

УДК.622.684:629.353

**Почужевський О. Д., асистент** (Криворізький технічний університет, м. Кривий Ріг)

**ФОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ СКЛАДНОСТІ МАРШРУТУ РУХУ ТА УЗГОДЖЕНОСТІ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «ДВИГУН-ТРАНСМІСІЯ» КАР'ЄРНОГО АВТОСАМОСКИДУ**

**Сформовані методики визначення об'єктивних показників складності маршруту руху та узгодженості параметрів системи «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскиду.**

**Ключові слова:** методика, маршрут руху, узгодженість, система «двигун – трансмісія».

**Сформированы методики определения объективных показателей сложности маршрута движения и согласованности параметров системы «двигатель – трансмиссия» карьерного автосамосвала.**

**Ключевые слова:** методика, маршрут движения, согласованность, система «двигатель – трансмиссия».

**The methods of determining objective measures of complexity of the route and the harmonization of components and assemblies of the «engine – transmissio» of career dump are formed.**

**Keywords:** methods, directions, alignment, the system «engine – transmission».

Завдяки своїм перевагам кар'єрні автосамоскиди отримали велике розповсюдження на відкритих розробках підприємств гірничодобувних галузей у всьому світі. Завдяки цьому близько 80% від загального об'єму видобутку гірничої маси на відкритих гірничих роботах транспортується саме кар'єрними автосамоскидами, переважна більшість яких (95%) оснащується гідромеханічною трансмісією.

Однією з основних проблем при цьому є стійка тенденція до погіршення умов експлуатації, проявом якої є зниження продуктивності роботи машин та збільшення вартості транспортування, яка досягає 50-60% від загальної вартості робіт у кар'єрі. При цьому питома вага палива у витратах на перевезення складає близько 30%.

Однак у зв'язку з тим, що на сьогодні підвищення ефективності експлуатації кар'єрних автосамоскидів (зменшення витрат палива та збільшення

продуктивності роботи) за рахунок покращення основних факторів умов експлуатації (гірничотехнічних та дорожньо-транспортних) на відкритих розробках у більшості випадків вкрай складнено або взагалі неможливо, а вдосконалення конструкції окремих вузлів та агрегатів кар'єрного автосамоскиду обмежується технологічними можливостями виробництва, вирішення даної проблеми вважається можливим за рахунок забезпечення раціональних режимів роботи системи «двигун – трансмісія», яка з енергетичної точки зору має найбільший потенціал, адже забезпечує найбільші втрати енергії [1].

На сьогодні не існує об'єктивних комплексних показників, які б дозволили з достатньою достовірністю визначити дану відповідність, тому напрямок досліджень з формування показників, які характеризують складність маршруту руху та узгодження параметрів вузлів і агрегатів системи «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскиду, вважається актуальним та перспективним.

Існують три основні показники, які дозволяють охарактеризувати маршрут руху кар'єрного автосамоскиду: коефіцієнт опору кочення ( $f$ ), повздовжній ухил автодороги ( $\alpha$ ) та загальний коефіцієнт сумарного опору дороги ( $\psi$  – складається з двох попередніх) [2, 3]. Однак усі вони мають функціональну зміну по довжині маршруту руху ( $l$ ), завдяки чому є суб'єктивними й не дозволяють охарактеризувати одним числом складність маршруту руху машини.

Крім цього, існують показники середньозваженого та керуючого ухилу автодороги, що відображають лише середнє та максимальне значення ухилу на всьому маршруті. При цьому вони жодним чином не враховують тип покриття, що впливає на сумарний опір руху кар'єрного автосамоскиду.

Для оцінки узгодження параметрів вузлів та агрегатів системи «двигун – трансмісія» (характеристик двигуна та передаточного числа трансмісії) машини використовується динамічний фактор, що відображає тягово-швидкісні властивості машини. Однак він, як і попередні показники, функціонально змінюється з обертами колінчастого валу двигуна й не відповідає даному напрямку досліджень.

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що на сьогодні є необхідним встановити та обґрунтувати об'єктивні показники складності маршруту та узгодження параметрів системи «двигун – трансмісія» руху кар'єрного автосамоскиду. Адже це дозволить визначити та обґрунтувати для кожних умов експлуатації відповідні характеристики двигуна та передаточних чисел трансмісії, що в комплексі дозволять покращити паливну економічність та продуктивність роботи машини.

Для визначення показника складності маршруту руху кар'єрного автосамоскиду було прийнято узагальнену теорію коливань та хвиль, а саме фізичний процес протікання коливань, який описується частотою, амплітудою та періодом, а також теорію подібності та розмірності, а саме “Будь-яке кількісне співвідношення між різними фізичними величинами може бути виражене

у вигляді функціонального зв'язку між безрозмірними комбінаціями даних величин [4, 5].

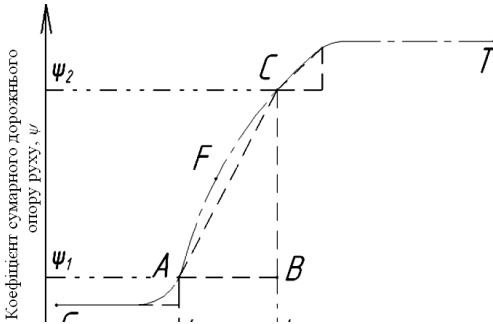


Рис. 1. Залежність розподілу сумарного опору дороги на певній ділянці траси (рис. 1).

На основі цього, використовуючи основну відмінність кар'єрних автодоріг від доріг загального користування – нерівномірний розподіл  $\psi$  впродовж маршруту руху  $l_{заг}$ , а точніше її синусоїдальну зміну  $\psi(l_{заг})$ , проводимо апроксимування даної залежності прямокутними трикутниками. Для певної ділянки траси дану залежність  $\psi_i(l_i)$  можна зобразити в графічному вигляді

При апроксимації кола правильним  $n$ -кутником можна, співставивши їх площі, знайти відносну погрішність:

$$\mu = 1 - \frac{n \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{n}\right)}{2 \cdot \pi}, \quad (1)$$

де  $n$  – число сторін багатокутника.

Вважаючи, що для того, щоб похибка апроксимації була порівнянна з точністю розрахунку натуральних показників річних планів гірничих робіт (2%), знаходимо граничне число ділянок ділення окружності, рівне 17 (при  $\mu=0,02$ ) [6]. Отже, число ділянок ділення дуги, як частини кола, буде пропорційне її центральному куту:

$$N = (17 \cdot \gamma) \cdot (2 \cdot \pi), \quad (2)$$

де  $\gamma$  – величина центрального кута дуги, град.

Реальний контур кривої ділянки траси автодороги кар'єру можна розбити на сукупність дуг із заданим центральним кутом і ділянок прямої. Визначимо максимально необхідну кількість точок для опису довільного криволінійного контуру

$$N_{\max} = N' + \sum N'' , \quad (3)$$

де  $N'$  – число вузлових точок (1, 2, 3...);

$N''$  – число точок апроксимації дуги з центральним кутом  $\gamma$ .

Довжина апроксимованого контуру в плані визначається з виразу

$$L = \sum \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} . \quad (4)$$

Обчисливши максимально необхідну кількість точок  $N_{max}$  і довжину апроксимованого контуру  $L$ , отримуємо те значення щільності (кількості точок на довжині апроксимованого контуру), яке є максимально необхідним  $P_{max}$  при заданій похибці  $\mu$ . Тепер, при побудові моделі, обчислюючи її фактичну щільність, можна оцінити міру її адекватності заданої моделі

$$A = P_{факт} / P_{max} \quad (5)$$

За допомогою даного виразу можна оцінити адекватність апроксимації її графічному прототипу (рис. 1).

$$\Delta = l_{AC} + l_{AFC} \quad (6)$$

Відносна ж похибка визначається з виразу

$$\delta = \left( \Delta / l_{AC} \right) \cdot 100 \% \quad (7)$$

Однак, якщо зміна сумарного опору кочення має лінійний характер, то апроксимація (побудова трикутників) проводиться за кожній з прямих ліній, а якщо у вигляді поліноміальної залежності – за допомогою кола. Якщо радіус кривої, що апроксимується, відомий, то легко знайти центр кола, елементом якого є дана дуга. У цьому випадку кількість точок, залежно від допустимої погрішності, визначатиметься величиною центрального кута  $\gamma$  (таблиця).

Таблиця

Залежність допустимої похибки від величини центрального кута

$\gamma$ , град	30	40	45	50	60	90
%	1	2	2,5	3	5	11

Показник, що визначає (відображає) складність траси  $k$ , у межах однієї ділянки апроксимації ( $\Delta ACB$ ), виражається через  $tg \angle CAB$ , однак траса руху має як спуски, так і підйоми, що може привести до негативних розрахункових значень, тому обчислення приймаються по модулю

$$k = |CB / AB| \quad (8)$$

При цьому величина й частота зміни сумарного опору дороги (амплітуди), виражаються через показник  $p$ , який виражений через залежність кількості трикутників  $n$  коливань  $k$  до одиниці маршруту  $l_{заг}$  (довжина автодороги),

$$p = \sum_{i=1}^n \left[ \left| \left( \psi_2 - \psi_1 \right) / \left( l_2 - l_1 \right) \right| \right] / l_{заг} \quad (9)$$

Вплив величини періоду зміни сумарного опору дороги, визначається аналогічно коефіцієнту  $p$ , з тією лише різницею, що значення опору дороги, прийматимуться не як різниця між  $\psi_1$  і  $\psi_2$ , а як реальні їх значення

$$c = \sum_{i=1}^n \left| \left( \psi_i / \left( l_2 - l_1 \right) \right) \right| / l_{заг} \quad (10)$$

Таким чином, показники (9) та (10) враховують (характеризують) відповідно амплітуду та частоту коливань сумарного опору дороги вздовж усього маршруту руху.

Прийнявши за основу формулу залежності частоти коливань від періоду, а також використавши теорію подібності та розмірності, прийнято рішення показник складності маршруту руху визначати з виразу

$$K = p \cdot c . \quad (11)$$

Для сформування показника узгодженості параметрів системи «двигун-трансмсія» за основу було використано динамічний фактор  $D$ , а точніше його властивості та методику визначення. Адже він є комплексним та універсальним показником, за допомогою якого можливо порівняти тягово-швидкісні властивості машин з різною масою та комплектацією системи «двигун – трансмісія», а також оцінити рівень узгодженості даної системи  $D=f(F_m, F_{нов}, G_a)$ .

$$D = (F_m - F_{нов}) / G_a , \quad (12)$$

де  $F_m$  – сила тяги на колесах,  $F_{нов}$  – сила опору повітря,  $G_a$  – маса машини.

У результаті аналізу зміни швидкості руху впродовж маршруту ( $\psi=f(l)$ ), зміну  $D$  впродовж маршруту рух можна описати виразом (13). При цьому поліноміальна залежність  $D$ , пов'язана як з коливаннями обертів двигуна у певних проміжках часу, так і з перемиканнями швидкостей на маршруті.

$$D(l) = \sum_{i=0}^n a_i l_{заг}^i = a_0 + a_1 \cdot l_{заг} + a_2 \cdot l_{заг}^2 + \dots + a_n \cdot l_{заг}^n , \quad (13)$$

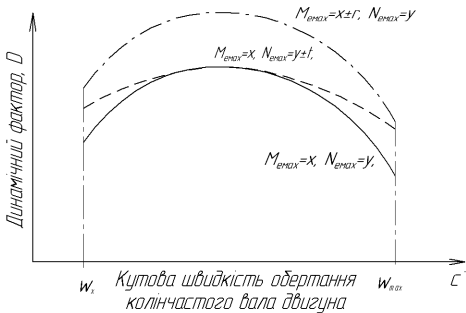


Рис. 2. Закономірності зміни динамічного фактору від обертів колінчастого валу при різних номінальних значеннях крутного моменту та потужності двигуна

мінимальне значення крутного моменту  $M_e$  – на всьому проміжку даних обертів (рис. 2).

де  $a_0 \dots a_n$  – коефіцієнти степенного багаточлена.

Використовуючи формули С.Р. Лейдермана [1], які визначають закономірності зміни основних характеристик двигуна (потужності та крутного моменту), відносно обертів колінчастого валу ( $\omega$ ), було встановлено, що зміна номінального значення потужності двигуна  $N_e$ , дозволяє збільшувати або зменшувати динамічний фактор в області максимальних обертів ( $\omega_{max}$ ) та обертів холостого ходу ( $\omega_{min}$ ) колінчастого валу двигуна, а номінальне значення крутного моменту  $M_e$  – на всьому проміжку даних обертів

Виразивши залежність функції динамічного фактору від характеристик двигуна, отримуємо наступний вираз (14).

$$\begin{cases} D_1 = f(F_m, F_{нов}, G_a), \text{ при } M_{e\max} = x, N_{e\max} = y \\ D_2 = f(F_m, F_{нов}, G_a), \text{ при } M_{e\max} = x \pm r, N_{e\max} = y. \\ D_3 = f(F_m, F_{нов}, G_a), \text{ при } M_{e\max} = x, N_{e\max} = y \pm t \end{cases} \quad (14)$$

При цьому  $D_1, D_2, D_3 = f(F_m, F_{нов}, G_a)$  відповідно є закономірностями зміни

динамічного фактору в першому випадку під час номінальних значень крутного моменту ( $x$ ) та потужності ( $y$ ) двигуна, у другому – під час зміни значення лише крутного моменту на величину  $r$ , у третьому під час зміни потужності на значення  $t$ .

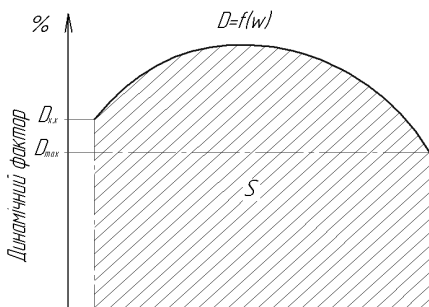


Рис. 3. Графічне визначення чисельного значення показника, який характеризує рівень узгодженості системи «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскиду

та опустивши проекцію крайніх точок на вісь обертів колінчастого валу, утворюємо певну фігуру, значення площини якої й дозволить характеризувати узгодженості системи «двигун – трансмісія» ( $S_{Д-Т}$ ) кар'єрного автосамоскиду (рис. 3).

Визначення площини утвореної фігури, і буде шукане числове значення показника ( $S_{Д-Т}$ ), який характеризує узгодженість системи «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскиду (15).

$$S_{Д-Т} = \int_{w_{x,x}}^{w_{\max}} f(w) dx \quad (15)$$

При цьому він може бути використаний як для кар'єрних автосамоскидів, так і автомобілів з різним типом трансмісії.

Завдяки використанню в даному показнику як основи динамічного фактору враховуються не тільки параметри складових елементів системи «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскиду, але й ККД даних елементів, радіус встановлених шин та всі інші показники, які впливають на тягово-швидкісні властивості машини. Це пов'язано з тим, що сам динамічний фактор визначається згідно тягового розрахунку машини і тим самим враховує зміну перелічених вище показників.

У результаті розрахунку даних показників було встановлено, що значення безрозмірного показника складності маршруту руху для кар'єрних автодоріг

коливається від  $9,6 \cdot 10^{-12}$  до  $2,5 \cdot 10^{-14}$ , де менше значення відповідає найбільш легким, а більше найбільш складним умовам руху. Безрозмірний показник узгодженості параметрів системи «двигун – трансмісія» для кар’єрних автосамоскидів БелАЗ з гідромеханічною трансмісією коливається від 29 (БелАЗ-7540) до 125,32 (БелАЗ-7557). При цьому більше значення даного показника відповідає машині з більш високими тягово-швидкісними властивостями.

Важливим моментом є те, що зміну показника  $S_{д-т}$  для кар’єрних автосамоскидів можливо проводити як за допомогою елементів системи «двигун-трансмісія», так і за допомогою моделі великогабаритних шин. Адже для машин БелАЗ з гідромеханічною трансмісією зовнішній діаметр шин, в межах одного розміру ободу може відрізнятись на 157 мм (5,8%). При цьому проведені дослідження встановили, що зміна зовнішнього діаметра шин на 50 мм еквівалентна зміні сумарного передаточного числа та показника  $S_{д-т}$  відповідно на 1,78 та 0,85 одиниці.

Таким чином, сформовані об’єктивні безрозмірні показники складності маршруту рух та узгодженості параметрів системи «двигун – трансмісія», за допомогою яких можна об’єктивно охарактеризувати умови транспортування гірничої маси, а також досконалість синтезу характеристик двигуна та передаточних чисел трансмісії кар’єрного автосамоскиду з гідромеханічною трансмісією.

Подальші дослідження на основі сформованих показників, передбачають розробку методики визначення раціональних параметрів системи «двигун – трансмісія» кар’єрного автосамоскиду залежно від специфіки умов транспортування гірничої маси, що дозволить підвищити паливну економічність та продуктивність роботи машини.

1. Павленко В. А. Повышение топливной экономичности автомобиля оптимизацией параметров системы "двигатель – трансмиссия": дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Виктор Алексеевич Павленко. – Харьков, 2004. – 178 с. 2. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с. 3. Смирнов В. П. Теория карьерного большегрузного автотранспорта / В. П. Смирнов, Ю. И. Лель. – Екатеринбург: УрО РАН, 2002. – 355 с. 4. Гухман А. А. Теория подобия, анализ размерностей характеристические масштабы / А. А. Гухман, А. А. Зайцев. – М. : Изд-во МГОУ, 1993. – 73 с. 5. Савельев И. В. Общий курс физики / И. В. Савельев. – М. : Наука, 1970. – Том 1: механика, колебания и волны, молекулярная физика. – 511 с. 6. Стариков А. И. Геоинформационное моделирование и автоматизированные расчеты горнотранспортных процессов в карьерах: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.06 / Стариков Андрей Иванович. – Екатеринбург, 2000. – 125 с.

Рецензент: д.т.н., проф. Громадський А. С. (Криворізький технічний університет, м. Кривий Ріг)