

10. Сдобырев В.П. Критерий длительной прочности для некоторых жаропрочных сплавов при сложном напряженном состоянии / Сдобырев В.П. // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. – 1959. – №6. – С.93-99.
11. Киселевский В.Н. Изменение механических свойств сталей и сплавов при радиационном облучении / Киселевский В.Н. – К.: Наукова думка, 1977. – 104с.
12. Графит как высокотемпературный материал: сборник статей / под ред. К.П.Власова. – М.: Мир, 1964. – 156с.

Поступила в редколлегию 20.03.2017.

УДК 669.013.002.5:531.3

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
СМИРНОВ А.І., інженер
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., ст. викладач
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет м. Кам'янське

ОБГРУНТУВАННЯ УМОВИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ ЗЧЛЕНОВАНОГО ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА ПРИ КОСОСИМЕТРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗБУРЕННЯХ

Вступ. На сучасних підприємствах з'являються нові технологічні лінії, де спецавтотранспорт, як більш гнучкий у своєму використанні, витісняє традиційний залізничний транспорт. На ділянках перевезення контейнерів, пакетованих вантажів, піддонів використовуються автотранспортні засоби з вантажопідйомним устаткуванням [1], контейнеровози з U-подібною рамою [2], порталні автомобілі [3, 4]. Порталні автомобілі знаходять широке застосування у лісній, деревообробній промисловості, при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у складських приміщеннях, в останній час застосовуються в технологічних лініях заводів чорної та кольорової промисловості. Як правило, такі машини мають мало аналогів у практиці вітчизняного автомобілебудування, тому їх розробка, проектування та виготовлення вимагають нового, нетрадиційного підходу.

Постановка задачі. Для порталних машин характерні велика будівельна висота конструкції, наявність зосереджених мас, довгих стрижневих вантажопідйомних та направляючих силових елементів, що спричиняє проблеми стійкості збуреного руху при кососиметричних кінематичних збуреннях з боку нерівностей технологічних доріг. Слід зазначити, що поздовжній балансирний шарнір робить незалежними коливання зчленованих частин у поперечній площині [5]. На цій підставі розглядаємо поперечні коливання порталної несучої системи незалежно від П-подібного моста.

На рівні розглянутих робіт невирішеною частиною проблеми є обґрунтування умови поперечної стійкості зчленованого порталного контейнеровоза при наявності кососиметричних кінематичних збурень.

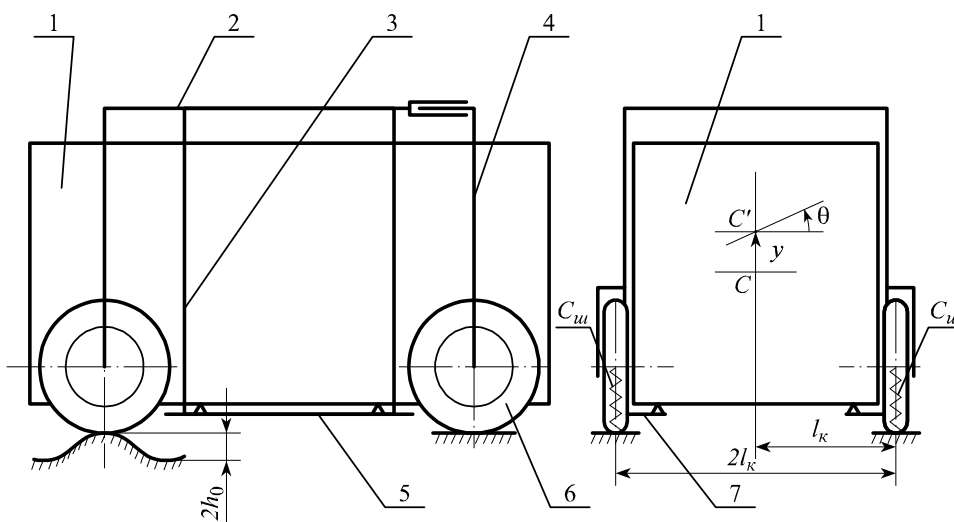
Результати роботи. На рис. 1 зображено зчленований порталний контейнеровоз.

Будемо вважати, що кінематичні збурення діють лише на праву підвіску порталної машини. Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду [6]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j^F, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи, Дж;

Π – потенціальна енергія системи, Дж;



1 – контейнер; 2 – портална несуча система; 3 – вантажопідйомна штанга;
4 – П-подібний міст; 5 – правий ложемент; 6 – колесо; 7 – лівий ложемент

Рисунок 1 – Зчленований порталний контейнеровоз

q_j – j -а узагальнена координата, м (рад);

Q_j^F – j -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м).

У даному разі $q_1 = y$, $q_2 = \theta$, де y – вертикальне переміщення центра маси системи, θ – кут повороту машини у поперечній площині.

Тоді кінетична енергія системи:

$$T = \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2}, \quad (2)$$

де m_c – сумарна маса підресорених частин зчленованого порталного контейнеровоза, кг;

J_c – сумарний момент інерції підресорених частин зчленованого порталного контейнеровоза за винятком П-подібного моста, кг·м²;

v – швидкість руху порталного контейнеровоза м/с.

Потенціальна енергія системи реалізується енергією стисненого повітря в пневматиках коліс і має наступний вигляд:

$$\Pi = \frac{C_{ш}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{ш}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2, \quad (3)$$

де $C_{ш}$ – радіальна жорсткість пневматика колеса контейнеровоза, Н/м;

l_k – половина колії контейнеровоза, м;

h_n – підйом правого колеса задньої підвіски контейнеровоза на нерівностях синусоїдального профілю, м.

У загальному вигляді можна записати:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (4)$$

де h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

x – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

l_0 – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі машини $x = vt$, тоді підйом правого колеса має наступний вигляд:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (5)$$

Нехтуючи силами неконсервативного походження, підставляємо вирази кінетичної та потенціальної енергій у рівняння Лагранжа другого роду (1):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} = \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left(\frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = m_c \dot{y},$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) = \frac{d}{dt} (m_c \dot{y}) = m_c \ddot{y},$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0,$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{C_{uw}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uw}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = 2C_{uw} y - C_{uw} h_n.$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо перше диференціальне рівняння:

$$m_c \ddot{y} + 2C_{uw} y = C_{uw} h_n. \quad (6)$$

І далі:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\theta}} \left(\frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = J_c \dot{\theta},$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = \frac{d}{dt} (J_c \dot{\theta}) = J_c \ddot{\theta},$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0,$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \theta} = \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{C_{uw}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uw}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = 2C_{uw} l_k^2 \theta - C_{uw} l_k h_n.$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо друге диференціальне рівняння:

$$J_c \ddot{\theta} + 2C_{uw} l_k^2 \theta = C_{uw} l_k h_n. \quad (7)$$

Переписуємо рівняння (6) та (7) з урахуванням виразу (5):

$$m_c \ddot{y} + 2C_{uw} y = C_{uw} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (8)$$

$$J_c \ddot{\theta} + 2C_{uw} l_k^2 \theta = C_{uw} l_k h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (9)$$

Записуємо рівняння (8) та (9) з урахуванням нових позначень:

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_{uw}}{m_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (10)$$

де $p_y^2 = \frac{2C_{uw}}{m_c}$ – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті y , c^{-2} ;

$$\ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta = \frac{C_{ul} l_k}{J_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (11)$$

де $p_{\theta}^2 = \frac{2C_{ul} l_k^2}{J_c}$ – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті θ , c^{-2} .

Розв'язання рівнянь (10) та (11) мають наступний вигляд [6]:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{C_{ul} h_0}{J_c \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (12)$$

де C_1, C_2 – константи інтегрування;

ψ_1 – фазовий кут, рад.

$$\theta = C_3 \cos p_{\theta} t + C_4 \sin p_{\theta} t + \frac{C_{ul} l_k h_0}{m_c \left(p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (13)$$

де C_3, C_4 – константи інтегрування;

ψ_2 – фазовий кут, рад.

Два перші доданки у виразах (12) та (13) описують вільні коливання системи, які швидко затухають; лишаються вимушені коливання, вони описуються наступним чином:

$$y = \frac{C_{ul} h_0}{m_c \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (14)$$

$$\theta = \frac{C_{ul} l_k h_0}{J_c \left(p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (15)$$

З виразу (15) отримуємо умову втрати стійкості контейнеровоза у поперечній площині при кососиметричних кінематичних збуреннях

$$p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (16)$$

або після розкриття власної кругової частоти p_{θ} з виразу (11):

$$\frac{2C_{ul} l_k^2}{J_c} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0. \quad (17)$$

З рівняння (17) отримуємо критичну швидкість v_{kp} , при якій відбувається втрата стійкості зчленованого порталного контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності кососиметричних кінематичних збурень у поперечній площині:

$$v_{kp} = \frac{l_k l_0}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}}{2J_c}}. \quad (18)$$

Висновки. Таким чином, отримано та обґрунтовано умову поперечної стійкості зчленованого порталного контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності косо-симетричних кінематичних збурень, що дає можливість обирати раціональні режими руху таких машин в умовах технологічних доріг.

ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки в контейнерах и пакетах / М.И.Грифф, Р.А.Затван, В.Ф.Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159с.
2. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф.Золотарев, И.А.Тоцкий // Промышленный транспорт. – М.: Транспорт. – 1979. – №6. – С.22.
3. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г.Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
4. Технологічні і конструктивні параметри несучих систем порталних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167с.
5. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е.Ю.Малиновский, М.М.Гайцгорн. – М.: Машиностроение, 1974. – 176с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г.Пановко. – М.: Наука, 1971. – 240с.
7. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – 13-е изд., исправл. – М.: Наука, 1986. – 544с.

Надійшла до редколегії 28.03.2017.

УДК 621.9.02

БЕЛЬМАС І.В. д.т.н., професор
БОБИЛЬОВА І.Т. асистент
СОРОМІТЬКО І.Ю. студент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ФОРМА ТВІРНОЇ ДЕТАЛІ ОБЕРТАННЯ ПРИ МИМОБІЖНОМУ РОЗТАШУВАННІ ЇЇ ОСІ ВІДНОСНО ОСІ ОБЕРТАННЯ ШЛІФУВАЛЬНОГО КРУГА

Вступ. Одним з напрямків забезпечення високої точності виготовлення деталей в металообробці є застосування кінематичного способу формоутворення. Використання такого методу, зокрема, дозволяє підвищити точність виготовлення канавок внутрішніх кілець кулькових підшипників. Реалізувати вказаний напрямок можливо шліфуванням циліндричним кругом, що переміщається вздовж власної осі обертання мимобіжної до осі деталі, яку обробляють (рис.1) [1].

Обробка вказаним способом здійснюється шліфувальним кругом 1, який обертається навколо осі 2 та переміщається вздовж неї. При такому переміщенні шліфувальний круг займає частину простору, обмежену циліндром 3, та шліфує поверхню криволінійної канавки шириною L в деталі 4 з віссю обертання 5. Використання запропонованого способу вимагає визначення залежностей поміж формою деталі, напрямом переміщення та розмірами шліфувального круга.

Постановка задачі. Геометричні параметри деталі при кінематичному способі формоутворення визначаються геометрією інструменту та законом його руху в процесі обробки. Теоретичні основи кінематичного формоутворення описані С.П.Радзевичем [2].