

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ШАХТНОЇ ВАГОНЕТКИ

С.О. Федоряченко, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», Україна

Проаналізовано сучасну конструкцію шахтних вагонеток та їх умови експлуатації. Запропоновано технічне рішення із підвищення стійкості руху вагонетки у криволінійних ділянках рейкового шляху. Викладено математичну модель руху шахтної вагонетки у взаємодії із рейковим полотном.

Не дивлячись на широке застосування конвеєрного транспорту на підприємствах гірничої промисловості, основним видом транспорту на горизонтальних виробках залишається локомотивна відкатка у складі потягів із вагонетками. На даний час в Україні серійно випускаються вагонетки різних типів: УВГ, ВГ, ВБ, ВО. Дані типи вагонеток характеризуються невисоким рівнем уніфікації та призначені для певних експлуатаційних умов [1]. Проте, вимоги до безпеки та надійності цих транспортних засобів дуже високі і повинні відповідати галузевим стандартам.

Задача визначення умов експлуатації та розробки відповідних технічних заходів щодо продовження терміну служби шахтних вагонеток та підвищення безпеки займає важливе місце у рамках дотримання вимог з охорони праці та техніко-економічних показників.

Характеристикою умов робочої середовища шахтних вагонеток є висока абразивність матеріалів, що транспортуються, агресивність атмосферних суспензій, висока вологість, високі динамічні навантаження на ходову частину внаслідок недосконалості рейкового шляху і властивостей виробки. Термін експлуатації вагонеток також залежить від фізико-механічних характеристик корисних копалин. Тому забезпечення ефективної та надійної роботи вагонеток, незалежно від їх типу та виконуваної роботи в технологічному ланцюзі, потребує високої надійності і довговічності всіх конструктивних елементів [1, 2]. Для вагонетки вона складає 3-4 роки (при нормативі 5 років), кузова вагонеток - 2-4 роки, колісних пар - 1-2 років, зчіпки - від 6 місяців до 2 років [2].

Враховуючи вище зазначене можна зробити висновок, що найбільш інтенсивного зносу зазнає ходова частина вагонеток. Відновлення та ремонт парку вагонеток виконуються переважно в умовах обмеженого робочого простору на території приствольного двору. Внаслідок недостатнього обслуговування значна частина вагонеток, що потребує капітального ремонту списується з балансу раніше нормативного терміну експлуатації.

Швидкий знос і вихід з ладу буксових вузлів, деформація рами і кузова, пошкодження тягово-зчіпних пристроїв викликані динамічними навантаженнями, які виникають при роботі технологічного обладнання при існуючих характеристиках рейкового шляху. Проходження рейкових стиків та інших недосконалостей шахтного рейкового шляху характеризується найбільшою динамічною складовою [3, 4, 5, 6, 7].

Встановлено, що максимальна динамічна складова виникає при русі вагонетки по одиничній нерівності [5, 6]. При розрахунку на міцність одним з лімітуючих факторів є максимальне динамічне навантаження, що сприймається вагонеткою.

Згідно [4], при русі екіпажу в кривій, крім високих динамічних навантажень реборда зовнішнього колеса знаходиться у фрикційній взаємодії з внутрішньою поверхнею рейок. Реакцією рейки є «відбивання» екіпажу до центру колії і, таким чином, проходження кривої. Причиною одностороннього фрикційного контакту колісної пари і рейки, що викликає інтенсивний знос бандажів колісних пар і рейок, підшипників буксових вузлів, як на кривих ділянках шляху, так і після виходу з них є недостатня величина радіального самоустановлення колісних пар. Все це також призводить до зносу контактуючих елементів фрикційної пари і високого динамічного навантаження підшипників колісних пар.

Тому зменшення динамічних навантажень, що сприймаються ходовою частиною вагонетки при русі в кривих і на прямолінійних ділянках колії шляхом вдосконалення конструкції

ходової частини, є одним з основних завдань підвищення ефективності роботи підземного транспорту.

Відсутність можливості самостійного вибору робочого положення колісною парою із умов раціонального розподілення складових сил фрикційної взаємодії реборди та рейки викликає знос зони контакту «колесо-рейка». Припустимими діапазонами розташування осі щодо рейкового шляху за рахунок присутності зазорів в підшипниках можна знехтувати зважаючи на малий порядок величини.

Окрім малої радіальної податливості використовуваних роликів підшипників кочення існує також явище кромочного руйнування роликів і бігових доріжок, що також є наслідком низької самоустановлювальної здібності.

Слід зазначити, що знос бандажів коліс, який призводить до порушення їх геометрії, виникнення різниці радіусів доріжок катання, негативно впливає на стан колісної пари і суміжних елементів та на рейковий шлях. Також знос бандажів призводить до появи ексцентричності і биттю колеса, додаткового виляння, що істотно впливає на стійкість екіпажу в русі.

У зв'язку з цим, для зниження ступеня впливу недосконалостей шляху на техніко-експлуатаційні показники рейкового екіпажу необхідно максимально підвищити самоустановлювану здатність колісної пари в колії з метою зниження динамічних навантажень від силової складової фрикційного контакту колеса і рейки.

Одним із шляхів зниження динамічних навантажень на ходову частину вагонетки є застосування амортизуючих елементів, розміщених між віссю колеса і рамою. Найбільш поширеними є: гумометалеві амортизатори – гасіння коливань здійснюється за рахунок складних деформацій і зміни форми гуми; циліндричні пружини з гідравлічними гасителями [5, 8, 9, 10]. Однак, такі типи амортизуючих елементів не захищають від динамічних навантажень колеса, які безпосередньо взаємодіють з рейковою колією. Тому деякі амортизатори виконуються з гумометалевим пружно-дисипативним елементом в маточині колеса, знижуючи тим самим невіднесену масу ходової частини. Додатковою мірою підвищення стійкості вагонетки є введення кінематичної рухливості ходової частини, зокрема, колеса. Експлуатація ходової частини із додатковим ступенем рухливості колеса дозволяє зменшити динамічний вплив нерівностей на ходову частину вагонетки, підвищити та стабілізувати величину стійкості по вповзанню на рейку [11, 12]. Конструкція ходової частини із додатковою рухливістю колеса детально описана у [11, 12, 13].

Для всебічного вивчення динамічних процесів та параметрів руху шахтної вагонетки із незалежно встановленим колесом в умовах підземної виробки необхідною умовою є розробка математичної моделі, яка б описувала поведінку вагонетки при різних характеристиках рейкового шляху.

Метою даної роботи є визначення коефіцієнта запасу стійкості шахтної вагонетки із незалежно встановленим колесом шляхом розробки математичної моделі руху у взаємодії із шахтним рейковим полотном.

Шахтна вагонетка являє собою складну динамічну голономну систему. Основою дослідження коливань такої системи з кінцевим числом ступеней свободи є система рівнянь 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 $\dot{x}_i = \dot{\phi}_i R_i$, а сума елементарних робіт реакцій на всіх можливих переміщеннях системи дорівнює нулю.

Задача щодо визначення коефіцієнта запасу стійкості з метою вибору раціональних параметрів в'язкопружних елементів розв'язується за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду.

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

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial Q}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

де t – час; T , V , Q – кінетична, потенційна енергії і функція дисипації системи; q_i , \dot{q}_i – компоненти вектора узагальнених координат та їх похідних за часом; Q_i – компонента вектора узагальнених сил, яка не має потенціалу.

Рівняння кінетичної енергії системи в загальному випадку має вигляд:

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

де J_i – момент інерції i -го елемента; φ_i – узагальнені координати кутових переміщень; \dot{x}_i – узагальнені координати лінійних переміщень.

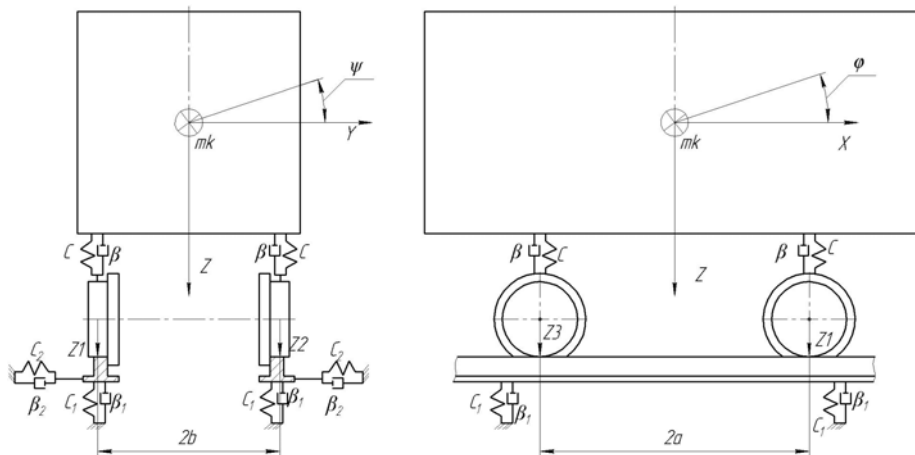
$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (c \Delta \varphi_i^2 + c \Delta x_i^2), \quad (3)$$

де c – жорсткість пружного елемента; $\Delta \varphi_i$ – різниця кутових переміщень; Δx_i – різниця лінійних переміщень.

$$Q = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (\beta_i \Delta \dot{\varphi}_i^2 + \beta_i \Delta \dot{x}_i^2), \quad (4)$$

де β – коефіцієнт внутрішнього в'язкого опору пружного елемента; $\Delta \dot{\varphi}_i$ – різниця швидкостей кутових переміщень; $\Delta \dot{x}_i$ – різниця швидкостей лінійних переміщень.

Згідно розрахункової схеми на рис.1, кількість твердих тіл системи складає 5, кількість узагальнених координат 16. Розв'язуючи задачу класичними методами кількість диференціальних рівнянь другого порядку складе 16.



ψ – поперечне коливання кузова вагонетки; φ – повздовжнє коливання кузова; β – пружно-в'язкісний опір у ходовій частині вагонетки; β_1 – вертикальний пружно-в'язкісний опір рейкового шляху; β_2 – поперечний пружно-в'язкісний опір рейкового шляху; c – жорсткість пружно-дисипативного елемента ходової частини; c_1 – вертикальна жорсткість рейкового шляху; c_2 – поперечна жорсткість шляху; Z_i – координата вертикальних переміщень кузова та коліс, $2b$ – ширина колісної колії; $2a$ – довжина колісної бази; X – повздовжнє переміщення кузова вагонетки; Y – поперечне переміщення; m_k – центр мас кузова.

Рисунок 1 – Розрахункова схема шахтної вагонетки із незалежно та рухомо встановленими колесами

Математична модель, яка описує наведену на рис.1 розрахункову схему, складена у просторі пакету математичного аналізу Wolfram Mathematica 8.0.

Згідно (1) та рис.1 рівняння кінетичної енергії матиме вигляд:

$$T = \frac{1}{2} \left[\left(m_k + 2m_p + \frac{2J_{1y}}{r^2} \right) \dot{x}^2 + m_k \dot{z}^2 + \sum_{i=1}^4 m_p \dot{z}_i^2 + \sum_{i=1}^4 J_{1z} \dot{\varphi}_i^2 + J_x \dot{\psi}^2 + J_y \dot{\phi}^2 + J_x \dot{\psi}^2 \right], \quad (5)$$

де J_y, J_x, J_{1y}, J_{1x} –моменти інерції відповідно кузова та коліс відносно осей X та Y ; φ_i – узагальнена координата кутових переміщень колеса відносно осі Z .

Рівняння потенційної енергії:

$$V = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^4 c \Delta_i^2 + \sum_{i=1}^4 c_p \Delta y_i^2 + \sum_{i=1}^4 c_1 (\delta_i^2 + Yp^2) + \sum_{i=1}^4 c \lambda_r^2 \varphi_i^2 \right], \quad (6)$$

де Δ –деформація пружних елементів ходової частини; δ –деформація рейкового шляху; Yp – траєкторія руху в плані; c_p – бічна жорсткість пружно-дисипативних елементів ходової частини вагонетки; c – вертикальна жорсткість пружно-дисипативних елементів ходової частини вагонетки; c_1 – жорсткість рейкового шляху; λ_r –забіг реборди колеса на рейку.

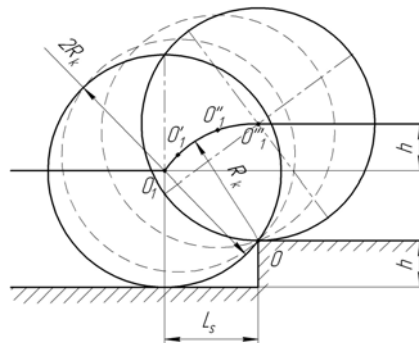
Рівняння функції дисипації:

$$Q = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^4 \beta \dot{\Delta}_i^2 + \sum_{i=1}^4 \beta_p \dot{\Delta y}_i^2 + \sum_{i=1}^4 \beta_1 (\dot{\delta}_i^2 + \dot{Yp}^2) + \sum_{i=1}^4 \beta \lambda_r^2 \dot{\varphi}_i^2 \right], \quad (7)$$

де $\dot{\Delta}_i$ – швидкість деформації пружних елементів ходової частини; $\dot{\delta}_i$ – швидкість деформації рейкового шляху; \dot{Yp} – похідна траєкторії руху в плані; β_p – коефіцієнт дисипації пружно-дисипативних елементів ходової частини вагонетки у горизонтальній площині; β – коефіцієнт дисипації пружно-дисипативних елементів ходової частини вагонетки; β_1 – коефіцієнт дисипації рейкового шляху.

Траєкторія руху Yp , а отже і вплив горизонтальної направляючої сили на ходову частину, описується поліномом i -го ступеня і розраховується відповідно до плану діючої колії підземної виробки. Даний підхід до динамічного моделювання дозволяє визначити потенційно небезпечні ділянки існуючих шляхів шахтної відкатки та величину безпеки експлуатації у відповідних показниках.

Додатковим параметром динамічного довантаження ходової частини вагонетки є рейковий стик, висота якого в шахтних умовах може перевищувати 5мм [4, 7]. На рис.2 приведено траєкторію руху центра мас колеса при наїзді на набігаючу рейку.



O – центр обертання колеса відносно рейкового стику; h – висота стику; L_s – довжина стику; R_k – радіус колеса; O_1 – положення миттєвого центру мас колеса
Рисунок 2 – Траєкторія переміщення центра мас колеса при наїзді на набігаючу рейку.

При розрахунках динамічного впливу рейкового стику врахування кривизни траєкторії переміщення центру мас має значення при швидкостях руху до 1 м/с. У даній математичній моделі стик описується як деформація рейкового полотна із перевищенням на величину h (8).

$$\delta_i = z_i - h, \quad (8)$$

Незалежними координатами динамічної моделі є: $x, y_i, z, z_i, \varphi, \varphi_i, \psi$. Система рівнянь прийме вигляд (9).

$$\left(mk + 4mp + \frac{4J_1 y}{r^2} \right) \ddot{x} = 0$$

$$mp \ddot{y}_1 + cp y_1 - cp yp + \beta p \dot{y}_1 - \beta p \dot{yp} = 0$$

$$mp \ddot{y}_2 + cp y_2 - cp yp + \beta p \dot{y}_2 - \beta p \dot{yp} = 0$$

$$mp \ddot{y}_3 + cp y_3 - cp yp + \beta p \dot{y}_3 - \beta p \dot{yp} = 0$$

$$mp \ddot{y}_4 + cp y_4 - cp yp + \beta p \dot{y}_4 - \beta p \dot{yp} = 0$$

$$mk \ddot{z} + 4cz - \sum_{i=1}^4 cz_i + 4\beta \dot{z} - \sum_{i=1}^4 \beta \dot{z}_i = 0$$

$$mp \ddot{z}_1 - hc_1 - cz + cz_1 + c_1 z_1 - cl\varphi - bc\psi - \beta \dot{z} + \beta \dot{z}_1 + \beta_1 \dot{z}_1 - l\beta \dot{\varphi} - b\beta \dot{\psi} = 0$$

$$mp \ddot{z}_2 - hc_1 - cz + cz_2 + c_1 z_2 + cl\varphi - bc\psi - \alpha \dot{z} + \alpha \dot{z}_2 + \alpha_1 \dot{z}_2 + l\beta \dot{\varphi} - b\beta \dot{\psi} = 0,$$

$$mp \ddot{z}_3 - hc_1 - cz + cz_3 + c_1 z_3 - cl\varphi + bc\psi - \beta \dot{z} + \beta \dot{z}_3 + \beta_1 \dot{z}_3 - l\beta \dot{\varphi} + b\beta \dot{\psi} = 0$$

$$mp \ddot{z}_4 - hc_1 - cz + cz_4 + c_1 z_4 + cl\varphi + bc\psi - \beta \dot{z} + \beta \dot{z}_4 + \beta_1 \dot{z}_4 + l\beta \dot{\varphi} + b\beta \dot{\psi} = 0$$

$$J_x \ddot{\psi} - \sum_{i=1}^2 bcz_i + \sum_{i=3}^4 bcz_i + 4b^2 c\psi - \sum_{i=1}^2 b\beta \dot{z}_i + \sum_{i=3}^4 b\beta \dot{z}_i + 4b^2 \beta \dot{\psi} = 0$$

$$J_y \ddot{\varphi} - clz_1 + clz_2 - clz_3 + clz_4 + 4cl^2 \varphi - l\beta \dot{z}_1 + l\beta \dot{z}_2 - l\beta \dot{z}_3 + l\beta \dot{z}_4 + 4l^2 \beta \dot{\varphi} = 0$$

$$J_{1z} \ddot{\varphi}_1 + c\lambda_r^2 \varphi_1 + \beta \lambda_r^2 \dot{\varphi}_1 = Q_{\varphi 1}$$

$$J_{1z} \ddot{\varphi}_2 + c\lambda_r^2 \varphi_2 + \beta \lambda_r^2 \dot{\varphi}_2 = Q_{\varphi 2}$$

$$J_{1z} \ddot{\varphi}_3 + c\lambda_r^2 \varphi_3 + \beta \lambda_r^2 \dot{\varphi}_3 = Q_{\varphi 3}$$

$$J_{1z} \ddot{\varphi}_4 + c\lambda_r^2 \varphi_4 + \beta \lambda_r^2 \dot{\varphi}_4 = Q_{\varphi 4}$$

де $2l$ – колісна база; $2b$ – ширина колії вагонетки; $Q_{\varphi i}$ – узагальнена робота кутових коливань колеса; h – висота рейкового стику; m_k, m_p – маса відповідно кузова та колеса.

Результатом розв'язання диференціальних рівнянь 2-го порядку є інтерполяційні ряди розрахованих значень по кожній узагальненій координаті.

Отримані результати координат положення вагонетки у просторі дозволяють описати відповідні характеристики рейкового шляху для подальшого розрахунку техніко-експлуатаційних показників.

Визначення коефіцієнта запасу стійкості при русі по криволінійним ділянкам колії виконується за відомими залежностями [3, 9]:

$$K_y = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_i) - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_i)} \left(\frac{P_e}{P_{\sigma}} \right) > 1, \quad (10)$$

де α – кут конусності реборди набігаючого колеса; P_e / P_{σ} – відношення вертикального навантаження до поперечного (направляючого), що сприймається колісною парою; μ – коефіцієнт тертя.

Поперечне навантаження P_{σ} визначається як:

$$P_{\sigma} = \sqrt{(1/2(m_k + m_p)(V^2 / R) \operatorname{Sin}(\alpha))^2}, \quad (11)$$

де R – радіус скруглення шляху в плані; V – швидкість руху.

Для визначення радіусів скруглення під кожним колесом увесь шлях, що моделюється, розбивається на дуги з i -м радіусом. Умовний шлях розбито на 10 ділянок із кроком 20м.

На рис. 3 показано розраховані значення коефіцієнта запасу стійкості згідно (10) на умовному шляху довжиною 200м із різними радіусами скруглення, що відповідає реальним умовам шахтних виробок.

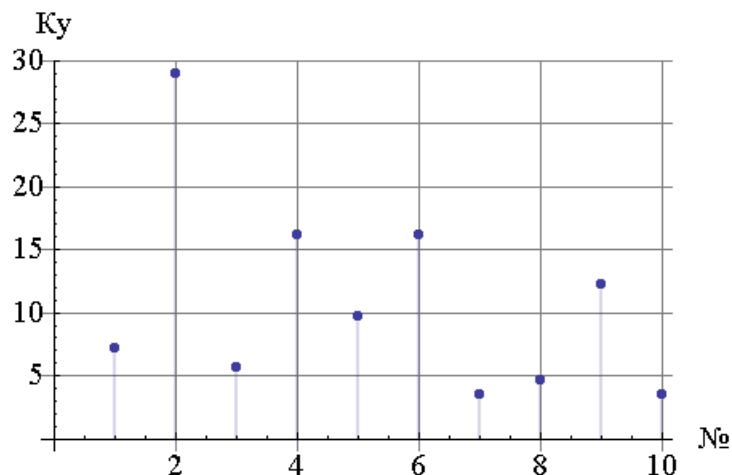


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта запасу стійкості по вповзанню на рейку від радіусу скруглення шляху

Висновки. Проаналізувавши умови експлуатації шахтних вагонеток визначено шляхи підвищення надійності їх експлуатації додаванням кінематичної рухливості ланкам ходової частини. Для всебічного вивчення поведінки транспортного засобу побудовано математичну модель руху вагонетки із колісними парами диференціального обертання у взаємодії із рейковим шляхом та отримано значення коефіцієнта запасу стійкості. Визначено коефіцієнти запасу стійкості вагонетки на рейковій колії малих радіусів скруглення.

Список літератури

1. Вопросы рудничного транспорта под ред. Проф. Н.С. Полякова. Вып.1 М.: Углетехиздат, 1954. 344 с.

2. Пейсахович Г.Я. Опыт эксплуатации и ремонта шахтных вагонеток (Обзор) [Текст] / Г. Я. Пейсахович. – М.: ЦНИЭИуголь, 1970. – 43 с.
3. Вериго М.Ф. Динамика вагонов. Конспект лекций / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган.; под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
4. Процев В.В. Реализация силы тяги шахтным локомотивом на кривой и выбор параметров системы подвешивания ходовой части: Дис. канд. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / В.В. Процев. – Д., 1990. – 204 с.
5. Выскребец А.Н. Исследование динамического взаимодействия вагонетки и рельсового пути [Текст] / А.Н. Выскребец // Механика горных машин. – К.: Наук. Думка. – 1980. – С. 77 – 82.
6. 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.
7. 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.
8. Поляков Н. С. Динамика шахтного рельсового транспорта [Текст] / Н. С. Поляков, Е. Е. Новиков. – К.: Наук. думка, 1973. – 199 с.
9. Гагр В.К. Динамика подвижного состава [Текст] / В.К. Гагр, Р.В. Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
10. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин / В.Н. Потураев. – М.: Машиностроение, 1966. – 299 с.
11. Зиборов К.А. Динамическая модель шахтной вагонетки с дополнительной кинематической подвижностью ходовой части [Текст] / К.А. Зиборов, Г.К. Ванжа, С.А. Федоряченко. // Матеріали міжнародної конференції «Современное машиностроение. Наука и образование». – Санкт-Петербург. – СПб.: Политехн. Ун-т. – 2012.
12. Зиборов К.А. До питання підвищення надійності опорних вузлів шахтних вагонеток / К.А. Зиборов, Г.К. Ванжа, С.О. Федоряченко. // Гірничя електромеханіка та автоматика. – 2011р. – №87. – С.124-127.
13. Патент № 59886 Україна, В61F 5/38. Шахтний візок / К.А. Зиборов, Г. К. Ванжа, В.Т. Костырко, С.О. Федоряченко (Україна); Опубл. 10.06.2011, бюл. № 11 // Промислова власність. – 2003. – №4.