

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ БАРАБАННО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА ТРАМВАЯ

*В. В. Грабко, д.т.н., проф., Ю. В. Шевчук, асп.  
Вінницький національний технічний університет  
Хмельницьке шосе., 95, 21021, м. Вінниця, Україна  
E-mail: sheva\_era03@mail.ru*

Розроблено математичну модель для діагностування барабанно-колодкового гальма трамвая, в якій спрацювання гальмівних накладок та зазори в шарнірах і важелях визначаються через затримку часу між подачею сигналу на привод гальма та моментом початку гальмування з урахуванням особливостей функціонування даної системи трамвая.

**Ключові слова:** трамвай, гальмівна система, діагностування.

**Вступ.** Враховуючи те, що гальмівні властивості трамвая мають першочергове значення в забезпеченні безпеки дорожнього руху, та приймаючи до уваги неминуче зниження ефективності та надійності гальм по мірі зносу деталей гальмівних систем, необхідно розробити методи для визначення технічного стану гальмівної системи трамвая [1–6]. Існує як мінімум два способи випробувань гальмівної системи трамвая: дорожні та стендові. Дорожні випробування здійснюються водієм при виїзді на маршрут, стендові – на спеціально призначеному стенді [7–9]. Обидва методи є неточними та представляють собою певні труднощі у своїй реалізації.

**Аналіз попередніх досліджень.** У роботах [10, 11] запропоновано пристрій для вимірювання рівня зносу гальмівних накладок за допомогою сенсорів зносу, у роботі [12] запропоновано здійснювати вимірювання зносу гальмівних

гальмування. Однак ці методи не забезпечують визначення рівня спрацювання проміжних ланок системи гальмування, таких, як важелі, коромисла, шарніри.

**Мета роботи.** Розробити метод діагностування барабанно-колодкового гальма трамвая, який дозволить отримувати інформацію не лише про ступінь зношення гальмівних накладок, але й про стан зазорів у шарнірах механічного привідного тракту.

**Матеріал і результати дослідження.** Гальмівне зусилля в барабанно-колодковому гальмі з електромагнітним приводом, що зображено на рис. 1, створюється за допомогою силової пружини, стани якої описуються системою рівнянь (1). Перше рівняння системи (1) характеризує загальмований або розгальмований стан системи по відношенню до пружини (статичні стани). Друге рівняння системи (1) характеризує перехідні стани – процес стискання та розтискання пружини (динамічні стани).

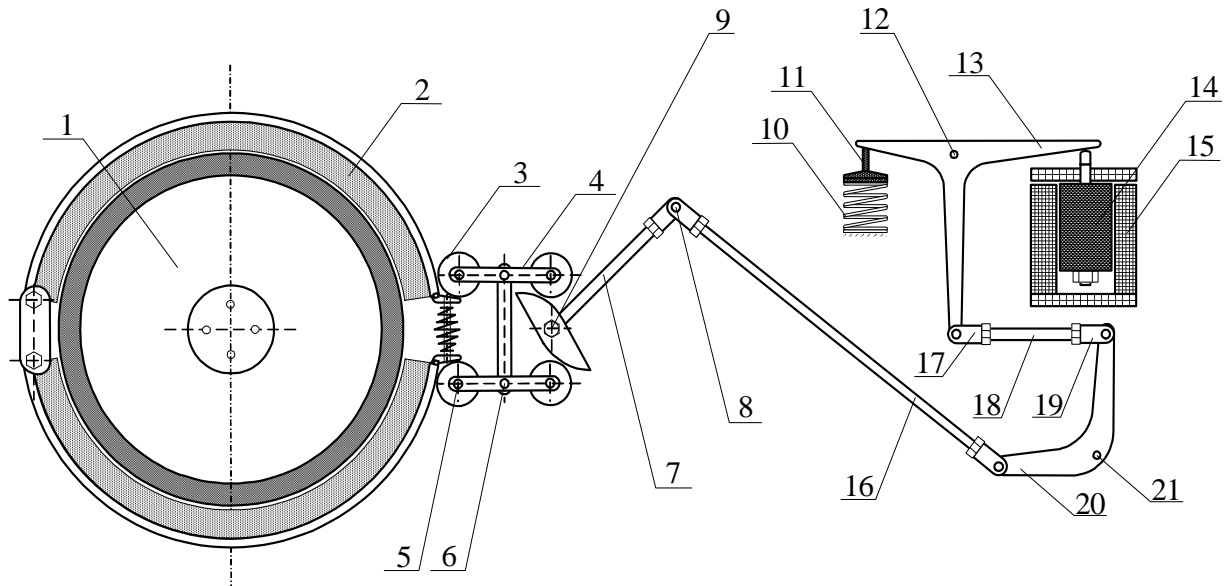


Рисунок 1 – Будова барабанно-колодкового гальма трамвая: 1 – гальмівний барабан, 2 – гальмівна колодка із гальмівною накладкою, 3 – ролик, 4 – коромисло, 5 – рухомий шарнір роликової системи, 6 – нерухомий шарнір роликової системи, 7 – кутовий важіль, 8 – четвертий рухомий шарнір, 9 – розжимний кулак, 10 – гальмівна пружина, 11 – гальмівний шток, 12 – нерухомий шарнір триплечого важеля, 13 – триплечий важіль, 14 – сердечник соленоїда, 15 – соленоїд, 16 – штанга, 17 – перший рухомий шарнір, 18 – мала штанга, 19 – другий рухомий шарнір, 20 – третій рухомий шарнір, 21 – кутовий важіль та його нерухомий шарнір накладок через вимірювання затримки

$$\begin{cases} \vec{F}_{np} + \vec{F}_z = 0; \\ \vec{F}_{np} + \vec{F}_{mp} = \vec{F}, \end{cases} \quad (1)$$

де  $\vec{F}_{np}$  – вектор сили пружності пружини,  $\vec{F}_{mp}$  – вектор сили тертя,  $\vec{F}$  – вектор рівнодійної сили.

Для спрощення математичної моделі знехтуємо силою тертя через її незначний вплив на роботу системи ( $F_{np} \gg F_{mp}$ ).

$$\begin{cases} kx = mx''; \\ F_r = kx, \end{cases} \quad (2)$$

де  $m$  – зведена маса механічного гальмівного тракту,  $k$  – коефіцієнт пружності пружини,  $x$  – лінійне видовження пружини.

Рівняння (3) описує рух гальмівного штока під дією силової пружини:

$$m_1 \frac{d^2x}{dt^2} - kx = 0, \quad (3)$$

де  $m_1$  – маса гальмівного штока.

У вихідному, розгальмованому стані системи напруга подається на соленоїд, сердечник якого через триплечий важіль стискає пружину. У результаті зняття напруги із соленоїда гальмівний шток разом із триплечим важелем здійснює переміщення в межах зазору  $x_2$ , викликаного спрацюванням у першому шарнірі:

$$m_{n1} \frac{d^2x_2}{dt^2} - kx_2 = 0, \quad (4)$$

де  $x_2$  – зазор у шарнірі;  $m_{n1}$  – зведена маса першої (гальмівного штока) та другої (триплечого важеля) ланок.

Зведена маса  $m_{n1}$  для першого та інших випадків визначається через кінетичні енергії:

$$\begin{cases} K_{12} = K_{ЛП1}; \\ K_{12} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2}; \\ K_{ЛП1} = \frac{m_{п1} v_{cp1}^2}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

де  $J_2$  – момент інерції триплечого важеля;  $K_{12}$  – сумарна кінетична енергія першої та другої ланок;  $K_{ЛП1}$  – кінетична енергія ланки приведення на першому етапі,  $v_{cp1}$  – середня швидкість першої ланки;  $\omega_{cp2}$  – середня кутова швидкість другої ланки.

Із урахуванням системи (5) рівняння (4) набуває вид:

$$\frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2}{v_1^2} \frac{d^2x_2}{dt^2} - kx_2 = 0. \quad (6)$$

Запишемо диференціальне рівняння руху першої, другої та третьої (мала штанга) ланок системи в межах зазору в другому шарнірі:

$$m_{п2} \frac{d^2x_3}{dt^2} - kx_3 = 0, \quad (7)$$

де  $x_3$  – зазор у шарнірі;  $m_{п2}$  – зведена маса першої – третьої ланок.

$$\begin{cases} K_{13} = K_{ЛП2}; \\ K_{ЛП2} = \frac{m_{п2} v_{cp1}^2}{2}; \\ K_{13} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2} + \frac{m_3 v_{cp3}^2}{2} + \\ + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2}{2}, \end{cases} \quad (8)$$

де  $m_3$  – маса третьої ланки;  $J_3$  – момент інерції малої штанги;  $K_{13}$  – сумарна кінетична енергія першої – третьої ланок;  $K_{ЛП2}$  – кінетична енергія ланки приведення на другому етапі,  $v_{cp3}$  – середня швидкість третьої ланки;  $\omega_{cp3}$  – середня кутова швидкість третьої ланки.

Із урахуванням системи (8) рівняння (7) запишеться:

$$\frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2 + m_3 v_{cp3}^2 + J_3 \omega_{cp3}^2}{v_1^2} \frac{d^2x_3}{dt^2} - kx_3 = 0. \quad (9)$$

Рух першої – третьої та четвертої (кутовий важіль) ланок системи в межах зазору в третьому шарнірі описується наступним диференціальним рівнянням:

$$m_{п3} \frac{d^2x_4}{dt^2} - kx_4 = 0, \quad (10)$$

де  $x_4$  – зазор у шарнірі;  $m_{п3}$  – зведена маса першої – четвертої ланок.

$$\begin{cases} K_{14} = K_{ЛП3}; \\ K_{ЛП3} = \frac{m_{п3} v_{cp1}^2}{2}; \\ K_{14} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2} + \frac{m_3 v_{cp3}^2}{2} + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2}{2} + \\ + \frac{J_4 \omega_{cp4}^2}{2}, \end{cases} \quad (11)$$

де  $J_4$  – момент інерції кутового важеля;  $K_{14}$  – сумарна кінетична енергія першої – четвертої ланок;  $K_{ЛП3}$  – кінетична енергія ланки приведення на третьому етапі;  $\omega_{cp4}$  – середня кутова швидкість четвертої ланки.

Із урахуванням системи (11) рівняння (10) перепишеться:

$$\left( \frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2 + m_3 v_{cp3}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2 + J_4 \omega_{cp4}^2}{v_{cp1}^2} \right) \frac{d^2x_4}{dt^2} - kx_4 = 0. \quad (12)$$

Наступне рівняння (13) описує рух першої – четвертої та п'ятої (штанга) ланок системи в межах зазору в четвертому шарнірі:

$$m_{п4} \frac{d^2 x_5}{dt^2} - kx_5 = 0, \quad (13)$$

де  $x_5$  – зазор у шарнірі;  $m_{п4}$  – зведена маса першої – п'ятої ланок.

$$\begin{cases} K_{15} = K_{ЛП4}; \\ K_{15} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2} + \frac{m_3 v_{cp3}^2}{2} + \\ + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2}{2} + \frac{J_4 \omega_{cp4}^2}{2} + \frac{m_5 v_{cp5}^2}{2} + \frac{J_5 \omega_{cp5}^2}{2}; \\ K_{ЛП4} = \frac{m_{п4} v_{cp1}^2}{2}, \end{cases} \quad (14)$$

де  $m_5$  – маса п'ятої ланки,  $J_5$  – момент інерції штанги;  $K_{15}$  – сумарна кінетична енергія першої – п'ятої ланок;  $K_{ЛП4}$  – кінетична енергія ланки приведення на четвертому етапі;  $v_{cp5}$  – середня швидкість п'ятої ланки;  $\omega_{cp5}$  – середня кутова швидкість п'ятої ланки.

Із урахуванням системи (14) рівняння (13) запишеться:

$$\left( \frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2 + m_3 v_{cp3}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2 + J_4 \omega_{cp4}^2 + m_5 v_{cp5}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_5 \omega_{cp5}^2}{v_{cp1}^2} \right) \frac{d^2 x_5}{dt^2} - kx_5 = 0. \quad (15)$$

Рух першої – п'ятої та шостої (гальмівний важіль) ланок системи в межах зазору в п'ятому умовному шарнірі описаний наступним диференціальним рівнянням:

$$m_{п5} \frac{d^2 x_6}{dt^2} - kx_6 = 0, \quad (16)$$

де  $x_6$  – зазор в умовному шарнірі;  $m_{п5}$  – зведена маса першої – шостої ланок.

$$\begin{cases} K_{16} = K_{ЛП5}; \\ K_{ЛП5} = \frac{m_{п5} v_{cp1}^2}{2}; \\ K_{16} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2} + \frac{m_3 v_{cp3}^2}{2} + \\ + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2}{2} + \frac{J_4 \omega_{cp4}^2}{2} + \frac{m_5 v_{cp5}^2}{2} + \\ + \frac{J_5 \omega_{cp5}^2}{2} + \frac{J_6 \omega_{cp6}^2}{2}, \end{cases} \quad (17)$$

де  $J_6$  – момент інерції гальмівного важеля;  $K_{16}$  – сумарна кінетична енергія першої – шостої ланок;  $K_{ЛП5}$  – кінетична енергія ланки приведення на

п'ятому етапі;  $\omega_{cp6}$  – середня кутова швидкість п'ятої ланки.

Із урахуванням системи (17) рівняння (16) набуде вигляду:

$$\left( \frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2 + m_3 v_{cp3}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2 + J_4 \omega_{cp4}^2 + m_5 v_{cp5}^2 + J_5 \omega_{cp5}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_6 \omega_{cp6}^2}{v_{cp1}^2} \right) \frac{d^2 x_6}{dt^2} - kx_6 = 0. \quad (18)$$

Рівняння (19) описує рух першої – шостої та сьомої (гальмівна колодка разом із накладкою) ланок системи в межах нормального зазору між накладкою і барабаном та зазору, зумовлене стиранням гальмівної накладки та барабана.

$$m_{п6} \frac{d^2 x_7}{dt^2} - kx_7 = 0, \quad (19)$$

де  $x_7$  – сумарний зазор між накладкою та барабаном;  $m_{п6}$  – зведена маса першої – сьомої ланок.

$$\begin{cases} K_{17} = K_{ЛП6}; \\ K_{17} = \frac{m_1 v_{cp1}^2}{2} + \frac{J_2 \omega_{cp2}^2}{2} + \frac{m_3 v_{cp3}^2}{2} + \\ + \frac{J_3 \omega_{cp3}^2}{2} + \frac{J_4 \omega_{cp4}^2}{2} + \frac{m_5 v_{cp5}^2}{2} + \\ + \frac{J_5 \omega_{cp5}^2}{2} + \frac{J_6 \omega_{cp6}^2}{2} + \frac{J_7 \omega_{cp7}^2}{2}; \\ K_{ЛП6} = \frac{m_{п6} v_{cp1}^2}{2}, \end{cases} \quad (20)$$

де  $K_{17}$  – сумарна кінетична енергія першої – сьомої ланок;  $K_{ЛП6}$  – кінетична енергія ланки приведення на четвертому етапі;  $J_7$  – момент інерції сьомої ланки.

Із урахуванням системи (20) рівняння (19) переписеться:

$$\left( \frac{m_1 v_{cp1}^2 + J_2 \omega_{cp2}^2 + m_3 v_{cp3}^2 + J_3 \omega_{cp3}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_4 \omega_{cp4}^2 + m_5 v_{cp5}^2 + J_5 \omega_{cp5}^2 + J_6 \omega_{cp6}^2}{v_{cp1}^2} + \frac{J_7 \omega_{cp7}^2}{v_{cp1}^2} \right) \frac{d^2 x_7}{dt^2} - kx_7 = 0. \quad (21)$$

**Висновки.** Розроблено метод діагностування барабанно-колодкового гальма трамвая, який дозволяє визначити зазори спрацювання у кожному шарнірі механічного привідного тракту та ступінь спрацювання гальмівних накладок у процесі експлуатації трамвайного вагона.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Проблеми та перспективи експлуатації засобів електротранспорту в функції їх стану / Б.І. Мокін, С.І. Бурденюк, Н.В. Гурильова // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2000 – № 6. – С. 22–25.

2. Сидоренко Ю.В. Дослідження тенденцій розвитку міського електротранспорту країн СНД // Вісник економіки транспорту і промисловості. – 2010. – № 30. – С. 57–60.

3. Далека В.Х. Основи концепції управління проектами ресурсоенергозбереження при експлуатації міського електротранспорту // Коммунальное хозяйство городов. – 2006. – Вип. 69. – С. 88–95.

4. Аналіз роботи підприємств міського електротранспорту України за 1 кв. 2010 року. [Електронний ресурс] – Режим доступу до документу: <http://www.minjkg.gov.ua/engine/download.php?id=1089>.

5. Техническое описание трамвайного вагона КТ4SU

6. Правила експлуатації трамвая та троллейбуса. Затв. Наказом Держжитлокомунгоспу України №103 від 10.12.96 р. Зареєстровано в Мінюсті України № 66/1870 від 16.03.97 р. Введено в дію 16.03.97 р. – К.: Держжитлокомунгосп, 1997. – 104 с.

7. Веклич В.Ф. Диагностика технического состояния троллейбусов. – М.: Транспорт, 1990. – 295 с.

8. Иванов М.Д., Алпаткин А.П., Иерпольский Б.К. Устройство и эксплуатация трамвая. – ВШ, 1985. – 264 с.

9. Ефремов И.С. Механическое оборудование троллейбусов. – М.: Транспорт, 1978. – 311 с.

10. Максимов А.Н. Городской электротранспорт: Троллейбус: Учебник для нач. проф. образования. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 256 с.

11. Пат № 17392 А1 Україна МПК В60Т17/22 Пристрій для контролю зношення гальмівних накладок / Мокін Б.І., Грабко В.В., Розводюк М.П., Шевчук Ю.В.; заявл. 13.04.2006; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9. – 3 с.

12. Мокін Б.І., Розводюк М.П., Шевчук Ю.В. Математична модель та мікроконтролерний пристрій для діагностування барабанно-колодочного гальма трамвая // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2006. – Вип. № 6. – С. 97–99.

13. Пат №2224148 А1 Россия МПК F16D00/02 Способ определения износа фрикционных накладок тормозов автомобиля / В.И. Васильев, В.В. Грачев, А.В. Шарыпов, Г.В. Осипов.

Стаття надійшла 14.06.2011 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Чорним О.П

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ БАРАБАННО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ТРАМВАЯ

*В. В. Грабко, д.т.н., проф., Ю. В. Шевчук, асп.  
Винницкий национальный технический университет  
Хмельницкое шоссе, 95, 21021, г. Винница, Украина  
E-mail: sheva\_epa03@mail.ru*

Разработана математическая модель для диагностирования барабанно-колодочного тормоза трамвая, в которой износ тормозных накладок и зазоры в шарнирах и рычагах определяются через задержку времени между подачей сигнала на привод тормоза и моментом начала торможения с учетом особенностей функционирования данной системы трамвая.

**Ключевые слова:** трамвай, тормозная система, диагностирование.

## MATHEMATICAL MODEL OF TRAM DRUM-SKIDZ BRAKE DIAGNOSTICATING

*V. Grabko, D.Sc. (Eng.), Prof., Y. Shevchuk, post-grad.  
Vinnitsia National Technical University  
Khmelnyske shose, 95, 21021, Vinnitsa, Ukraine  
E-mail: sheva\_epa03@mail.ru*

A mathematical model for diagnosticating of tram drum-skidz brake, in what switching of brake protective straps and gaps in hinges and levers expressed through the delay of time between the serve of brake signal on the occasion and braking beginning from the account of this tram system functioning features is developed and the flow diagram of device is offered for mathematical model realization.

**Key words:** tram, drum-skidz brake, diagnosticating.