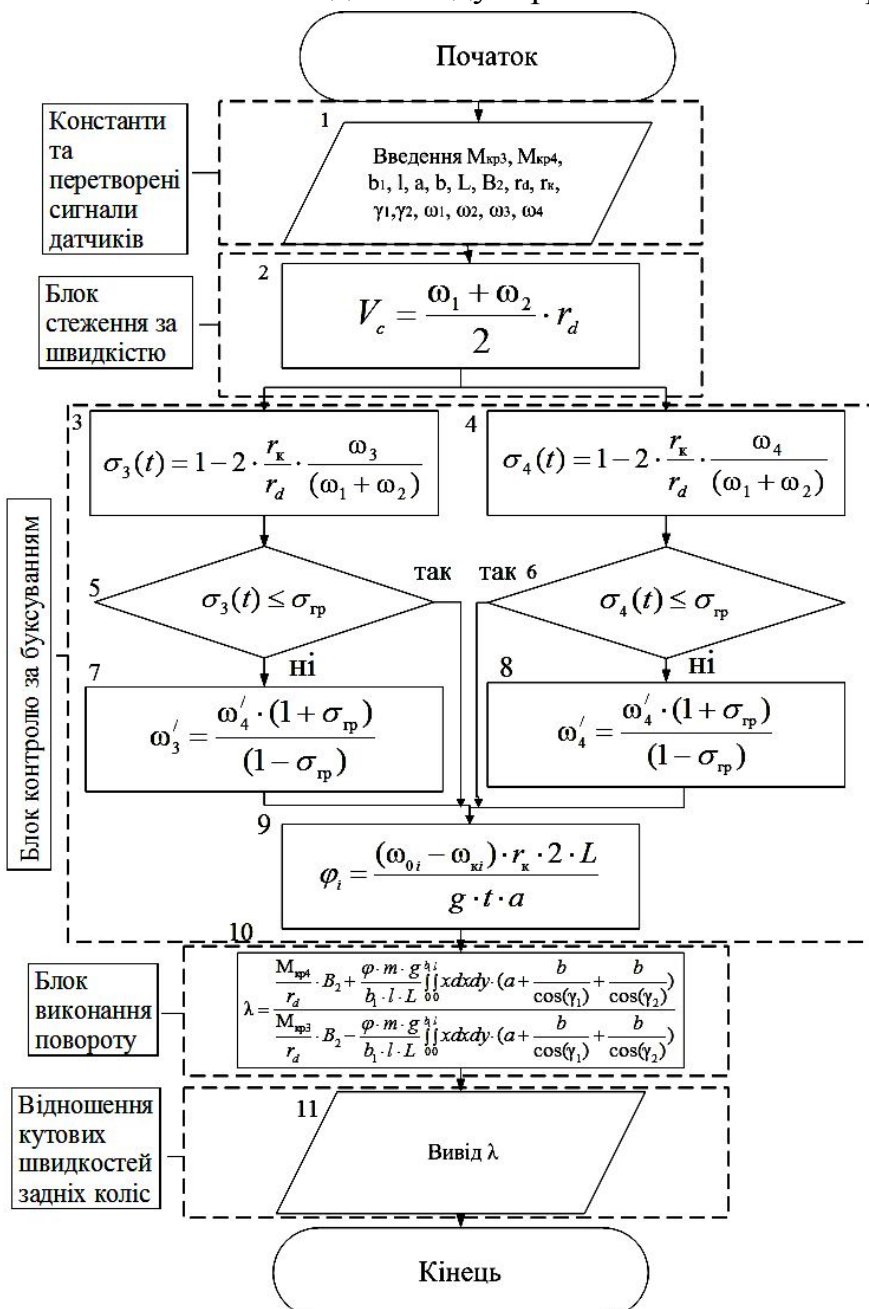


Рис. 9. Блок-схема алгоритму роботи електронного блоку управління поворотом кар'єрного самоскида

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

Активація роботи системи можлива тільки при спільному виконанні трьох умов: швидкість руху кар'єрного самоскида відповідає можливості виконання маневру (знаходиться у межах 1...5 км/год); установлений максимальний кут повороту передніх коліс γ_{max} (крайнє положення рульового колеса); відсутність вантажу у платформі кар'єрного самоскида (показання датчиків тиску циліндрів підвіски відповідають мінімуму навантаження).

Електронний блок управління (рис. 9) складається із блоку стеження за швидкістю руху та блоку розрахунків. У блоці стеження за

швидкістю руху зчитується частота зміни імпульсів напруг датчиків швидкостей передніх коліс і датчиків частот обертання задніх коліс.

За сигналами датчиків швидкостей передніх коліс розраховується швидкість руху кар'єрного самоскида на повороті. Блок розрахунків складається із блоку контролю за буксуванням та блоку виконання повороту.

У блоці контролю за буксуванням програма управління поворотом визначає коефіцієнт буксування окремого заднього колеса. У разі буксування електронний блок 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. 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 задніх коліс не відбувається, блок виконання повороту видає керуючий сигнал, який забезпечує обертання задніх коліс у відповідності до встановленої математичної залежності (7). У випадку потрапляння задніх коліс у буксування, програма здійснює вибір необхідного відношення кутових швидкостей задніх коліс у діапазоні коефіцієнтів зчеплення, менших за максимальний. Таким чином, контроль за зчепленням представляє собою ітераційний процес.

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

Опорна поверхня маневрової площадки вибою представляла собою кар'єрний ґрунт зі скельних руд і порід, які характеризувались коефіцієнтом зчеплення, що знаходився у межах 0,55–0,65, а опорна поверхня промислової площадки гірничотранспортного цеху представляла собою асфальтобетонне покриття із коефіцієнтом зчеплення у межах 0,70–80.

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. У той же час, мінімальний радіус повороту при активованій системі на маневровій площадці становив 11,30 м, що менше на 2,12 м (15,8 %), на промисловій площадці – 9,30 м, що менше на 3,82 м (29,1 %).

Установлено, що відхилення між результатами аналітичних і промислових досліджень складає 7,9 %. Оскільки таке відхилення є допустимим, можна стверджувати, що результати перевірки системи примусового управління поворотом кар'єрного самоскида в промислових умовах є позитивними.

Підвищення продуктивності роботи 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. Розрахункова продуктивність кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 підвищується на 6,1 % при зменшенні часу маневрування з 3,1 хв., встановленого за допомогою статистичного аналізу даних бортових контролерів самоскидів СКЗіП, до 1,4 хв., встановленого у результаті проведення хронометражу в реальних умовах. Установлено, що при зменшенні мінімального радіуса повороту кар'єрного самоскида БелАЗ-7513 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 скоротити об'єми гірничих робіт при розробці траншей на кожні 100 м довжини проходки, на 7,1 %.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне 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 встановити, 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 ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

ОСНОВНІ РОБОТИ

1. Систук В. А. Определение причин потерь рабочего времени экскаваторно-автомобильных комплексов на Петровском карьере ОАО «ЦГОКа» / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог, 2011. – Вып.94. – С. 293–297.

2. Систук В. А. Снижение времени маневрирования и погрузки при транспортировании рудной массы большегрузными карьерными автосамосвалами / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля : Науковий журнал. – Луганськ. – 2012. – Ч. 1. – № 9 (180). – С. 17–23.

3. Систук В. А. Снижение времени маневрирования и погрузки при транспортировании рудной массы большегрузными карьерными автосамосвалами / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // 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.

4. Сістук В. О. Обґрунтування управління обертанням ведучих коліс кар'єрних автосамоскидів для створення додаткового поворотного моменту / В. О. Сістук, Ю. А. Монастирський, А. В. Веснін // Вісник КНУ. – Кривий Ріг, 2012. – Вип. 31. – С. 192–196.

5. Сістук В. О. Дослідження впливу характеристик опорної поверхні сучасних кар'єрів на показники поворотності автосамоскидів / В. О. Сістук, Ю. А. Монастирський, А. В. Веснін // Наукові нотатки : Міжвузівський збірник наукових праць (за галузями знань «Машинобудування та металообробка»,

«Інженерна механіка», «Металургія та металознавство»). – Луцьк, 2012. – Вип. 37. – С. 239–246.

6. Систук В. А. Применение комбинированной схемы управления поворотом большегрузных автосамосвалов для повышения их маневренности / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // Вісник СевНТУ : Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2012. – Вип. 137. – С. 149–154.

7. Сістук В. О. Коригування мінімальної ширини площадок для маневрування кар'єрних автосамоскидів відповідно до гірничотехнічних умов / В. О. Сістук, Ю. А. Монастирський, А. В. Гальченко, А. В. Веснін // Вісник КНУ. – Кривий Ріг, 2012. – Вип. 32. – С. 87–91.

8. Систук В. А. Врахування специфіки гірничотехнічних умов роботи автосамоскидів як шлях до підвищення продуктивності кар'єрної техніки / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій : Тези доповідей. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД. – 2012. – С. 82–84.

9. Систук В. А. Обоснование необходимости корректирования коэффициента сопротивления движению при определении сложности карьерных автодорог / В. А. Систук, А. В. Веснин, Н. В. Водолазская // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля : Науковий журнал. – Ч. 1. – № 5 (194). – Луганськ, 2013. – С. 122–125.

10. Систук В. А. Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский // Вісник національного технічного університету «ХПІ» : Збірник наукових праць. Серія : Автомобіле- і тракторобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 29. – С. 65–71.

11. Систук В. А. Определение необходимости мощности силовой установки карьерного самосвала при использовании комбинированного способа управления поворотом / В. А. Систук, В. А. Веснин // Вісник СевНТУ : Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – 2013. – Вип. 143. – С. 147–152.

12. 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. – 2012. – С. 262–266.

ДОДАТКОВІ РОБОТИ

13. Систук В. А. Выбор передаточного числа редуктора мотор-колеса карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией, обеспечивающего максимальную производительность / В. А. Систук, А. В. Веснин, Ю. А. Монастырский // 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.

14. Систук В. А. Оптимизация параметров экскаваторно-автомобильных комплексов для стесненных условий глубоких карьеров / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский // Проблемы и пути эффективной отработки алмазоносных месторождений : Международная научно-практическая конференция (Мирный, 11-15 апреля 2011 года) : сборник тезисов докладов. – Мирный, 2011. – С. 56.

15. Систук В. А. Повышение эффективности маневрирования карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, 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.

16. Систук В. А. Повышение маневренности карьерных автосамосвалов с электромеханической трансмиссией путем изменения способа управления поворотом / В. А. Систук, Ю. А. Монастырский, А. В. Веснин // Проблемы недропользования : Сборник научных трудов. Часть I / Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». – Спб., 2012. (Международный форум-конкурс молодых ученых). – С. 183–185.

АНОТАЦІЯ

Сістук В. О. Підвищення показників маневреності кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.12.22 – промисловий транспорт. – Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Дисертацію присвячено підвищенню показників маневреності кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією. Вперше науково обґрунтовано можливість та доцільність застосування примусового управління обертанням задніх ведучих коліс кар'єрного самоскида з електромеханічною трансмісією, що дозволяє їм виконувати маневри із використанням силового довороту.

Вперше розроблено математичну модель силового довороту, яка дозволяє визначити відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс окремо правого і лівого борту машини і її показники маневреності відповідно до коефіцієнта зчеплення на основі вперше встановлених аналітичних залежностей. Аналітична залежність відношення кутових швидкостей задніх ведучих коліс від коефіцієнта зчеплення доведена методом лабораторного експерименту на створеній лабораторній моделі, яка дозволяє моделювати процес виконання маневру колісною машиною при різних способах повороту.

Створено алгоритм примусового управління обертанням задніх коліс кар'єрного самоскида, оснащеного електромеханічною трансмісією. Відповідно до розробленого алгоритму управління виготовлено електронний блок, який разом із додатковою датчиковою апаратурою, що встановлюється на кар'єрний самоскид БелАЗ-7513В, представляє собою систему примусового управління поворотом.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, система примусового управління поворотом, силовий доворот, електромеханічна трансмісія змінного струму.

АННОТАЦИЯ

Систук В. А. Повышение показателей маневренности карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.12.22 – промышленный транспорт. – Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна.

Диссертация посвящена вопросу улучшения маневренности карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией для повышения эффективности их работы в стесненном пространстве рабочих зон глубоких карьеров.

В работе проведен комплекс теоретических, лабораторных, промышленных исследований маневренности карьерных самосвалов с электромеханической трансмиссией при выполнении маневров с применением силового доворота.

Разработана математическая модель силового доворота колесной машины. Впервые установлена аналитическая зависимость отношения угловых скоростей задних ведущих колес отдельно правого и левого борта от коэффициента сцепления, которая позволяет разработать рациональный алгоритм принудительного управления вращением задних колес карьерного самосвала. Впервые установлены аналитические зависимости, позволяющие определить показатели маневренности колесной машины на основе требуемого отношения угловых скоростей задних ведущих колес.

Математическое моделирование с использованием разработанной модели позволило установить, что для карьерного самосвала БелАЗ-7513 минимальный радиус поворота в сложных условиях эксплуатации (на увлажненном грунтовом покрытии основных трасс с коэффициентом сцепления $\varphi=0,34$) при выполнении маневра с использованием силового доворота может быть уменьшен с 13,0 до 10,1 м.

Установленные математические зависимости проверены экспериментальным путем с применением лабораторной модели, созданной в соответствии с масштабным коэффициентом, равным 12,0, в качестве которого выступало отношение радиуса колеса карьерного самосвала к радиусу колеса модели. Лабораторная модель позволяет моделировать процесс выполнения маневра колесной машиной при различных способах поворота путем принудительного воздействия на частоты вращения электродвигателей задних колес.

Разработан и реализован на карьерном самосвале БелАЗ-7513В в условиях ПАО «Центральный ГОК» алгоритм принудительного управления вращением задних колес карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией.

Отклонение между расчетным 100 % (1,12 м) минимальным радиусом поворота лабораторной модели и полученным в результате эксперимента составило 10,7 % (1,0 м), отклонение между расчетным 100% (10,38 м) минимальным радиусом поворота карьерного самосвала и полученным путем промышленных испытаний составило 7,9 % (11,30 м), что подтвердило соответствие аналитических и экспериментальных показателей.

Использование системы принудительного управления поворотом на карьерных самосвалах с электромеханической трансмиссией позволяет повысить техническую

производительность машин на 6,1 % путем уменьшения времени их маневрирования до 1,4 мин, установленного с помощью хронометража в промышленных условиях, а также позволяет снизить топливо-энергетические затраты на 2,3 %.

Материалы диссертационных исследований приняты на предприятиях ПАО «Центральный ГОК», ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог» и ООО «Кривбасс-БелАЗ-Сервис СП».

Расчетный экономический эффект в условиях ПАО «АрселорМиттал Кривой Рог», полученный за счет повышения производительности карьерных самосвалов БелАЗ-7513 на 5,9%, для существующего парка из 8 машин составил 678,0 тыс. грн. / год.

Таким образом, впервые научно обоснованы возможность и целесообразность применения принудительного управления вращением задних ведущих колес карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией при маневрировании, что обеспечивает уменьшение радиуса поворота машины, повышая производительность промышленного автотранспорта карьеров.

Ключевые слова: карьерный самосвал, система принудительного управления поворотом, электромеханическая трансмиссия переменного тока.

THE SUMMARY

V.O. Sistuk. Increasing of Open Pit Trucks with Electrical Transmission Indices of Maneuverability. – Manuscript.

Thesis for getting a scientific degree of Candidate of Technical Sciences on specialty 05.12.22– industrial transport.– Dnipropetrovsk national university of railway transport named after academician V. Lazaryan.

The thesis is dedicated to increasing of open pit trucks with electrical transmission indices of maneuverability. For the first time there has been scientifically grounded possibility and suitability of usage of forced controllability of rear leading wheels of open pit truck with electrical transmission that enables them to carry out maneuvers with the usage of a forced additional turn.

For the first time there has been worked out mathematical model of a forced additional turn which enables to determine a correlation of angular velocity of rear leading wheels of starboard and port sides of a car and its indices of maneuverability relative to a friction coefficient on the basis of firstly determined analytical dependence. Analytical dependence of relation of rear leading wheels angular velocity to a friction coefficient has been proved with laboratory experiment method on a created laboratory model which enables to simulate the process of a wheel vehicle maneuver performing with various means of a turn.

An algorithm of a forced controlling of rear wheels rotation of open pit truck with electrical transmission has been created. In accordance with the created algorithm an electrical block which coupled with additional sensor equipment that is installed on a pit truck BelAZ-7513B representing a forced turn controlling system has been manufactured.

Key words: open pit truck, forced turn controlling system, forced additional turn, electro mechanic transmission of alternative current.

Сістук Володимир Олександрович

**Підвищення показників маневреності кар'єрних самоскидів з
електромеханічною трансмісією**

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук зі спеціальності 05.22.12– промисловий транспорт

Підписано до друку
Формат 60×16. Папір офсетний. Друк офсетний.
Ум. др. арк. – 1,4. Авт. арк. – 0,9.
Тираж – 100 прим. Замовлення 112–04.

Друкарня ФОП Щербенюк С. Г.
Свідоцтво ДП № 126 р від 12.10.2004 р.
вул. Рокосовського, 5/3, м. Кривий Ріг, 50027
тел.: (0564) 92-20-77