

УДК 629.4-592

В. В. ШЕЛУДЧЕНКО, канд. техн. наук, доцент, Сумський національний аграрний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ ТРЬОХВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ

У роботі представлена універсальна математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів, що дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил. Наведена математична модель складається з опису взаємодії коліс з опорною поверхнею, математичної моделі гальмівного механізму та опису сил, що діють на гальмуючий автомобіль.

Ключові слова: автомобіль, гальмівний механізм, динаміка гальмування, математична модель.

Вступ. На сьогоднішній день велика увага виробників вантажних автомобілів приділяється підвищенню безпеки дорожнього руху.

Дослідження процесів, які відбуваються при гальмуванні, вплив різноманітних факторів на гальмівну ефективність доцільно проводити на етапі проектування з використанням відповідних математичних моделей, що дозволяє суттєво знизити матеріальні витрати виробнику.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню динаміки руху вантажних автомобілів присвячені численні праці Антонова Д.А., Біленького Ю.Г., Булгакова М.О., Волкова В.П., Генбома Б.Б., Гесслера Н.А., Гредескула А.Б., Грігоряна В.Г., Зімельова Г.В., Іларіонова В.О., Кльопіка М.К., Косолапова Г.М., Литвинова О.С., Машенка О.Ф., Павленка В.А., Павленка В.Н., Певзнера Я.М., Петрова В.А., Петрова М.А., Подригало М.А., Пчеліна І.К., Степанова В.Ю., Фалькевіча Б.С., Фаробіна Я.Є., Фрумкіна А.К., Хачатурова А.А., Чудакова Є.О. та ін. [1 – 10].

Залежно від поставленої мети, можуть використовуватися декілька методів представлення математичних моделей динаміки гальмування багатівісного автомобіля: «плоска» модель автомобіля, багатомасова нелінійна модель.

Рішення окремих задач динаміки тривісного автомобіля засноване на застосуванні так званої «плоскої» моделі автомобіля, яка в більшості випадків дозволяє одержати аналітичні рішення. Доцільність такого підходу полягає в тому, що в цьому випадку трапляється нагода розкрити фізичну суть процесів і аналізом встановити вплив того або іншого чинника (конструктивного параметра) на динаміку автомобіля. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил [10].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою даної роботи є складання універсальної математичної моделі процесу гальмування трьохвісних автомобілів. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичну модель процесу гальмування автомобіля, описати взаємодію коліс з опорною поверхнею, навести математичну моделі гальмівного механізму та описати сили, що діють на гальмуючий автомобіль.

Математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів

Основними оціночними показниками гальмівної якості є наступні показники: найбільше значення уповільнення транспортного засобу, що досягається в заданих умовах експлуатації; найменший гальмівний шлях, що проходить автомобіль від початку гальмування до повної зупинки.

© В.В. Шелудченко, 2015

Визначення вище наведених параметрів та дослідження процесів, які відбуваються при гальмуванні не можливо без адекватної математичної моделі.

Важливою характеристикою гальмівного механізму, що значно впливає на процес гальмування, є залежність створюваного гальмівним механізмом гальмівного моменту M_{Tij} від тиску в гальмівному приводі P_{ij} . Для опису залежності $M_{Tij} = M_{Tij}(P_{ij})$ доцільно застосовувати нижче наведену кусочно-лінійну функцію.

При підвищенні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{Tij} = k_{1ij} \cdot P_{ij} - A_{1ij}, \text{ якщо } M_{Tij} < 0, \text{ тоді } M_{Tij} = 0, \quad (1)$$

де k_{1ij} , A_{1ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними;

i – номер борта автотранспортного засобу ($i=n$ – правий борт, $i=l$ – лівий борт);

j – номер осі автотранспортного засобу ($j=1$ – передня вісь, $j=2$ – середня вісь, $j=3$ – задня вісь).

Після початку зниження тиску в гальмівній камері відбувається затримка зниження гальмівного моменту, при цьому значення гальмівного моменту визначається з виразу:

$$M_{Tij} = A_{2ij} + k_{2ij} \cdot P_{ij}, \quad (2)$$

де k_{2ij} , A_{2ij} – коефіцієнти, які визначаються за експериментальними даними.

При зниженні приводного тиску гальмівний момент визначається з виразу:

$$M_{Tij} = k_{3ij} \cdot P_{ij}, \quad (3)$$

де k_{3ij} – коефіцієнт, який визначається за експериментальними даними.

У разі нехтування гістерезисними втратами, виразом (1) буде описуватися зміна гальмівного моменту при підвищенні та зниженні приводного тиску.

Вибір коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} вважається вірним, якщо при $P_b = P_{ij} = 0,16 \dots 0,18$ МПа (розглянемо пневматичний гальмівний привід) гальмівний момент $M_{Tij} = 0$; при P_{\max} гальмівний момент $M_{Tij} = M_{Tij \max}$. Тобто для знаходження коефіцієнтів k_{1ij} , A_{1ij} необхідно вирішити систему рівнянь:

$$\begin{cases} k_{1ij} \cdot P_b - A_{1ij} = 0; \\ k_{1ij} \cdot P_{\max} - A_{1ij} = M_{Tij \max}. \end{cases} \quad (4)$$

Визначити коефіцієнти k_{1ij} , A_{1ij} можливо лише в тому випадку, коли відомий максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автомобіля – $M_{Tij \max}$.

Визначимо нормальні реакції на передніх колесах при максимальній вазі автомобіля (в динаміці (рис.1)):

$$R_{zi1\max} = \frac{G_{\max} \cdot (L - a) + P_{js\max} \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (5)$$

де G_{\max} – максимальна вага автомобіля;

L – відстань від передньої осі до центру заднього візка;

a – відстань від передньої осі до центру мас автомобіля;

$P_{js\max}$ – сила інерції при максимальній вазі автомобіля;

h – висота центру мас автомобіля.

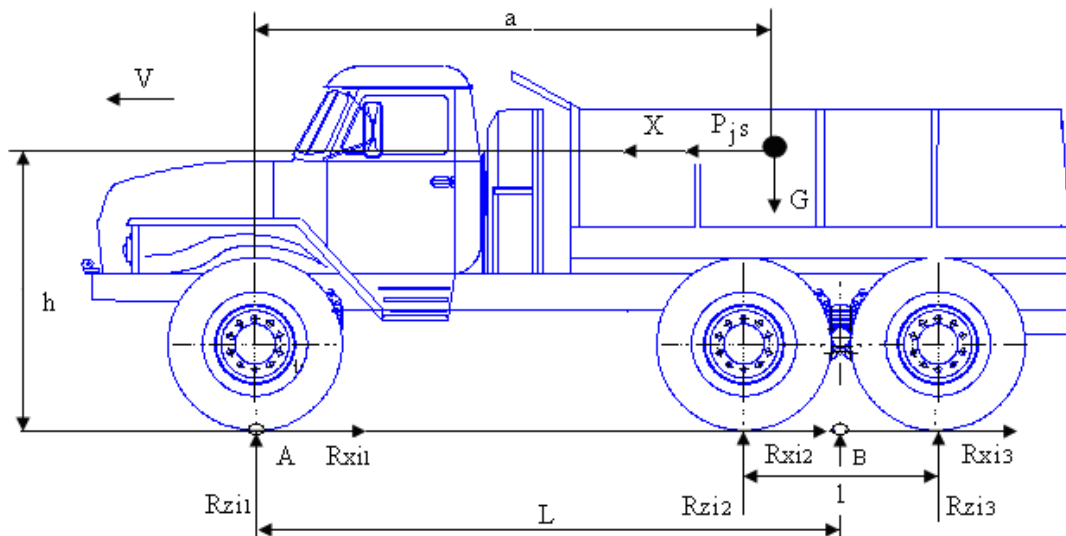


Рисунок 1 – Розрахункова схема автомобіля

Визначимо нормальні реакції на колесах заднього візка (в статиці) при максимальній вазі автомобіля:

$$R_{zi2\max} = R_{zi3\max} = \frac{G_{\max} \cdot a}{4 \cdot L}. \quad (6)$$

Сила інерції при максимальній вазі автомобіля визначається з наступного виразу:

$$P_{js\max} = G_{\max} \cdot \varphi_{\max}, \quad (7)$$

де φ_{\max} – максимальне значення коефіцієнта зчеплення колеса в подовжньому напрямку з опорною асфальтобетонною поверхнею, рівне 0,8.

Максимальний гальмівний момент, що реалізується на кожному колесі автомобіля за рахунок гальмівних механізмів:

$$M_{Tij\max} = R_{xij\max} \cdot r, \quad (8)$$

де $R_{xij\max}$ – реакція у повздовжній площині ij колеса при максимальній вазі автомобіля, що визначає гальмівну ефективність;

r – радіус колеса.

Реакція у повздожній площині ij колеса при максимальній вазі автомобіля, що визначає гальмівну ефективність:

$$R_{xij \max} = R_{zij \max} \cdot \varphi_{\max} \quad (9)$$

Математична модель гальмівного механізму, що описує залежність $M_{Tij} = M_{Tij}(P_{ij})$, є невід’ємною частиною математичної моделі процесу гальмування автомобіля без якої не можливе отримання достовірних значень таких параметрів, як уповільнення та гальмівний шлях.

В зв’язку з тим, що розглядається прямолінійний рух, для визначення таких параметрів, можливе використання «плоскої» моделі автомобіля.

Силою опору повітря, зважаючи на мале значення даної величин в гальмівному режимі, та силою опору коченню, при складанні математичної моделі процесу гальмування, нехтуємо.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні автомобіля для передніх коліс:

$$R_{zi1} = \frac{G \cdot (L - a) + P_{js} \cdot h}{2 \cdot L}, \quad (10)$$

де G – вага автомобіля;

P_{js} – сила інерції автомобіля.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} з урахуванням перерозподілу мас для коліс заднього візка:

$$R_{zi2} = R_{zi3} = \frac{G \cdot a - P_{js} \cdot h}{4 \cdot L}. \quad (11)$$

Сила інерції автомобіля визначається з наступного виразу:

$$P_{js} = G \cdot \ddot{x} + g, \quad (12)$$

де \ddot{x} – уповільнення автомобіля щодо координатної осі X ;

g – прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт зчеплення в подовжньому напрямку:

$$\varphi_{ij} = f(S_{ij}), \quad (13)$$

де S_{ij} – відносне повздожнє ковзання ij колеса.

Відносне повздожнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V - \omega_{ij} \cdot r}{V}, \quad (14)$$

де V – швидкість руху автомобіля;
 ω_{ij} – кутова швидкість ij колеса.

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступним виразом [6, 8, 10] (рис. 2):

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \varphi_{ij} \cdot r - M_{Tij}, \quad (15)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з ij колесом мас, що обертаються.

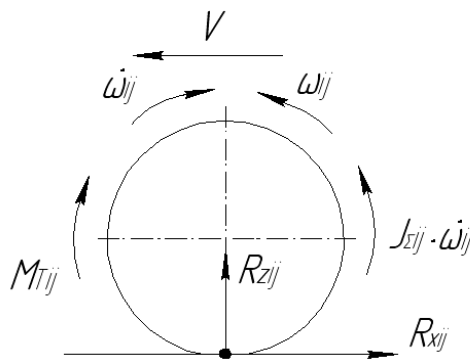


Рисунок 2 – Силві та кінематичні фактори, що діють на колесо при гальмуванні

Кутова швидкість колеса:

$$\omega_{ij} = \omega_{oij} - \int_0^t \dot{\omega}_{ij} dt, \quad (16)$$

де ω_{oij} – початкова кутова швидкість ij колеса;
 t – час гальмування.

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги R_{zij} і коефіцієнта зчеплення φ_{ij} . Це пов'язано з перерозподілом ваги автомобіля між осями і зміною відносного подовжнього ковзання колеса S_{ij} .

Швидкість руху автомобіля:

$$V = V_o - \int_0^t \dot{V} dt. \quad (17)$$

Уповільнення автомобіля щодо координатної осі X визначається з виразу:

$$\ddot{x} = - \sum_{i,j} R_{xij} / G. \quad (18)$$

У разі блокування колеса рівняння (15) замінюється на $\dot{\omega}_{ij}$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} - (R_{zij} \cdot \varphi_{ij} \cdot r_{ij} - M_{Tij}, 0). \quad (19)$$

Якщо $\omega_{ij} < 0$, то $\omega_{ij} = 0$, якщо $\omega_{ij} = 0$ та $\dot{\omega}_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$.

Особливий інтерес представляє вираз $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$. Достовірність отриманих результатів в процесі моделювання в значній мірі залежить від коректності вибору залежності $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$. На характер формування φ_{ij} впливають такі параметри: величина швидкості руху; значення тиску повітря в шині; конструкція шини і т.п.

Більшість дослідників [10] обмежуються описом зв'язку $\varphi_{ij} = f(S_{ij})$ через нелінійну емпіричну залежність коефіцієнта зчеплення в подовжньому напрямку від коефіцієнта відносного ковзання, яку називають $\varphi - S$ діаграмою.

З урахуванням рекомендацій [10], вираз для опису $\varphi - S$ діаграми, який має швидкісну залежність, доцільно представити в наступному вигляді:

$$\varphi_{ij}(S_{ij}, V) = [C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_{ij}}) - C_3 \cdot S_{ij}] \cdot e^{-C_4 \cdot S_{ij} \cdot V}, \quad (20)$$

де C_1, C_2, C_3 – постійні коефіцієнти;

C_4 – коефіцієнт, що характеризує вологість навколишнього середовища, рівний 0,02...0,04.

Висновок. Представлена універсальна математична модель процесу гальмування трьохвісних автомобілів дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування автомобіля. Така модель дозволяє отримати достатньо точний якісний опис динаміки автомобіля за умови дії порівняно малих бічних сил, визначити значення уповільнення транспортного засобу, що досягається в заданих умовах експлуатації, та гальмівного шляху.

Список літератури: 1. Григорян В.Г. Исследование динамики торможения трехосного грузового автомобиля: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “Автомобили и тракторы” / В.Г. Григорян – М., 1978. – 16 с. 2. Цитович И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: “Наука и техника”, 1981. – 191 с. 3. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 1999. – 93 с. 4. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [Подригало М.А., Волков В.П., Павленко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с. 5. Фрумкин А.К. Рабочие процессы и расчеты автомобиля. Тормозное управление: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Аркадий Константинович Фрумкин. – М., 1979. – 73 с. 6. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / Михаил Александрович Петров. – Омск: Западносибирское книжное издательство, 1973. – 224 с. 7. Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. Элементы теории

торможения, методы оценки тормозных свойств, пути совершенствования тормозных систем / *В.Г. Розанов* – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с. **8.** Динамика автомобиля / [*Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А.* и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008 – 452 с. **9.** *Волков В.П.* Оценка курсовой устойчивости грузовых автомобилей в тяговом и тормозном режимах движения / *В.П. Волков, М.А. Подригало, М.Б. Корсун* и др.] // Вісник Сідноукраїнського національного університету. – 2008. – № 22. – С. 122 – 126. **10.** *Бондаренко А.І.* Удосконалення процесів модуляції тиску в пневматичному гальмівному приводі автомобілів: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 “Автомобілі та трактори” / *Бондаренко Анатолій Ігорович.* – Харьков, 2010. – 203с.

Bibliography (transliterated): **1.** *Grigorjan V.G.* Issledovanie dinamiki tormozhenija trehosnogo gruzovogo avtomobilja: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.05.03 “Avtomobili i traktory” / *V.G. Grigorjan* – Moscow, 1978. – 16 p. **2.** *Citovich I.S.* Dinamika avtomobilja / *I.S. Citovich, V.B. Algin.* – Minsk: “Nauka i tehnika”, 1981. – 191 p. **3.** *Podrigalo M.A.* Utoichivost kolesnyh mashin pri tormozhenii / *Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyj V.I.* – Kharkov: Izd-vo HNADU, 1999. – 93 p. **4.** Ustojchivost kolesnyh mashin protiv zanosa v processe tormozhenija i puti ee povyshenija / [*Podrigalo M.A., Volkov V.P., Pavlenko V.A.* i dr.]; pod red. *M.A. Podrigalo.* – Harkov: Izd-vo HNADU, 2006. – 377 p. **5.** *Frumkin A.K.* Rabochie processy i raschety avtomobilja. Tormoznoe upravlenie: uchebn. [dlja stud. vyssh. uchebn. zav.] / *Arkadij Konstantinovich Frumkin.* – Moscow, 1979. – 73 p. **6.** *Petrov M.A.* Rabota avtomobilnogo kolesa v tormoznom rezhime: uchebn. [dlja stud. vyssh. uchebn. zav.] / *Mihail Aleksandrovich Petrov.* – Omsk: Zapadnosibirskoe knizhnoe izdatelstvo, 1973. – 224 p. **7.** *Rozanov V.G.* Tormozhenie avtomobilja i avtopoezda. Jelementy teorii tormozhenija, metody ocenki tormoznyh svojstv, puti sovershenstvovanija tormoznyh sistem / *V.G. Rozanov* – Moscow: Mashinostroenie, 1964. – 243 p. **8.** Динамика автомобиля / [*Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А.* и др.]. – Kharkov: HNADU, 2008 – 452 p. **9.** *Volkov V.P.* Ocenka kursovoj ustojchivosti gruzovyh avtomobilej v tjagovom i tormoznom rezhimah dvizhenija / *V.P. Volkov, M.A. Podrigalo, M.B. Korsun* i dr.] Visnik Sidnoukraïnskogo nacionalnogo universitetu. – 2008. – No 22. – P. 122 – 126. **10.** *Bondarenko A.I.* Udoskonalennja procesiv moduljacii tisku v pnevmatichnomu galmivnomu privodi avtomobiliv: dis. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.22.02 “Avtomobili ta traktori” / *Bondarenko Anatolij Igorovich.* – Kharkov, 2010. – 203 p.

Надійшла (received) 26.01.2015