

приводить до відмови системи в цілому. В якості таких елементів прийнятий ланцюг, зірочки, натяжний пристрій, заспокоюючий пристрій, вали, опорні вузли [3-5].

Відмова системи буде у випадку руйнування будь-якого з відмічених вище елементів передачі внаслідок втрати поточної тривалості втомливості або ударної міцності.

Сукупність механічних впливів в тому числі високочастотних коливань, а також вплив температурних і хімічних факторів на елементи конструкції приводить до того, що в них можуть виникати втомлюючі руйнування. Вони знижують несучу властивість системи, що при певній величині пошкодження приводить до руйнування елемента конструкції і може закінчитися аварією.

Запропонований метод оцінки надійності дозволяє не тільки із заданою достовірністю встановити ймовірність безвідмовної роботи передачі за різними критеріями, але і аналізувати вплив конструктивних і технологічних факторів на надійність передачі в цілому.

Література

1. Волчкович Л. И. Надежность автоматических линий. М., «Машиностроение», 1968. 308с.
2. Дальский А. М. Технологическое обеспечение надежности высокочастотных деталей машин. М., «Машиностроение», 1975. 224с.
3. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М., «Машиностроение», 1971. 264с.
4. Надежность и долговечность машин и оборудования. Опыт и теоретические исследования. Под ред. А. С. Проникова. М., Издательство стандартов, 1972. 316с.
5. Проников А. С. Основы надежности и долговечности машин. М., Издательство стандартов, 1969. 160с.



УДК 621.867.3

Вячеслав Ловейкін, професор; Віталій Борту́н

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 15*

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТІЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА З ОДНОСТОРОННІМ ЗВ'ЯЗКОМ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Vyacheslav Loveikin; Vitaliy. Bortun

MATHEMATICAL MODEL OF THE BELT BUCKET ELEVATOR'S MOVEMENT DYNAMICS WITH ONE-SIDE CONSTRAINT OF THE PULLING ELEMENT

The mathematical model of the vertical belt bucket elevator has been developed. In this model the pulling element is presented by piecewise function as an elastic element with one-side constraint and works in tension.

Під час роботи у конвеєрах, як і в більшості механічних системах, виникають динамічні навантаження. Такі навантаження виникають внаслідок особливостей зовнішніх активних та внутрішніх реактивних сил і в'язей, які водночас визначають і обмежують рух конвеєра. Величина динамічних навантажень також залежить від жорсткісних властивостей його елементів.

Динаміка конвеєрного транспорту детально розглянута в роботах таких вчених як: Гаррісон О., Біверс Д., Штокман І.Г., Чугреєв Л.І., Співаковський О.О., Хорольський І.М., Кондрахін В.П. У цих роботах розглядаються в основному крутопохилі конвеєри та конвеєри великої протяжності. Характерним для теорій, які викладені у працях вищезгаданих вчених є те, що тяговий орган конвеєрів працює лише на розтяг і представлений в математичній моделі як пружний елемент з певним коефіцієнтом жорсткості. Проте використання такого підходу при математичному моделюванні вертикального стрічкового ківшового елеватора призводить до певних неточностей при розрахунку, оскільки частина стрічки, представлена пружними елементами буде працювати на стиск, а отже реакція, що виникатиме при цьому прийматиме від'ємні значення і є недопустимим при моделюванні динаміки руху.

Для вирішення такої проблеми побудована чотиримасова динамічна модель вертикального ківшового елеватора (рис. 1.), рух якої описується математичною моделлю:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_p - R_1 r_1 + R_3 r_1; \\ m_1 \ddot{x}_1 = R_1 - R_2 - m_1 g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = R_2 r_2 - R_4 r_2 - M_o; \\ m_2 \ddot{x}_2 = R_4 - R_3 + m_2 g, \end{cases} \quad (1)$$

Тут J_1 – зведений до осі обертання приводного барабана момент інерції самого барабана, електродвигуна, редуктора та муфти; m_1 – зведена до осі тягового органу маса завантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки на робочій гілці; m_2 – зведена до осі тягового органу маса незавантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки на холостій гілці; J_2 – момент інерції натяжного барабана; M_p – зведений до осі обертання приводного барабана рушійний момент приводного механізму; M_o – зведений до осі обертання натяжного барабана момент сили опору зачерпуванню вантажу; r_1, r_2 – радіуси приводного та натяжного барабанів відповідно; c – жорсткість стрічки відповідної довжини; g – прискорення вільного падіння; R_1, R_2, R_3, R_4 – реакції, що виникають у відповідних елементах стрічки.

Реакції у такій математичній моделі представлена кусочними функціями:

$$R_1 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(\varphi_1 r_1 - x_1) < 0; \\ c(\varphi_1 r_1 - x_1), & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(\varphi_1 r_1 - x_1) > 0; \end{cases}$$

$$R_2 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(x_1 - \varphi_2 r_2) < 0; \\ c(x_1 - \varphi_2 r_2), & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(x_1 - \varphi_2 r_2) > 0; \end{cases}$$

$$R_3 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(x_2 - \varphi_1 r_1) < 0; \\ c(x_2 - \varphi_1 r_1), & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(x_2 - \varphi_1 r_1) > 0; \end{cases}$$

$$R_4 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(\varphi_2 r_2 - x_2) < 0; \\ c(\varphi_2 r_2 - x_2), & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(\varphi_2 r_2 - x_2) > 0; \end{cases}$$

Представлення стрічки пружним елементом з одностороннім зв'язком, що працює на розтяг, через кусочні функції зміни реакцій, дозволяє з достатньою точністю відобразити динаміку роботи тягового органу конвеєра, а також провести аналіз динамічних навантажень, що діють на рухомі елементи вертикального стрічкового ківшового елеватора.

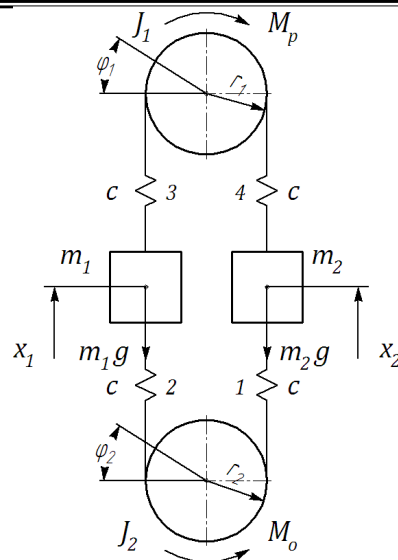


Рисунок 1. Динамічна модель вертикального стрічкового ківшового елеватора

Література

1. Harrison A. Non-linear Belt Transient Analysis / A. Harrison // Bulk Solids Handling International Journal, 2008. – No. 3 pp. 1-7.
2. D. Beavers, D. Morrison. Non-Linear Model for Dynamic Analysis of Conveyors [Електронний ресурс] / D. Beavers, D. Morrison, D. Rea // Sinclair Knight Merz. – Режим доступу до статті: <http://www.skmconsulting.com/Site-Documents/Technical-Papers/Non-Linear-Model-for-Dynamic-Analysis.pdf>.
3. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др. – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
4. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
5. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
6. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л.И. – М.: Недра, 1976.- 256 с.
7. Казиев В.М. Введение в математику и информатику: уч. пособие / В.М. Казиев – М.: Интернет-Университет Информационных Технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. – 301 с.
8. Козлов В.В. Биллиарды. Генетическое введение в динамику систем с ударами / В.В. Козлов, Д.В. Трещев – М.: Изд-во МГУ, 1991. 168 с.
9. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навч. посібник. / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.
10. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.



УДК 62-83-523:621.771.22

Инна Задорожня

*Донбасская государственная машиностроительная академия
84313, г. Краматорск, ул. Шкадинова, д. 72*

ОГРАНИЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Inna Zadorozhnyaya

LIMITATION OF DYNAMIC LOADINGS IN DRIVES OF THE ROLLING MILLS WITH THE PURPOSE TO INCREASE OF SERVICE TERM OF MECHANICAL EQUIPMENT

Influencing structural parameters of the rolling mills on the dynamic processes in the electro-mechanical system of main electric drive is considered. Estimation of dynamic properties of the electromechanical system of drive is executed by the root method in sense of fading a free constituent of motion and limits of damping action of electric drive, proper to the strictly defined values of coefficient of correlation of the inertia masses are set.

В настоящее время основное количество стали, выплавляемое на отечественных металлургических заводах, проходит обработку на прокатных станах, в частности на станах горячей прокатки (СГП). Несмотря на ввод в действие мощных и высокопроизводительных станков остается актуальной задача повышения производительности существующих станков за счет модернизации оборудования и интенсификации процесса прокатки.