

*К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа, канд-ти техн. наук, С.О. Федоряченко
(Україна, Дніпропетровськ, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»)*

ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ШАХТНИХ ВАГОНЕТОК

Вступ. Однією з найбільш важливих ланок у технологічному ланцюзі підземного видобутку є процес переміщення і доставки корисних копалин і породи на поверхню, у тому числі операції з транспортування, навантаження в межах очисного забою і по магістральних виробках до ствола шахти.

При підземній розробці використовується широка номенклатура машин різного функціонального призначення, основні групи яких складають гірничі транспортні машини і комплекси, які обслуговують основні технологічні процеси гірничих робіт.

У вітчизняній гірничовидобувній промисловості з переважним заляганням корисних копалин у горизонтальних гірничих виробках для транспортування використовують локомотивну електровозну відкатку. Зчіпна вага застосовуваних шахтних електровозів складає 40–280 кН, об'єм вагонеток 0,8–9 м³. Вантажопідйомність одного потягу може досягати 180–200 т, а середня довжина транспортування становить 1,5–2 км, в окремих випадках 3–4 км.

Основною вантажною транспортною одиницею при даному способі транспортування є вагонетка. Тому до неї ставляться високі вимоги з надійності, безпеки та ін.

Незважаючи на великий типорозмірний ряд застосовуваних на гірничих підприємствах вагонеток, не повною мірою залишається вирішеним питання їх надійності. Середній термін служби складає 3–4 роки (при нормативі близько 5-ти років), кузова вагонеток – 2–4 роки, колісних пар – 1–2 роки, зчіпки – від 6 місяців до 2 років [6].

Умови експлуатації шахтних вагонеток відрізняються високою абразивністю матеріалу, що транспортується, і концентрацією атмосферних суспензій, значною вологістю, великими динамічними навантаженнями на ходову частину, внаслідок недосконалості рейкового шляху. Термін служби вагонеток також залежить від фізико-механічних характеристик корисних копалин, що транспортуються. Тому забезпечення ефективної та надійної роботи вагонеток, незалежно від їх типу та виконуваної роботи в технологічному ланцюзі, вимагає високої надійності і довговічності всіх конструктивних елементів.

Щонайбільшому зносу підлягає ходова частина вагонеток, а саме: колісні пари (скати) [6]. Швидкий знос і вихід з ладу скатів, деформацію рами і кузова, пошкодження тягово-зчіпних органів викликають значні динамічні навантаження, які виникають при проходженні стиків та інших недосконалостях шахтного рейкового шляху.

Тому *метою роботи є* зниження динамічних навантажень, що сприймаються ходовою частиною в процесі руху по рейковій колії та вдосконалення конструкції скатів вагонеток.

Матеріали і результати досліджень. Виникнення динамічних навантажень в ходовій частині відбувається в процесі розгону та гальмування потягу, руху по нерівностях рейкового шляху, криволінійних ділянках тощо. Експериментально встановлено, що найбільшого навантаження, яке сприймає ходова частина, виникає при русі по нерівностях на стиках рейок [1].

Одним із способів зниження динамічних навантажень на ходову частину вагонеток є застосування амортизуючих елементів, розміщених між віссю колеса і рамою. Найбільш поширеними є: гумометалеві амортизатори – гасіння коливань здійснюється в результаті складних деформацій і зміни форми гуми; циліндричні пружини з гідравлічними гасителями. Однак, такі типи амортизуючих елементів не захищають від динамічних навантажень колеса, які безпосередньо взаємодіють з рейковою колією без пружних елементів. Тому деякі амортизатори виконуються з гумометалевим пружно-дисипативним елементом в маточині колеса, знижуючи тим самим невіднесеному масу ходової частини [7].

Слід зазначити, що для вагонеток із жорстким кріпленням осі напівскатів до кузова або із жорсткістю пружних амортизаторів понад 25 МН/м, динамічне навантаження на задні осі більше, ніж навантаження, що діє на передні (20–25%) при наїзді на зустрічний рейковий стик [1]. Це відбувається через істотні осциляції зусиль на кронштейнах задньої осі при наїзді переднього колеса на перевищення стику. При зменшенні невіднесеної маси і зниження жорсткості амортизаторів динамічна складова зусиль зменшується як на передніх, так і на задніх осях.

На рис.1 розглянуто залежності максимальних динамічних складових навантажень, які прикладаються до кронштейнів передньої осі вагонетки залежно від жорсткості амортизаторів C , швидкості руху вагонетки V , діаметра колеса R , висоти нерівності стику h , маси вагонетки m , жорсткості рейкового шляху C_p . Залежності наведені в роботі [1] для вагонетки, що рухається по зустрічній сходинці стику.

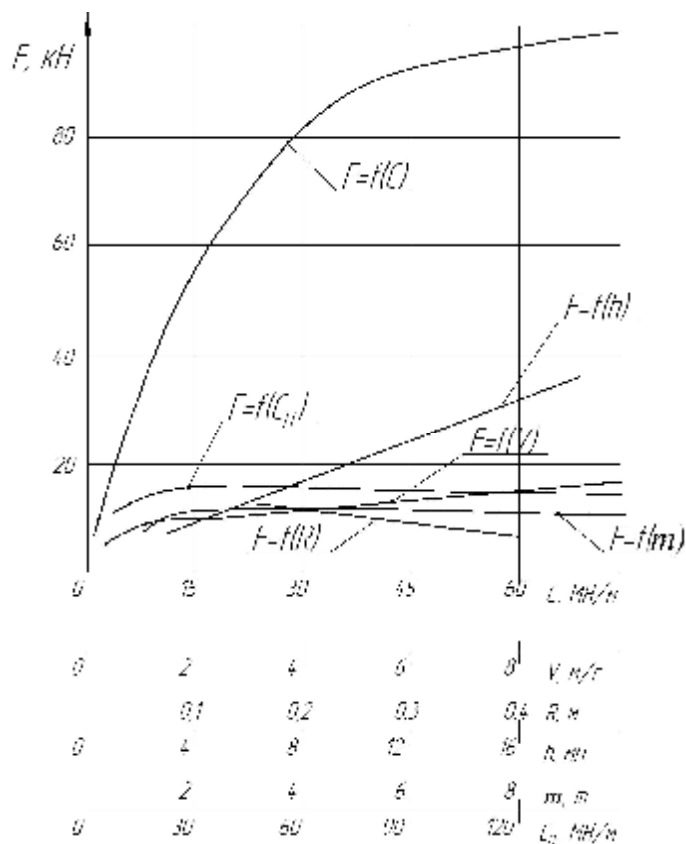


Рис. 1. Характеристика динамічного навантаження ходової частини вагонетки залежно від умов експлуатації

при штовханні на 15–20% більш, ніж при тязі. При інерційному русі або в режимі штовхання поворот вагонетки можливий за рахунок нормального тиску рейки на колесо та їх фрикційної взаємодії.

Великими навантаженнями супроводжується проходження вагонеткою кривої ділянки шляху при одночасному контакті реборд передньої і задньої осей з головою рейки в режимі штовхання, що викликає обертальний момент відносно центру мас вагонетки. При цьому на колеса вагонетки діють сила тягіння Q , сила інерції P_i , сила тяги (сила штовхання); сила нормального тиску реборди на рейку, сила тертя реборди по рейках. При осьовому зсуві коліс вагонетки відносно рейки виникає сила опору в точці контакту обода і рейки, яка діє по нормалі до напрямку руху. Ці сили мають значний вплив при непаральності осей.

Для зменшення величини опору руху на кривих ділянках, зниження динамічної складової при проходженні стиків та інших локальних і систематичних недосконалостей шляху авторами пропонується конструкція колеса з пружно встановленим центром, розрахункова схема якого на рис. 2 [5].

Пружно змонтований колісний центр дозволяє знизити невіднесорену вагу ходової частини вагонетки, що також призводить до зменшення динамічного навантаження зони контакту колеса і рейки.

Додаткова рухливість колеса (φ_z, φ_y) зменшує число надлишкових зв'язків конструкції і дозволяє з меншими втратами енергії проходити криволінійні ділянки траєкторії шляху. Це стає можливим за рахунок деформації пружного елемента і повороту колеса щодо своєї осі на певну величину. Такий режим роботи викликає фіктивний радіус повороту колеса з центром, близьким до центру радіуса заокруглення шляху. Визначення раціональних характеристик пружно-дисипативного елемента коливальної системи стає одним із головних завдань, яке визначає ступінь кінематичної рухливості елемента і величину дисипації динамічних сил.

Вирішення цієї задачі дозволить підвищити довговічність підшипників і бандажів коліс шахтної вагонетки.

Для аналізу процесів, що виникають у з'єднаннях вузла, необхідною умовою є складання системи диференціальних рівнянь.

Згідно з результатами досліджень [7], динамічне навантаження на ходову частину вагонетки при проходженні стиків рейкового шляху може багаторазово перевищувати за величиною масу самої вагонетки.

Рух на криволінійних ділянках колії також є режимом, який викликає значні динамічні і статичні навантаження на ходову частину рейкового транспорту. Радіус кривизни обмежує швидкість руху, визначає знос ходових частин рухомого складу, допустимі значення інерційних навантажень, що передаються на вантаж і рейко-шпальну решітку. У свою чергу, входження на криволінійну ділянку, її проходження і вихід з неї є процесом інтенсивного зношування головки рейки, бандажів коліс та підвищеного зношування підшипників [1, 3, 7].

Проходження вагонеткою закруглених ділянок колії можливе в декількох режимах: під дією тягового зусилля, прикладеного до передньої колісної пари – поворот здійснюється за рахунок радіальної складової сили тяги, яка прикладається до зчипки; за рахунок реакції рейки при набіганні на нього реборди колеса. При цьому має місце тертя реборди по рейці. Опір руху шахтних вагонеток невеликої вантажопідйомності і з малою жорсткою базою

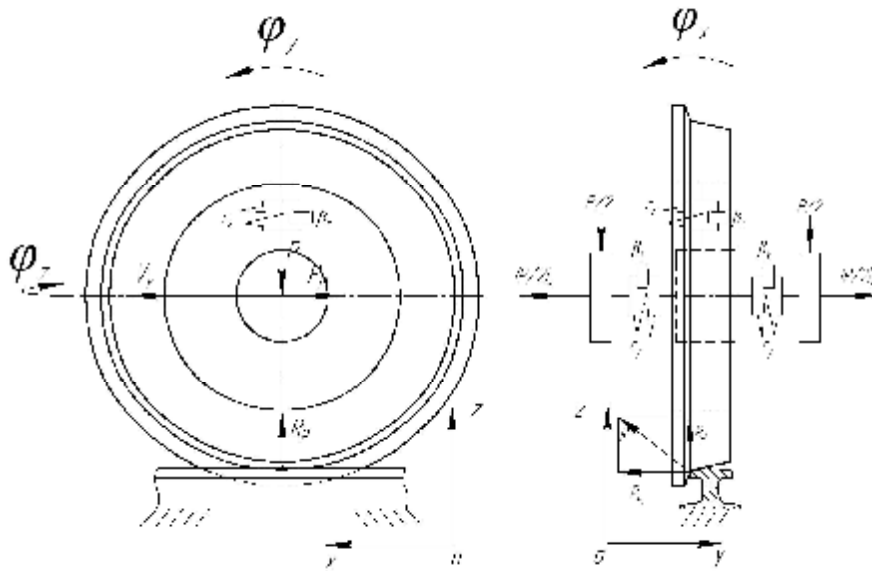


Рис. 2. Схема сил, які діють на колесо з пружно змонтованим центром

Коливальні процеси рейкових екіпажів описуються за допомогою диференціальних рівнянь другого порядку. Ці рівняння можуть бути складені методом, що об'єднує принцип можливих переміщень та принцип Д'Аламбера; за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду.

Основою дослідження коливань голономних систем з кінцевим числом ступеней свободи служать рівняння Лагранжа в узагальнених координатах. Рівняння складаються виходячи з припущення, що зв'язки, накладені на систему, – ідеальні і не мають реакцій. Величини, що визначають рух системи, безпосередньо пов'язані із заданими силами. Ці припущення характерні для розв'язуваної задачі, так як значення узагальнених координат у досліджуваній механічній системі визначаються за умови наявності голономного зв'язку, при якому $\mathbf{R}_i = \mathbf{j}_i R_i$, а сума елементарних робіт реакцій на всіх можливих переміщеннях системи дорівнює нулю.

Задача щодо визначення області стійких коливань ланок ходової частини з метою вибору оптимальних параметрів в'язкопружних елементів розв'язується за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду у вигляді

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

де t – час; T , Π , Φ – кінетична, потенційна енергії і функція розсіювання системи; q_i , \mathbf{q}_i – компоненти вектора узагальнених координат та їх похідних за часом; Q_i – компонента вектора узагальнених сил, які не мають потенціалу.

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \left(J_i \dot{\mathbf{j}}_i^2 + m_i \dot{\mathbf{q}}_i^2 \right), \quad (2)$$

де J_i – момент інерції i -го елемента; \mathbf{j}_i – узагальнені координати.

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n c j_i^2, \quad (3)$$

де c – крутильна жорсткість пружного елемента.

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n b_i \Delta j_i^2, \quad (4)$$

де b_i – коефіцієнт внутрішнього в'язкого опору пружного елемента.

Досліджуючи розглянуту механічну систему за допомогою рівнянь Лагранжа, необхідно знати величини кінетичної, потенційної енергій системи, функції розсіювання і роботи непотенційних сил на векторах можливих переміщень.

При заданих значеннях інерційних характеристик ланок кінематичної пари та зовнішніх збурюючих факторів можливо вирішити задачу з визначення параметрів пружних і пружно-дисипативних зв'язків системи. Це дозволить керувати величиною рухливості колеса. При цьому знизяться ударні динамічні навантаження, що сприймаються ребордою, за рахунок зменшення числа надлишкових зв'язків та додаткової рухливості кінематичної пари «колесо-опора» в межах її стійкого положення відносно рейкової колії.

Висновки. Причиною швидкого виходу з ладу опорних вузлів шахтних вагонеток є значні динамічні навантаження, які виникають при русі по шахтній рейковій колії. У поєднанні з абразивним середовищем відбувається передчасний знос та вихід з ладу скатів вагонеток. Авторами розроблено конструкцію опорного вузла, яка дозволяє знизити вплив динамічного навантаження та зменшити знос контактуючих елементів.

Список літератури

1. Выскребец, А. Н. Исследование динамического взаимодействия вагонетки и рельсового пути [Текст] / А. Н. Выскребец // Механика горных машин. – К.: Наук. Думка. – 1980. – С. 77 – 82.
2. Выскребец, А. Н. Исследование ударного взаимодействия колеса и рельса [Текст] / А. Н. Выскребец // Надежность горных и транспортных машин. – К.: Наук. думка. – 1985. – С. 29 – 32.
3. Гагр, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] / В. К. Гагр, Р. В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
4. Деркач, П. М. Экспериментальные исследования нагрузок на кронштейны колесных пар амортизированной вагонетки ВГ-2,5-900 [Текст] / П. М. Деркач, В. В. Говоруха, А. Н. Выскребец, Н. К. Шкурко // Динамика и прочность горных машин. – 1975. – Вып.3. – С. 69 – 72.
5. Патент № 59886 Україна, В61F 5/38. Шахтний візок / К. А. Зиборов, Г. К. Ванжа, В. Т. Костырко, С. А. Федоряченко (Україна).; Опубл. 10.06.2011, бюл. № 11 // Промислова власність. – 2003. – №4.
6. Пейсахович, Г. Я. Опыт эксплуатации и ремонта шахтных вагонеток (Обзор) [Текст] / Г. Я. Пейсахович. – М.: ЦНИЭИуголь, 1970. – 43 с.
7. Поляков, Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта [Текст] / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – К.: Наук. думка, 1973. – 199 с.

Рекомендовано до друку проф. Блохіним С.Є.