

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 669.013.002.5:531.3

DOI 10.31319/2519-2884.33.2018.193

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор  
ГРИЩЕНКО Д.І., аспірант  
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ КОНТЕЙНЕРОВОЗА З БУГЕЛЬНОЮ РАМОЮ ПРИ КОСОСИМЕТРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗБУРЕННЯХ

**Вступ.** Прогрес металургійної галузі тісно пов'язаний з подальшим зростанням механізації та автоматизації транспортних операцій у технологічних лініях, де постають нові задачі на шляху розробки перспективних зразків спецавтотранспорту. Так для виконання операцій, пов'язаних з автономним завантаженням, транспортуванням та розвантажуванням контейнерів доцільною уявляється компоновка несучої системи з бугельною рамою. Технологічний спецавтотранспорт з такою компоновкою не має аналогів як у вітчизняному, так і в зарубіжному автомобілебудуванні, тому потребує додаткових досліджень по формуванню зовнішніх навантажень, внутрішніх зусиль для науково обгрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів несучих систем.

**Постановка задачі.** Проблема доставки вантажів на конструйованому, конструктивному, експлуатаційному рівнях присвячено роботи [1, 2]. У роботі [3] описано вітчизняний дослідний зразок контейнеровоза з бугельною рамою на базі трактора Т-150К. Ця машина має зчленовану несучу систему, вписується у дволанкову динамічну систему, яку ретельно досліджено у роботі [4]. У випадку пружної підвіски контейнеровоза з бугельною рамою слід застосувати стабілізатори поперечної стійкості, динамічний критерій вибору параметрів цих пристроїв досліджено у роботі [5].

Згадані вище роботи не враховують поперечні коливання несучої системи з бугельною рамою та високо розташованим центром маси контейнера при кососиметричних збуреннях.

Таким чином, мета роботи полягає у виявленні впливу стабілізатора поперечної стійкості на критичну швидкість зчленованого контейнеровоза при кососиметричних збуреннях.

**Результати роботи.** На рис.1 зображено зчленований контейнеровоз з бугельною рамою на вигляді збоку, на рис.2 показано розрахункову схему контейнеровоза на вигляді ззаду.

Враховуючи співвідношення мас у динамічній системі зчленованого напівпричепа з контейнером, масою незалежної пружної підвіски будемо нехтувати, вплив стабілізатора поперечної стійкості будемо враховувати шляхом залучення еквівалентної жорсткості підвіски при кососиметричних збуреннях.

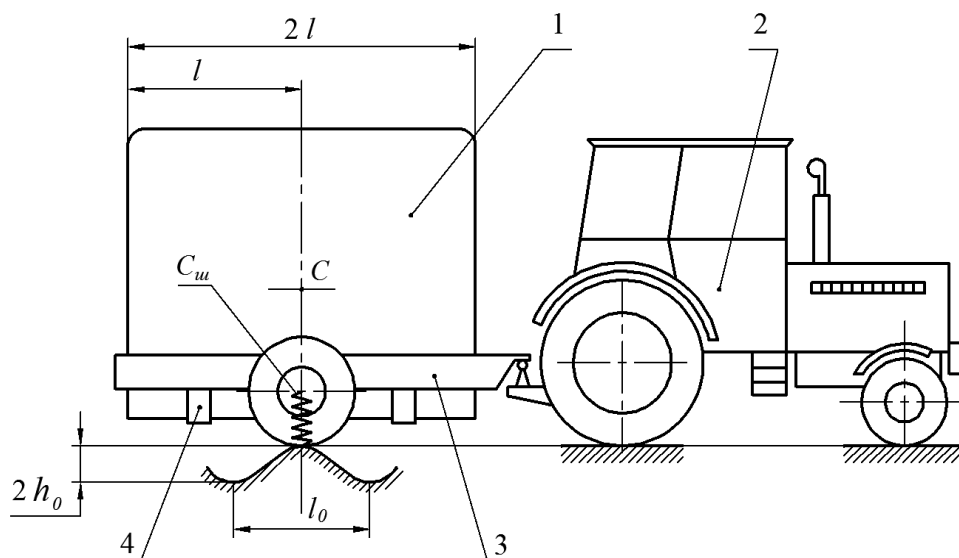
Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду:

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

де  $T$  – кінетична енергія системи, Дж;

$\Pi$  – потенціальна енергія системи, Дж;

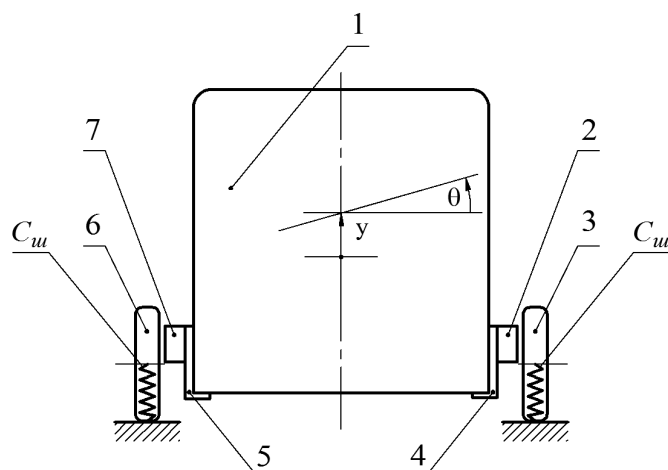
$q_j$  –  $j$ -а узагальнена координата, м (рад);



1 – контейнер; 2 – тягач; 3 – напівпричіп з бугельною рамою; 4 – ложемент

Рисунок 1 – Зчленований контейнеровоз з бугельною рамою

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



1 – контейнер; 2 – бугельна рама;  
3 – пружна підвіска

Рисунок 2 – Розрахункова схема контейнеровоза з бугельною рамою на вигляді ззаду

$v$  – швидкість руху системи, м/с .

Потенціальна енергія системи

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

де  $C_e$  – коефіцієнт еквівалентної жорсткості пружної підвіски, Н/м;

$C_\beta$  – коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н·м;

$l_k$  – половина колії напівпричепа, м;

У такому разі система має два ступеня свободи, коли  $q_1 = y$ ,  $q_2 = \theta$ , де  $y$  – вертикальне переміщення напівпричепа, а  $\theta$  – кут повороту напівпричепа у поперечній площині.

Кінетична енергія системи

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

де  $m_n$  – маса підресорених частин напівпричепа, кг;

$I_n$  – момент інерції підресорених частин напівпричепа відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр маси цих частин, кг·м<sup>2</sup>;

$m_c$  – сумарна маса напівпричепа, кг;

$h_{\Pi}$  – підйом правого колеса напівпричепа на нерівностях синусоїдального профілю, м.

Коефіцієнт еквівалентної жорсткості визначається за формулою

$$C_e = \frac{C_{\text{ш}} C_{\Pi}}{C_{\text{ш}} + C_{\Pi}}, \quad (4)$$

де  $C_{\text{ш}}$  – коефіцієнт радіальної жорсткості пневматика підвіски, Н/м;

$C_{\Pi}$  – коефіцієнт жорсткості підвіски, Н/м.

Коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості має наступний вигляд:

$$C_{\beta} = C_c \frac{l_c^2}{2}, \quad (5)$$

де  $C_c$  – коефіцієнт лінійної жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н/м;

$l_c$  – довжина стабілізатора, яка працює на кручення при перекосах підресорених частин, м.

У загальному вигляді можна записати

$$h_{\Pi} = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (6)$$

де  $h_{\Pi}$  – висота нерівностей, м;

$h_0$  – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

$x$  – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

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

При русі системи

$$x = vt. \quad (7)$$

З урахуванням виразу (7) підйом правого колеса напівпричепа дорівнює:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (8)$$

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

$$m_{\Pi} \ddot{y} + 2C_e y = C_e h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (9)$$

$$I_{\Pi} \ddot{\theta} + (2C_e l_c^2 + C_{\beta}) \theta = C_e l_c h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (10)$$

Рівняння (9) поділимо на  $m_{\Pi}$ , рівняння (10) – на  $I_{\Pi}$ , отримуємо:

$$\ddot{y} + \frac{2C_e}{m_{\Pi}} y = \frac{C_e h_0}{m_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (11)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{2C_e l_c^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} \theta = \frac{C_e l_c h_0}{I_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (12)$$

Вводимо наступні позначення:

$$\frac{2C_e}{m_{\Pi}} = p_y^2; \quad (13)$$

$$\frac{2C_e l_k^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} = p_{\theta}^2. \quad (14)$$

Переписуємо рівняння (11) та (12) з урахуванням позначень (13) та (14):

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_e h_0}{m_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \quad (15)$$

$$\ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta = \frac{C_e h_0 l_k}{I_{\Pi}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (16)$$

Розв'язання рівнянь (15) та (16) мають вигляд:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{h_0 p_y^2}{2 \left( p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (17)$$

$$\theta = C_3 \cos p_{\theta} t + C_4 \sin p_{\theta} t + \frac{C_e h_0 l_k p_{\theta}^2}{(2C_e l_k^2 + C_{\beta}) \left( p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (18)$$

У виразах (17) та (18) перші два доданки описують вільні коливання системи, які швидко затухають, і їх можна не брати до уваги. У такому разі розв'язання рівнянь (15) та (16) можна записати наступним чином:

$$y = \frac{h_0 p_y^2}{2 \left( p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (19)$$

$$\theta = \frac{C_e h_0 l_k p_{\theta}^2}{(2C_e l_k^2 + C_{\beta}) \left( p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (20)$$

де  $\psi_i$  – фазовий кут, рад.

З цих розв'язань записуємо умову втрати стійкості системи у поперечних коливаннях при кососиметричних збуреннях:

$$p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (21)$$

або після розкриття  $p_{\theta}^2$ :

$$\frac{2C_e l_k^2 + C_{\beta}}{I_{\Pi}} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0, \quad (22)$$

звідки отримуємо критичну швидкість руху, при якій система втрачає стійкість:

$$v_{кр} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_e l_k^2 + C_\beta}{I_\Pi}}. \quad (23)$$

**Висновки.** Таким чином, отримано і обґрунтовано умову стійкості збуреного руху зчленованого контейнеровоза з бугельною рамою при кососиметричних збуреннях шляхом математичного моделювання методами аналітичної механіки. Розроблена математична модель сприяє активному втручанню у власні динамічні характеристики у поперечних коливаннях контейнеровоза шляхом вибору відповідних жорсткісних характеристик стабілізатора поперечної стійкості.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки грузов в контейнерах и пакетах / М.И.Грифф, Р.А.Затван, В.Ф.Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159с.
2. Грушников В.А. Выбор транспортных средств для контейнерной доставки строительных грузов / В.А.Грушников // Промышленный транспорт. – 1987. – №11. – С.7.
3. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф.Золотарев, И.А.Тоцкий // Промышленный транспорт. – 1979. – №6. – С.22.
4. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П.Веселов, А.Н.Густомясов, В.И.Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С.92-97.
5. Бейгул О.А. Динамический аспект выбора параметров стабилизаторов поперечной устойчивости / О.А.Бейгул // Проблемы обчислювальної механіки та міцності конструкцій. – Дніпропетровськ: Навчальна книга, 1998. – Т.4. – С.21-27.

Надійшла до редколегії 26.11.2018.

УДК 621.795

DOI 10.31319/2519-2884.33.2018.194

МЕЩАНИНОВ С.К., д.т.н. професор  
ВОЛОШИН Р.В., магістр  
МАКАРЧУК С.І., аспірант

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБІВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

**Вступ.** На сьогоднішній день вирішення питань підвищення надійності, економічності та ресурсу деталей та вузлів машин, агрегатів, відповідальних конструкцій вимагає застосування матеріалів, здатних працювати в різних агресивних середовищах, в умовах перепаду температур і тисків, підвищених вібрацій, при змінних контактних, ударних, статичних навантаженнях є дуже актуальним і своєчасним.

**Постановка задачі.** Відомо, що втрати, пов'язані з руйнуванням машин та іншого обладнання через знос тих чи інших деталей, величезні [1]. При цьому очевидно, що використання дефіцитних і дорогих конструкційних матеріалів в усьому обсязі неминуче. Існує велика кількість традиційних методів загартування, які мають свої особливості, переваги і недоліки. У зв'язку з цим метою даної роботи є проведення порівняльного аналізу існуючих способів поверхневого зміцнення деталей машин.

**Результати роботи.** На сьогоднішній день в залежності від способів нагріву роз-