

## Вплив збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» на формування динамічних навантажень на підйомно-зчеплювальний пристрій

*Мета дослідження – виявлення впливу збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» на формування динамічних навантажень на підйомно-зчеплювальний пристрій. Розроблена математична модель збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» для жорсткої та пружної підвіскої автосамоскида при відриві його передніх коліс. Розраховані коефіцієнти динамічності для різних режимів буксирування. Проведено експериментальне дослідження динамічних навантажень на підйомно-зчеплювальний пристрій буксировщика БКА-110 при буксируванні автосамоскида БілАЗ-548. Проведене дослідження сприяє науково обґрунтованому вибору параметрів підйомно-зчеплювальних пристроїв. Іл. 1. Табл. 1. Бібліогр.: 5 назв.*

**Ключевые слова:** математична модель, збурений рух, буксировщик, кар'єрний автосамоскид, підвіска, динамічне навантаження, підйомно-зчеплювальний пристрій

*The purpose of research – discovering of system «motor tug-dumper» disturbance motion on lifting-coupling gear dynamic loads forming influence. The mathematical model of system «motor tug-dumper» disturbance motion for dumper rigid and elastic suspension, when dumper front wheels are lifted, has been worked out. The dynamic factors for variation of towing has been calculated. The experimental research of dynamic loads on motor tug BKA-110 lifting-coupling gear for mining dumper BelAZ-548 towing has been carried out. This research promotes scientifically based choice of lifting-coupling gears parameters.*

**Keywords:** mathematical model, disturbance motion, motor tug, mining dumper, suspension, dynamic load, lifting-coupling gear

### Постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями

Прогрес гірничої промисловості тісно пов'язаний з розвитком відкритих розробок корисних копалин, де у транспортному обслуговуванні чільне місце займають автосамоскиди. У складних умовах експлуатації вони часто руйнуються на великій глибині кар'єрів, коли виникає потреба доставки техніки у стаціонарні механічні майстерні для наступного ремонту. В умовах обмеженого простору та великих уклонів технологічних доріг у кар'єрах для цієї мети служать спеціально обладнані буксировщики, які дозволяють оперативно підхоплювати і транспортувати зруйновані автосамоскиди. Така схема буксирування конструктивно проста, досить автономна. Разом з тим потребує додаткових досліджень по формуванню зовнішніх навантажень на підйомно-зчеплювальні пристрої, по динаміці системи «буксировщик-автосамоскид» для науково обґрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Буксировщики розробляються на базі автосамоскидів БілАЗ шляхом переобладнання, а саме установки підйомно-зчеплювального пристрою замість кузова. Параметри основних силових елементів підйомно-зчеплювальних пристроїв визначаються з проектувального розрахунку на міцність, який не враховує ряду навантажень, пов'язаних з коливаннями системи «буксировщик-автосамоскид»

при русі по нерівностях технологічних доріг.

У роботі [1] окреслена проблема автосамоскидів, відзначається, що у науковій літературі практично відсутні матеріали, присвячені розробці та дослідженню підйомно-зчеплювальних пристроїв. Роботи [2], [3] присвячені динаміці дволанкових колісних машин, вони висвітлюють шлях визначення розрахункових навантажень на несучі конструкції. У роботі [4] описані нерівності, які трапляються на технологічних дорогах і спричиняють підвищення динамічних навантажень.

**Невирішеною частиною загальної проблеми є** відсутність науково-методичного забезпечення проектування підйомно-зчеплювальних пристроїв.

**Постановка завдання статті** полягає у виявленні впливу збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид» на формування динамічних навантажень на підйомно-зчеплювальний пристрій буксировщиків кар'єрних автосамоскидів.

### Викладення основного матеріалу дослідження

У плані науково обґрунтованого призначення металомісткості підйомно-зчеплювальних пристроїв вирішальну роль відіграють динамічні навантаження, які характеризуються певними коефіцієнтами динамічності. Формування динамічних навантажень досліджується на шляху вивчення коливань системи «буксировщик-автосамоскид». Для отримання картини кінематичних збурень обрана найбільш важка ділянка технологічної дороги. Заміри параметрів шляху, їх статистична обробка дозволили кінематичне

збурення апроксимувати функцією, головна гармоніка якої є синусоїдою з довжиною хвилі  $l_0 = 2$  м і розмахом  $A = 0,3$  м.

Схема буксирування автосамоскида захватом спереду при пружній задній підвісці надана на рисунку, де залучені наступні позначення і характерні розміри:  $l_1$  – відстань по горизонталі від передньої осі до центра маси автосамоскида;  $l_2$  – відстань по горизонталі від заднього моста до центра маси автосамоскида;  $l_3$  – відстань по горизонталі від передньої осі до опорної точки автосамоскида;  $l_4$  – відстань по горизонталі від заднього моста до опорної точки кузова.

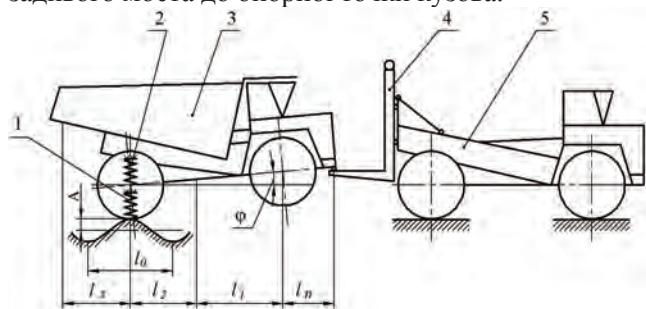


Рис. Схема буксирування зчеплюванням спереду: 1 – пружний елемент колеса; 2 – пружний елемент підвіски автосамоскида; 3 – автосамоскид; 4 – підйомно-зчеплювальний пристрій; 5 – буксирівць

При буксируванні автосамоскида захватом спереду при жорсткій задній підвісці диференціальне рівняння коливань автосамоскида отримано у формі рівняння Лагранжа другого роду і має наступний вигляд

$$\ddot{\varphi} + \frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} \varphi = \frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)}{2J_1} A \sin \omega t, \quad (1)$$

де  $n_{uu}$  – кількість шин задньої підвіски;  $C_{uu}$  – коефіцієнт радіальної жорсткості однієї шини задньої підвіски, Н/м;  $A$  – розмах апроксимуючої функції кінематичного збурення, м;  $\omega$  – кругова частота кінематичного збурення, 1/с;  $J_1$  – момент інерції автосамоскида відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м<sup>2</sup>.

Розв'язання рівняння (1)

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \frac{1}{\left| 1 - \frac{4\pi J_1 v^2}{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2} \right|} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (2)$$

Відповідна критична швидкість

$$v_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{n_{uu} C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_1}}. \quad (3)$$

При буксируванні автосамоскида захватом спереду при пружній задній підвісці диференціальні рівняння коливань автосамоскида отримано у формі рівняння Лагранжа другого роду і мають наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} J_{m3} \ddot{\varphi} + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \varphi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y &= 0; \\ -n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \varphi + m_{n3} \ddot{y} + (n_n C_n + n_{uu} C_{uu}) y &= n_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де  $m_{n3}$  – маса невіднесених частин автосамоскида, кг;  $v$  – швидкість буксирування, м/с;  $J_{n1}$  –

момент інерції підресорних частин автосамоскида при захваті спереду відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м<sup>2</sup>;  $n_n$  – кількість пружних елементів задньої підвіски;  $C_n$  – коефіцієнт жорсткості одного пружного елемента задньої підвіски, Н/м;

$$A_1 = n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2) \times \frac{A}{2} \left\{ \frac{J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2} \right\}; \quad (5)$$

$$A_2 = \left[ n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \omega^2 \right] \left\{ \frac{J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_{n1} m_{n3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2} \right\}. \quad (6)$$

Як це виходить з виразу (6), амплітуда коливань невіднесених мас обертається у нуль при швидкості буксирування

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n1}}}. \quad (7)$$

Безпосередньо з виразів (5) і (6) отримано частотне рівняння

$$J_{n1} m_{n3} (\omega^2)^2 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 = 0. \quad (8)$$

Власні кругові частоти

$$\omega_{1,2} = \left\{ \frac{J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_{n1} m_{n3}} \mp \left[ \frac{(J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{uu} C_{uu} + m_{n3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2)^2 - 4 J_{n1} m_{n3} n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2}{(2 J_{n1} m_{n3})^2} \right]^{1/2} \right\}^{1/2}. \quad (9)$$

визначають відповідні критичні швидкості буксирування.

Підвищення навантаження на вузли підвіски автосамоскидів при русі по нерівностях доріг характеризується коефіцієнтом динамічності, який залежить від конструктивних особливостей підвіски, параметрів шляху, швидкості руху і визначається наступною залежністю

$$K_{\partial} = 1 + \frac{h_{\partial}}{h_c}, \quad (10)$$

де  $K_{\partial}$  – коефіцієнт динамічності;  $h_{\partial}$  – амплітуда коливань, м;  $h_c$  – статичний прогин пружного елемента, м.

На прикладі буксирування автосамоскида БілАЗ-548 виконані розрахунки коефіцієнтів динамічності в залежності від способу захвату, типу підвіски, відповідні результати наведені у таблиці.

Таблиця. Залежність коефіцієнтів динамічності від умов буксирування автосамоскидів БілАЗ-548

Спосіб захвату, тип підвіски	Швидкість, км/год			
	10	20	30	40
Захват спереду, жорстка підвіска	2,2	7,3	15,8	41,3
Захват спереду, пружна підвіска	1,3	4,9	P*	6,5

P\* – резонансний режим.

На базі проведеного теоретичного дослідження у ВАТ «Транспрогрес» (Маріуполь) розроблений, на заводі «Авторемгормаш» (Белгород) виготовлений дослідний зразок буксировщика кар'єрних автосамоскидів БКА-110, який підлягав експериментальному дослідженню з метою перевірки на адекватність ряду наукових положень математичної моделі формування розрахункових зусиль і виявлення його експлуатаційної придатності. Експериментальне дослідження проведене на Північному гірничо-збагачувальному комбінаті (Кривий Ріг).

На шляху експериментального дослідження розроблені програма і методика визначення коефіцієнтів динамічності, у тому числі запропонований наступний вираз:

$$K_{\partial} = \frac{\sigma_{\partial}}{\sigma_c}, \quad (11)$$

де  $K_{\partial}$  – коефіцієнт динамічності;  $\sigma_{\partial}$  – напруження в конструкції при динамічному прикладенні навантаження, Па;  $\sigma_c$  – напруження в конструкції при статичному прикладенні навантаження, Па.

В основу вимірювання напружень покладений тензометричний метод з залученням стандартної апаратури, пристосованої до живлення постійним струмом при напрузі 12 В і 24 В – підсилювач Топаз-3, осцилограф К12-22 відповідно [5]. З цією метою використовуються гнучкі месдозы, обладнані дровими тензорезисторами з базою 20мм і номінальним опором 200 Ом. Тарировка відбувається посереднім способом з залученням балки рівного опору. У робоче положення месдозы встановлюються за допомогою точкового зварювання по контуру.

Визначення коефіцієнтів динамічності відбувалося при буксированні автосамоскида БілАЗ-548 буксировщиком БКА-110. Для цього у кореневій зоні консолі рухомої штанги встановлюються дві месдозы на однаковому віддаленні від бокових стінок. Запис напружень відбувався на ділянці дороги довжиною 50м з нерівностями, які відповідають синусоїдальному профілю з довжиною хвилі 2 м і розмахом 0,3 м. У результаті виявлено, що погрішність визначення коефіцієнтів динамічності у вузлах зчеплювання буксировщика і автосамоскида за математичною моделлю пружної підвіски не перевищує 8,3 % при швидкості 10 км/год і 8,9 % при швидкості 20 км/год, за математичною моделлю жорсткої підвіски не перевищує 10% при швидкості 10 км/год і 10,6 % при швидкості 20 км/год.

Таким чином, розроблені математичні моделі дають задовільну збіжність теорії та експерименту і можуть служити підставою для розрахунку коефіцієнтів динамічності та визначення розрахункових навантажень на підйомно-зчеплювальні пристрої буксировщиків.

Випробування на міцність буксировщиків БКА-

110, а також досвід експлуатації експериментального зразка у кар'єрних умовах Північного гірничо-збагачувального комбінату (Кривий Ріг) продемонстрували повну адекватність розрахунків на міцність, працездатність і експлуатаційну придатність цієї машини.

### Висновки

Розроблена математична модель системи «буксировщик-автосамоскид» враховує тип підвіски автосамоскида, який буксировується, спосіб його зачеплення, сприяє науково обґрунтованому вибору прийнятних режимів буксировування в залежності від стану технологічних доріг, у тому числі визначає критичні швидкості, які відповідають появі резонансних режимів.

Випробування на міцність буксировщиків кар'єрних автосамоскидів враховують конструктивні особливості, специфіку використання таких машин в умовах відкритих гірничих розробок; випробування на міцність буксировщика кар'єрних автосамоскидів БКА-110 продемонструвало задовільну збіжність результатів розрахунку на міцність та експериментальних даних, повну експлуатаційну придатність, високу надійність таких машин у реальних умовах їх застосування.

### Бібліографічний список

1. К вопросу о проектировании подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов / В.О. Бейгул, А.Л. Лепетова, Л.Н. Ширин // Сб. науч. тр. КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Керчь: КМТИ, 2006. – Вып. 7. – С. 103–106.
2. Аналитическое исследование колебаний системы «тягач-прицеп» / Г.П. Веселов, А.Н. Густомясов, В.И. Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 5. – С. 92–97.
3. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г. Лобас, Ю.Л. Ващенко // Прикладная механика. – 1991. – Т.27. – №12. – С. 85–91.
4. Статистические характеристики микропрофиля автомо-бильных дорог и колебания автомобиля / В.Л. Афанасьев, А.А. Хачатуров // Автомобильная промышленность. – 1996. – №2. – С. 23–27.
5. Экспериментальные методы исследования деформации и напряжений: Справочное пособие / Касаткин Б.С., Кудрин А.Б., Лобанов Л.М. и др.; отв. ред. Б.С. Касаткин. – К.: Наукова думка, 1981. – 584 с.

Поступила 03.10.2013.