

УДК 622.684:629.015

Бас К.М. канд. техн. наук, доцент

(Національний транспортний університет, м. Київ)

**МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ СИЛ, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ
КЕРОВАНЕ ПЕРЕМІЩЕННЯ КАР'ЄРНОГО САМОСКИДУ
ПРОГРАМНОЮ СПІРАЛЬНО-ГВИНТОВОЮ ТРАСОЮ**

Бас К.М. канд. техн. наук, доцент

(Национальный транспортный университет, г. Киев)

**МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ СИЛ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ
УПРАВЛЯЕМОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПО
ПРОГРАММНОЙ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВОЙ ТРАССЕ**

Bas K. M., Ph. D (Tech.), Associate Professor

(National Transport University, Kyiv)

**METHOD TO DETERMINE CONTACT FORCES PROVIDING THE
CONTROLLABLE TRANSFER OF AN OPEN-PIT DUMPING TRUCK IN
THE LINE OF THE SCHEDULED SPIRAL AND SCREW LINE**

Анотація. На підставі нелінійних рівнянь Ейлера–Лагранжа запропоновано детерміновану математичну модель кінетики кар'єрного автосамоскида за різних режимів руху в просторі по криволінійній трасі. Відповідно до рівнянь кінетостатики розроблено каскадний метод визначення контактних рушійних-керуючих сил кар'єрного автосамоскида в динаміці із застосуванням структурних схем, що мають чотири опорні точки та ознаку ведучого–веденого колеса.

Отримані шляхом використання методів матричних обчислень результати, дозволяють покращити точність моделювання просторового руху кар'єрних автосамоскидів і створюють передумови для облаштування більш раціональної мережі технологічних автомобільних доріг на гірничих підприємствах.

Ключові слова: кінетика автомобіля, динамічна модель, результативна рушійна сила, тандемна і паралельна динамічні моделі.

Вступ. Автомобільний транспорт широко застосовується в розробці корисних копалин відкритим способом. Найбільшу ефективність використання автосамоскидів має на кар'єрах малої та середньої продуктивності, або на глибоких горизонтах великих кар'єрів у поєднанні з іншими видами транспорту. Через високу вартість використання техніки на подібних підприємствах, рівень організації роботи транспорту має бути високим, щоб максимально знизити простой, забезпечити перевезення вантажів найкоротшими, безпечними маршрутами, що обумовлено технологічними процесами [1]. Через це вимоги до облаштування на кар'єрах автомобільних шляхів і технічного стану автосамоскидів доволі жорсткі.

За різних режимів руху автомобіля просторовою криволінійною трасою в розв'язках і поворотах, через ухили і на прямих ділянках кар'єрних доріг актуальними є оцінювання динамічної навантаженості автосамоскида та дорожньої поверхні [2], а також його стійкості й керованості [3,4]. Виконання цих завдань динамічного проектування [5,6] автомобіля дозволяє встановити еквівалентні кон тактні навантаження в його опорних точках, враховуючи ознаки ведучого колеса, синтезувати потрібні органи керування, визначити необхідну величину крутного моменту ведучого колеса для забезпечення необхідного режиму руху автомобіля по заданій трасі [7].

Відомо, що задача на встановлення реакцій зв'язків колісних екіпажів з опорною поверхнею в двох і більше точках виявляється статично невизначеною [8, 9]. Запропонований каскадний метод дозволяє подолати це принципове ускладнення і знаходити значення контактних рушійно-керуючих сил для кар'єрного автосамоскида.

Постановка задачі. Вважаються заданими такі характеристики:

- інерційні та геометричні параметри автомобіля;
- схема розміщення опорних точок з урахуванням ознаки ведучого колеса задньопривідного, повнопривідного та теоретично ймовірного передньопривідного кар'єрного автосамоскида;
- зовнішній силовий вплив на автомобіль (сила тяжіння, аеродинамічна сила);
- геометрія автомобільної траси (пряма, поворот, нахил, підйом, розв'язка, маневр);
- режим руху автомобіля (рівномірний, прискорений, уповільнений).

Потрібно визначити та розподілити еквівалентну контактну рушійну силу в опорних точках, враховуючи ознаку ведучого колеса для передньопривідної, задньопривідної та повнопривідної конструктивних схем кар'єрного автосамоскида.

Мета роботи. Визначення еквівалентної контактної рушійної сили, що забезпечує заданий режим руху кар'єрного автосамоскида по визначеній трасі.

Математична модель кінетики кар'єрного автосамоскида.

Детермінована математична модель кінетики автомобіля в просторі за різних режимів руху на криволінійній трасі складається на основі нелінійних диференціальних рівнянь Ейлера-Лагранжа у формі кватерніонних матриць [8]. Тут за динамічну модель самоскида беруть матеріальну точку заданої маси (m), до якої прикладені аеродинамічні сили, сила тяжіння, інерційні сили та шукані контактні рушійні сили (керуючі сили), що забезпечують необхідний режим руху по заданій просторовій криволінійній трасі.

Вводяться такі системи координат:

- земна, полюс та орієнтація осей якої визначається зручністю опису автомобільної траси;

- пов'язана з автомобілем, полюс і орієнтація осей якої визначається в інерціальному просторі природного тригранника.

В описаній постановці задачі математична модель допускає такі спрощення:

- центр мас автомобіля поєднується з полюсом зв'язаної системи координат;
- матриця інерції автомобіля вироджується в нуль-матрицю, тобто не розглядається динаміка обертального руху автомобіля.

Динаміка поступального руху автомобіля описується однією квазішвидкістю (W_τ) – проекцією вектора лінійної швидкості центра мас автомобіля на дотичну до траєкторії руху (траси) і двома квазіприскореннями (W_τ, W_n):

- тангенціальним (W_τ);
- нормальним (доцентровим W_n).

У цих припущеннях рівняння Ейлера-Лагранжа, що описують кінетику автомобіля, набуває простої форми:

$$\begin{pmatrix} 0 \\ W_\tau \\ W_n \\ 0 \end{pmatrix} = gA^t \cdot {}^tA^t \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} + \frac{qS}{m} R_d \cdot {}^tR_d \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ C_{1d} \\ C_{2d} \\ C_{3d} \end{pmatrix} + \frac{1}{m} \begin{pmatrix} 0 \\ N_\tau \\ N_n \\ N_b \end{pmatrix},$$

де m – маса автомобіля; g – прискорення сили тяжіння; q – швидкісний напір; S – характерна площа; C_{1d}, C_{2d}, C_{3d} – аеродинамічні коефіцієнти; W_τ, W_n – квазіприскорення; A – кватерніонна матриця в параметрах Родріга-Гамільтона, що визначають орієнтацію природного тригранника в земній системі координат; R_d – кватерніонна матриця, яка визначає орієнтацію аеродинамічних осей стосовно природних; N_τ, N_n, N_b – рушійні сили.

Схема кар'єрного автосамоскида, що має чотири опорні точки. У чотиріколісному автомобілі результівна рушійна сила \bar{N} підлягає розподілу між чотирма опорним точкам (K_1, K_2, K_3, K_4) з урахуванням ознаки ведучого-веденого колеса у вигляді системи чотирьох еквівалентних контактних рушійних сил ($\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \bar{Q}_3, \bar{Q}_4$).

Відповідна динамічна модель наводиться на рисунку 1.

Тут геометричні параметри та динамічне навантаження взято у вигляді зв'язаної системи координат, тобто:

$$O_1K_1 = h_1^T; \quad O_1K_2 = h_2^T; \quad O_2K_3 = h_3^T; \quad O_2K_4 = h_4^T; \quad MO_1 = l_1; \quad MO_2 = l_2;$$

\bar{F}_1^T – динамічне навантаження на передню вісь; \bar{F}_2^T – динамічне навантаження на задню вісь.

Тоді для асиметричної тандемної конструктивної схеми знаходимо такі величини:

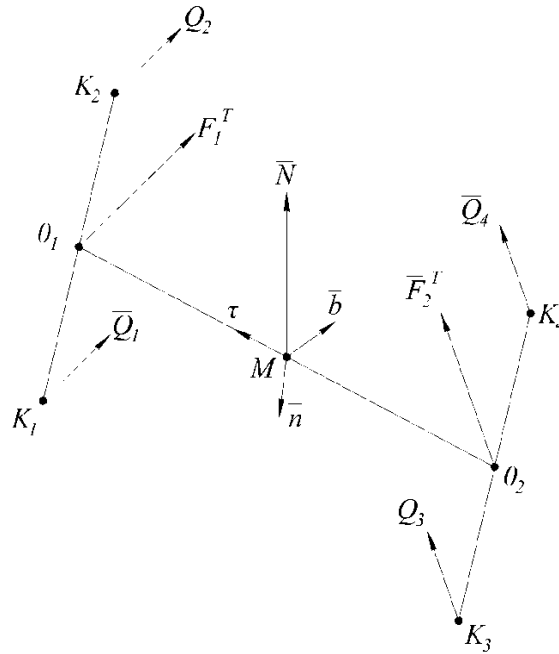


Рисунок 1 – Динамічна модель чотириколісного кар’єрного автосамоскида, побудована за тандемною схемою

$$\begin{aligned}
 Q_{1\tau}^T &= \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} F_{1\tau}^T; & Q_{1n}^T &= \frac{\mu_1}{1 + \mu_1} F_{1n}^T; & Q_{1b}^T &= \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} F_{1b}^T; \\
 Q_{2\tau}^T &= \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} F_{1\tau}^T; & Q_{2n}^T &= \frac{1}{1 + \mu_1} F_{1n}^T; & Q_{2b}^T &= \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} F_{1b}^T; \\
 Q_{3\tau}^T &= \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2\tau}^T; & Q_{3n}^T &= \frac{\mu_2}{1 + \mu_2} F_{2n}^T; & Q_{3b}^T &= \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2b}^T; \\
 Q_{4\tau}^T &= \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2\tau}^T; & Q_{4n}^T &= \frac{1}{1 + \mu_2} F_{2n}^T; & Q_{4b}^T &= \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} F_{2b}^T,
 \end{aligned}$$

де μ_1 та μ_2 – задані проектні параметри, визначені таким чином:

$$\mu_1 = \frac{Q_{1n}^T}{Q_{2n}^T}, \quad \mu_2 = \frac{Q_{3n}^T}{Q_{4n}^T}.$$

Отже, стосовно повнопривідної конструктивної схеми в розгорнутому записі маємо такі залежності:

$$\begin{aligned}
 Q_{1\tau}^T &= \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{1+k} N_\tau; & Q_{1n}^T &= \frac{\mu_1}{1 + \mu_1} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} N_n; \\
 Q_{1b}^T &= \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} N_b;
 \end{aligned}$$

$$Q_{2\tau}^T = \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{1+k} N_\tau; \quad Q_{2n}^T = \frac{1}{1+\mu_1} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_n;$$

$$Q_{2b}^T = \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1+k} N_\tau; \quad Q_{3n}^T = \frac{\mu_2}{1+\mu_2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n;$$

$$Q_{3b}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1+k} N_\tau; \quad Q_{4n}^T = \frac{1}{1+\mu_2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n;$$

$$Q_{4b}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b.$$

У застосуванні до передньопривідної і заднепривідної конструктивних схем рушійні сили набувають таких значень:

$$Q_{1\tau}^T = \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{k-1} N_\tau; \quad Q_{2\tau}^T = \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{k-1} N_\tau;$$

$$Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{k-1} N_\tau; \quad Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{k-1} N_\tau;$$

$$Q_{1\tau}^T = \frac{h_2^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{1-k} N_\tau; \quad Q_{2\tau}^T = \frac{h_1^T}{h_1^T + h_2^T} \cdot \frac{k}{1-k} N_\tau;$$

$$Q_{3\tau}^T = \frac{h_4^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1-k} N_\tau; \quad Q_{4\tau}^T = \frac{h_3^T}{h_3^T + h_4^T} \cdot \frac{1}{1-k} N_\tau.$$

Аналогічно викладеному, поклавши в основу паралельну схему, будемо динамічну модель чотириколісного кар'єрного автосамоскида на рис. 2.

Тут геометричні параметри й динамічне навантаження задано в зв'язаній системі координат, а саме:

$$O_1 K_1 = l_1^{\text{II}}; \quad O_1 K_3 = l_3^{\text{II}}; \quad O_2 K_2 = l_2^{\text{II}}; \quad O_2 K_4 = l_4^{\text{II}}; \quad M O_1 = h_1; \quad M O_2 = h_2;$$

\bar{F}_1^{II} – динамічне навантаження на лівий борт самоскида; \bar{F}_2^{II} – динамічне навантаження на правий борт самоскида.

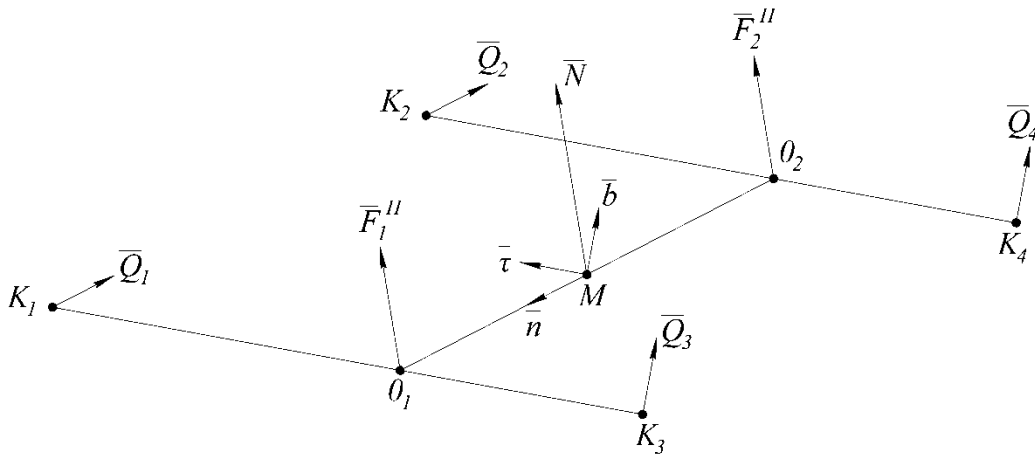


Рисунок 2 – Динамічна модель чотириколісного кар’єрного автосамоскида, побудована за паралельною схемою

Тоді, для асиметричної паралельної конструктивної схеми, знаходимо

$$Q_{1\tau}^{\Pi} = \frac{k_1}{1+k_1} F_{1\tau}^{\Pi}; \quad Q_{1n}^{\Pi} = \frac{l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} F_{1n}^{\Pi}; \quad Q_{1b}^{\Pi} = \frac{l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} F_{1b}^{\Pi};$$

$$Q_{3\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1+k_1} F_{1\tau}^{\Pi}; \quad Q_{3n}^{\Pi} = \frac{l_1^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} F_{1n}^{\Pi}; \quad Q_{3b}^{\Pi} = \frac{l_1^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} F_{1b}^{\Pi};$$

$$Q_{2\tau}^{\Pi} = \frac{k_2}{1+k_2} F_{2\tau}^{\Pi}; \quad Q_{2n}^{\Pi} = \frac{l_4^{\Pi}}{l_2^{\Pi} + l_4^{\Pi}} F_{2n}^{\Pi}; \quad Q_{2b}^{\Pi} = \frac{l_4^{\Pi}}{l_2^{\Pi} + l_4^{\Pi}} F_{2b}^{\Pi};$$

$$Q_{4\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1+k_2} F_{2\tau}^{\Pi}; \quad Q_{4n}^{\Pi} = \frac{l_2^{\Pi}}{l_2^{\Pi} + l_4^{\Pi}} F_{2n}^{\Pi}; \quad Q_{4b}^{\Pi} = \frac{l_2^{\Pi}}{l_2^{\Pi} + l_4^{\Pi}} F_{2b}^{\Pi},$$

де k_1 та k_2 – задані проектні параметри, визначені таким чином:

$$k_1 = \left| \frac{Q_{1\tau}^{\Pi}}{Q_{3\tau}^{\Pi}} \right|, \quad k_2 = \left| \frac{Q_{2\tau}^{\Pi}}{Q_{4\tau}^{\Pi}} \right|.$$

Розгорнутий запис для повнопривідної конструктивної схеми набуває такого значення:

$$Q_{1\tau}^{\Pi} = \frac{k_1}{1+k_1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{1n}^{\Pi} = \frac{l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} \cdot \frac{\mu}{1+\mu} N_n;$$

$$Q_{1b}^{\Pi} = \frac{l_3^{\Pi}}{l_1^{\Pi} + l_3^{\Pi}} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_b;$$

$$Q_{3\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1+k_1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{3n}^{\Pi} = \frac{l_1^{\Pi}}{l_1^{\Pi}+l_3^{\Pi}} \cdot \frac{\mu}{1+\mu} N_n;$$

$$Q_{3b}^{\Pi} = \frac{l_1^{\Pi}}{l_1^{\Pi}+l_3^{\Pi}} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_b;$$

$$Q_{2\tau}^{\Pi} = \frac{k_2}{1+k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{2n}^{\Pi} = \frac{l_4^{\Pi}}{l_2^{\Pi}+l_4^{\Pi}} \cdot \frac{1}{1+\mu} N_n;$$

$$Q_{2b}^{\Pi} = \frac{l_4^{\Pi}}{l_2^{\Pi}+l_4^{\Pi}} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_b;$$

$$Q_{4\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1+k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{4n}^{\Pi} = \frac{l_2^{\Pi}}{l_2^{\Pi}+l_4^{\Pi}} \cdot \frac{1}{1+\mu} N_n;$$

$$Q_{4b}^{\Pi} = \frac{l_2^{\Pi}}{l_2^{\Pi}+l_4^{\Pi}} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_b.$$

Відповідно, для передньопривідної схеми:

$$Q_{1\tau}^{\Pi} = \frac{k_1}{k_1-1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{3\tau}^{\Pi} = \frac{1}{k_1-1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau};$$

$$Q_{2\tau}^{\Pi} = \frac{k_2}{k_2-1} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{4\tau}^{\Pi} = \frac{1}{k_2-1} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}$$

і задньопривідної:

$$Q_{1\tau}^{\Pi} = \frac{k_1}{1-k_1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{3\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1-k_1} \cdot \frac{h_2}{h_1+h_2} N_{\tau};$$

$$Q_{2\tau}^{\Pi} = \frac{k_2}{1-k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}; \quad Q_{4\tau}^{\Pi} = \frac{1}{1-k_2} \cdot \frac{h_1}{h_1+h_2} N_{\tau}.$$

Відзначимо, що отримані аналітичні розв'язки задач, відповідні до тандемної і паралельної динамічних схем, істотно спрощуються у разі використання симетричної компоновки чотирикільного екіпажа. Вводяться наступні обмеження на геометричні параметри:

$$h_1^T = h_2^T = h_3^T = h_4^T = h; \quad l_1^{\Pi} = l_2^{\Pi} = l_1; \quad l_3^{\Pi} = l_4^{\Pi} = l_2; \quad h_1 = h_2 = h.$$

Обмеження на динамічні проектні параметри мають такий вигляд:

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu = 1; \quad k_1 = k_2 = k.$$

Тоді розв'язання, отримані в застосуванні до тандемної та паралельної динамічних моделей для повнопривідного чотириколісного кар'єрного автосамоскида, виявляються однаковими і набувають такого вигляду:

$$Q_{1\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{1+k} N_{\tau}; \quad Q_{1n} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_n; \quad Q_{1b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{2\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{k}{1+k} N_{\tau}; \quad Q_{2n} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_n; \quad Q_{2b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{3\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+k} N_{\tau}; \quad Q_{3n} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n; \quad Q_{3b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b;$$

$$Q_{4\tau} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1+k} N_{\tau}; \quad Q_{4n} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_n; \quad Q_{4b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2} N_b.$$

Аналогічний результат отримуємо для передньопривідного і задньопривідного чотириколісного кар'єрного автосамоскида. Отриманий результат може служити критерієм верифікації запропонованого методу визначення контактних динамічних сил.

Висновки. Запропоновано каскадний метод визначення контактних рушійних-керуючих сил кар'єрного автосамоскиду в динаміці на підставі рівнянь кінетостатики. Метод може застосовуватися для автомобілів із структурними схемами, що мають чотири опорні точки, у ньому враховано ознаки ведучого-веденого колеса. Отримані результати дозволяють покращити точність моделювання просторового руху кар'єрних автосамоскидів та створюють передумови для проектування автомобільних доріг, у конструкції та геометрії враховано технічні можливості та будову автомобілів, задовольняють вимоги технологічних процесів і зменшують шкідливий вплив на технічний стан рухомого транспорту.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Монастирський, Ю.А. Аналіз парків кар'єрних самоскидів підприємств центральної частини України / Ю.А. Монастирський, А. В. Гальченко, А. С. Вівчарик // Вісник НТУ «ХП». – Харків: НТУ«ХП», 2014. – №9 (1052). – С. 38-42.
2. Kravets, V.V. Evaluation of the Centrifugal, Coriolis and Gyroscopic Forces on a Railroad Vehicle Moving at High Speed. / V.V. Kravets, T.V. Kravets // Int. Appl. Mech. - 2008. – 44. - №.1. - P. 101-109.
3. Control of tandem-type two-wheel vehicle at various motion modes along spatial curved lay of line. / O. Beshta, V. Kravets, K. Bas [and others] // Power Engineering, Control and Information Technologies in Geotechnical Systems, Taylor and Francis Group, London. – 2015. - P. 27-32.
4. Управляемость двухколесного тандемного экипажа на криволинейной трассе / В.В. Кравец, К.М. Басс, Т.В. Кравец, Н.С. Зубарев // Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів. – Одеса-Коблево: Військова академія, 2015. – С. 114-117.
5. Герасюта, Н. Ф. Динамика полета: Основные задачи динамического проектирования ракет / Н. Ф. Герасюта, А. В. Новиков, Н. Г. Белецкая ; под ред.: С. Н. Конюхов . – Днепропетровск : Гос. конструкторское бюро "Южное" им. М.К.Янгеля, 1998 . – 365 с.

6. Dynamic Design of Ground Transport With the Help of Computation Experiment./ V.V. Kravets, K.M. Bass, T.V. Kravets, L.A. Tokar // *Mechanics, Materials Science and Engineering*. – 2015. - Vol. 1. - pp. 105-111.

7. Kravets, V. Mathematical model of a path and hodograph of surface transport /V. Kravets, T. Kravets, K. Bas, L. Tokar // *Transport problems*. – 2014. – Pp. 830-841.

8. Kravets, V.V. Using quaternion matrices to describe the kinematics and nonlinear dynamics of an asymmetric rigid body/, V.V. Kravets, T.V. Kravets, A.V. Kharchenko // *Int. Appl. Mech.* – 2009. – 44. - № 2. – Pp. 223-232.

9. Elements of Calculus Quaternionic Matrices And Some Applications In Vector Algebra And Kinematics/ G.G. Pivnyak, V. V. Kravets, K. M. Bas [and others] // *Mechanics, Materials Science & Engineering* – 2016. - Vol. 3. - pp. 46-56.

REFERENCES

1. Monastirskiy, U.A., Galchenko, A.V. and Vivcharik, A.S. (2014), «Analysis park open-pit dump-trucks enterprise of the central part of Ukraine», *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding*, NTU «KhPI», Kharkiv, no. 9 (1052), pp. 38-42

2. Kravets, V.V. and Kravets, T.V. (2008), «Evaluation of the Centrifugal, Coriolis and Gyroscopic Forces on a Railroad Vehicle Moving at High Speed», *Int. Appl. Mech.*, 44, no. 1, pp. 101-109.

3. Beshta, O., Kravets, V., Bas, K., Kravets, T. and Tokar, L. (2015), «Control of tandem-type two-wheel vehicle at various motion modes along spatial curved lay of line», *Power Engineering, Control and Information Technologies in Geotechnical Systems*, Taylor and Francis Group, London, pp. 27-32.

4. Kravets, V.V., Bass, K.M., Kravets, T.V. and Zubarev, N.S. (2015), «Dirigibility of two-wheeler tandem crew on a curvilinear route», *Novitni shlyakhy stvorenyya, tekhnichnoi ekspluatatsii, remontu i servisu avtomobiliv*, Odesa-Koblevo: Viyskova Akademiya, pp. 114-117.

5. Gerasiuta, N.F., Novikov, A.V. and Beletskaya, M.G. (1998), *Dinamika polyota: Osnovnye zadachi dinamicheskogo proektirovaniya raket* [Flight dynamics. Key tasks of dynamic design of rockets], M.K. Yangel State Design Office “Yuzhnoe”, Dnipropetrovsk, UA.

6. Kravets, V.V., Bass, K.V., Kravets, T.V. and Tokar, L.A. (2015), «Dynamic Design of Ground Transport With the Help of Computation Experiment», *Mechanics, Materials Science and Engineering*, Vol. 1, pp. 105-111.

7. Kravets, V., Kravets, T., Bas, K. and Tokar, L. (2014), «Mathematical model of a path and hodograph of surface transport», *Transport problems*, Pp. 830-841.

8. Kravets, V.V., Kravets, T.V., Kharchenko, A.V. (2009), «Using quaternion matrices to describe the kinematics and nonlinear dynamics of an asymmetric rigid body», *Int. Appl. Mech.*, 44, no.2, pp. 223-232.

9. Pivnyak G.G., Kravets, V.V., Bas, K.V., Kravets, T.V. and Tokar, L.A. (2016), «Elements of Calculus Quaternionic Matrices And Some Applications In Vector Algebra And Kinematics», *Mechanics, Materials Science & Engineering*, Vol 3, pp. 46-56.

Про авторів

Бас Костянтин Маркович, кандидат технічних наук, доцент, докторант кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна, k.m.bas.69@gmail.com

About the authors

Bas Kostiantyn Markovych, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Associate Professor, Doktorant of Department of Motor Vehicles, National Transport University, Kyiv, Ukraine, k.m.bas.69@gmail.com

Аннотация. На основании нелинейных уравнений Эйлера-Лагранжа предложена детерминированная математическая модель кинетики карьерного автосамосвала при различных режимах движения в пространстве по криволинейной трассе. Согласно уравнениям кинетостатики разработан каскадный метод определения контактных движущих управляющих сил карьерного автосамосвала в динамике с применением структурных схем, имеющих четыре опорные точки с учетом признака ведущего-ведомого колеса.

Полученные результаты, за счет использования методов матричных вычислений, позволяют улучшить точность моделирования пространственного движения карьерных автосамосвалов и создают предпосылки для обустройства более рациональной сети технологических автомобильных дорог на горных предприятиях.

Ключевые слова: кинетика автомобиля, динамическая модель, результирующая движущая сила, тандемная и параллельная динамические модели.

Annotation. The deterministic mathematical model of the dump-truck kinetics, which is based on the non-linear Euler-Lagrange equations, is proposed for different modes of the dump-truck spatial motion along the curvilinear road. The kinetostatics equations were used in development of cascade method for determining contact driving and controlling forces of the dump truck in dynamics with the help of structural schemes with four supporting points and features of the driving-driven wheel.

Results obtained with the help of matrix technique make it possible to improve accuracy of modeling of the dump truck spatial motion and create basis for designing more rational network of technological motor roads in the mining enterprises.

Key-words: kinetics of vehicle, dynamic model, resulting driving force, tandem and parallel dynamic models.

Статья поступила в редакцию 2.12.2017

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук М.С. Четвериком