

9. ДСТУ 3278-95. Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення. — Чинний від 01.01.97. — К.: Держстандарт України, 1996. — 60 с.
10. Эксплуатация авиационной наземной техники: Методические указания по дипломному проектированию/ В. Н. Анпилогов, В. Х. Баланин, Г. Н. Гелетука, и др. — К.: КИИГА, 1993. — 170 с.
11. В. Баланин, Р. Кондратенко, Б. Шапошніков. Системний аналіз якості транспортних засобів на різних етапах їх життєвого циклу// Транспортні інновації. — 2009. — №3. — С. 24-28.
12. Quality of airport's technologies and safety, regularity and effectiveness of flights/ A. Shishkov, V. Balanin, V. Shechetov, V. Stadnychenko// The World Congress «Aviation in the XXI-st century» (September 14 — 16, 2003, Kyiv). — К.:NAU, 2003. — P.4.45-4.51.

УДК 629.113.004.558

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ АВТОМОБІЛЯ В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Кандидат технічних наук Білецький В.О.

В статті запропонована математична модель, призначена для прогнозування характеристик і показників ефективності гальмування автомобіля у різних станах завантаження, виходячи із результатів його випробувань у спорядженому стані (без вантажу та/або пасажирів).

In this article is offered the mathematical model which is intended for forecasting of braking efficiency characteristics and parameters for the automobile in various conditions of loading, proceeding from results of its tests in the equipped condition (without a cargo and-or passengers).

Постановка проблеми. Вирішення багатьох практичних задач а галузі автомобільного транспорту нерозривно пов'язані із застосуванням методів математичного моделювання.

В галузі автомобільного транспорту часто виникає потреба у прогнозуванні певних характеристик. Наприклад, внесення змін у конструкцію транспортного засобу може привести до зміни тих чи інших його характеристик і властивостей. Для дослідження і прогнозування наслідків внесених змін найбільш доцільно застосувати методи математичного моделювання, а не піддавати випробуванням натурні зразки після внесення в їх конструкцію кожної зміни.

Зв'язок проблеми із науковими і практичними завданнями та мета і задачі роботи. Основною метою роботи є прогнозування змін показників ефективності гальмування транспортного засобу після внесення змін у його конструкцію та прогнозування характеристик і показників ефективності гальмування для різних станів завантаження, виходячи із результатів, отриманих під час випробувань транспортного засобу у спорядженому стані (без вантажу та/або пасажирів).

Аналіз останніх досліджень і публікацій, застосованих для вирішення проблеми. Аналізуючи останні дослідження у галузі моделювання процесу руху транспортного засобу у режимі гальмування, та враховуючи власні напрацювання, для вирішення поставленої мети було прийнято доопрацювати математичну модель, застосовану у роботі [1] з врахуванням її призначення.

Результати досліджень та обґрунтування отриманих наукових результатів. Основною математичної моделі прийнята просторова одно-масова модель, яка має шість ступенів свободи: поздовжнє, поперечне і вертикальне переміщення, а також повороти навколо трьох взаємно перпендикулярних осей, описана і досліджена у роботі [1]:

$$\sum_{i=1}^n R_{zi} - m_a(g + \ddot{Z}) = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n R_{xi} + (\ddot{X} + \dot{Y} \cdot \dot{Y}) \left[m_a + \sum_{i=1}^n (I_{Ki} / (r_{Ki} \cdot r_{Di})) + I_M U_T^2 \eta_T / (r_{Ki} \cdot r_{Di}) \right] - P_W = 0; \quad (2)$$

$$\sum_{i=1}^n R_{yi} - m_a(\ddot{Y} - \dot{X} \cdot \dot{Y}) = 0; \quad (3)$$

$$-(R_{X1} + R_{X3})l_1 + (R_{X2} + R_{X4})l_2 + (R_{Y1} + R_{Y2})a - (R_{Y3} + R_{Y4})b - P_w \cdot e_w + I_Z \ddot{\gamma} = 0; \quad (4)$$

$$-(R_{Z1} + R_{Z2})a + (R_{Z3} + R_{Z4})b + \sum_{i=1}^n R_{Xi} h + P_w e_w - I_Y \ddot{\beta} = 0; \quad (5)$$

$$(R_{Z1} + R_{Z2})l_1 + (R_{Z3} + R_{Z4})l_2 - \sum_{i=1}^n R_{Yi} h + I_X \ddot{\alpha} = 0. \quad (6)$$

Основа моделі являє собою систему шести диференціальних рівнянь другого порядку з шістьма основними невідомими, які характеризують рух твердого тіла $X, Y, Z, \gamma, \beta, \alpha$ і їх першими та другими похідними. Крім того, в систему входять ще 16 невідомих, а саме — 12 невідомих складових реакцій на колеса з боку опорної поверхні (R_{Xi}, R_{Yi}, R_{Zi}) і 4 невідомих параметри, які характеризують роботу коліс (r_{Ki}). Невідома P_w може бути виражена як функція вище перелічених невідомих змінних.

Для рішення цієї системи додаткові невідомі були виражені через основні невідомі ($X, Y, Z, \gamma, \beta, \alpha$), чи через їх першу або другу похідні за допомогою системи компонентних рівнянь. Для визначення нормальних складових реакцій дороги, які діють на кожне колесо, прийнято припущення про розподіл нормальних реакцій дороги на колеса R_{Zi} обернено пропорційно відстаням від їх центрів обертання до центра мас автомобіля. Поздовжні складові дотичних реакцій опорної поверхні на колеса, які рухаються в гальмівному режимі, визначаються із наступних виразів:

$$\left. \begin{aligned} R_{Xi} &= P\tau_{oi} \\ R_{Xi} &= P\tau_{oi} + P\tau_i \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \text{при} & \quad t \leq \tau_{zi} \\ \text{при} & \quad t > \tau_{zi} \end{aligned} \quad (7)$$

Зусилля прокручування незагальмованого колеса $P\tau_{oi}$, яке входить в рівняння (7), визначається із наступного виразу [2]:

$$P\tau_{oi} = R_{Zi} \cdot f_{Xi} = R_{Zi} \frac{1}{p_i^{0,54}} \left(0,02 + \frac{V_{Ki}^{3,7}}{p_i^{1,44} \cdot 142 \cdot 10^7} \right). \quad (8)$$

Емпіричний коефіцієнт p_i для кожного i -го колеса визначається із результатів стендових випробувань. Значення коефіцієнта чисельно може бути співставлене із значенням тиску в шині і для вирішення певних задач прогнозування може задаватися. При визначенні сили $P\tau_{oi}$ із виразу (8) необхідно контролювати виконання умови: $V_{Ki} > 0$. У випадку невиконання цієї умови розрахунок необхідно вести за наступним виразом:

$$P\tau_{oi} = R_{Zi} \frac{0,02}{p_i^{0,64}}. \quad (9)$$

Поздовжня складова реакції опорної поверхні на колесо, яке рухається в гальмівному режимі, за другим із виразів (7), а також гальмівна сила колеса $P\tau_i$ і ковзання колеса S_{oi} визначаються із тотожностей (10, 11):

$$R_{Xi} = P\tau_{oi} + (R_{Zi} \cdot \varphi_{Xi} - P\tau_{oi}) \cdot [1 - \exp(-K\tau_i S_{oi}) + M\tau_i S_{oi}^{N\tau_i} \exp(-N\tau_i S_{oi})]; \quad (10)$$

$$R_{Xi} = P\tau_{oi} + A_{ii} p_{ii} + A_{oi} - Q_i S_{Ki} + R_{Zi} \varphi_{Xi} M\tau_i S_{oi} \exp(-N\tau_i S_{oi}). \quad (11)$$

Значення зусилля на педалі або тиску в приводі (p_{ii}) визначається на стенді або задається:

$$p_{ii} = A_B \exp(B_B t), \quad (12)$$

де A_B, B_B — коефіцієнти апроксимації, визначені на стенді для конкретного гальмування або задані, виходячи із стандартизованого чи необхідного режиму приведення в дію гальмівної педалі.

Для визначення ковзання колеса прирівнюємо тотожності (10) і (11), виключивши, таким чином R_{x_i} :

$$A_{ii} p_{ii} + A_{oi} - Q_i S_{Ki} - (R_{zi} \varphi_{xi} - P \tau_{oi}) [1 - \exp(-K \tau_i S_{oi})] = 0. \quad (13)$$

Розв'язуючи одержану тотожність методом Ньютона, визначимо S_{oi} (або S_{Ki}). Одержане значення ковзання колеса S_{Ki} дозволить визначити радіус кочення r_{Ki} .

Розглядаючи процес бокового відведення і ковзання колеса у веденому режимі (за відсутності гальмівного моменту) як процес, аналогічний процесу поздовжнього ковзання (див. (10)), бокові сили, які виникають у контакті з дорогою, можна апроксимувати наступною залежністю:

$$R_{y_{oi}} = R_{z_{oi}} \varphi_{yi} [1 - \exp(-K_{yi} \delta_{oi}) + M_{yi}^{N_{yi}} \delta_{oi} \exp(-N_{yi} \delta_{oi})], \quad (14)$$

В залежності (14) дві невідомих — $R_{y_{oi}}$ і δ_{oi} . Співвідношення кутів відведення коліс автомобіля δ_{oi} (в радіанах) в процесі гальмування можуть бути визначені так: $\delta_{oi} = \delta_i / \delta_{mi}$,

де δ_{oi} — відносне значення кута відведення, яке визначається як:

δ_{mi} — значення кута відведення при досягненні коефіцієнта зчеплення колеса з опорною поверхнею в поперечному напрямку максимального значення.

δ_i — поточне значення кута відведення; змінюється в межах $\delta_i = (0 - \pi / 2)$:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \arctg(\dot{Y} + \dot{\gamma} \cdot a) / (\dot{X} + \dot{\gamma} \cdot l_1); \\ \delta_2 &= \arctg(\dot{Y} + \dot{\gamma} \cdot a) / (\dot{X} - \dot{\gamma} \cdot l_2); \\ \delta_3 &= \arctg(\dot{Y} - \dot{\gamma} \cdot b) / (\dot{X} + \dot{\gamma} \cdot l_1); \\ \delta_4 &= \arctg(\dot{Y} - \dot{\gamma} \cdot b) / (\dot{X} - \dot{\gamma} \cdot l_2). \end{aligned} \quad (16)$$

Сила опору повітря P_w визначається із наступного виразу:

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a^2 / 3,6^2, \quad (17)$$

де F — площа лобового перерізу автомобіля;

k — коефіцієнт обтічності.

При коченні колеса з ковзанням його радіус кочення залежить від поточного значення ковзання:

$$r_{Ki} = r_{Li} (1 - S_{Ki}). \quad (18)$$

Швидкість кочення i -го колеса можна визначити із тотожностей:

$$\begin{aligned} V_{K1} &= (\dot{X} + \dot{\gamma} \cdot l_1) (1 - S_{K1}); \\ V_{K2} &= (\dot{X} - \dot{\gamma} \cdot l_2) (1 - S_{K2}); \\ V_{K3} &= (\dot{X} + \dot{\gamma} \cdot l_1) (1 - S_{K3}); \\ V_{K4} &= (\dot{X} - \dot{\gamma} \cdot l_2) (1 - S_{K4}). \end{aligned} \quad (19)$$

Значення максимально можливої за умовами зчеплення колеса з опорною поверхнею бокової сили R_{yi} залежить від значення поздовжньої сили R_{xi} . Якщо $R_{y_{oi}}$ — бокова сила для кута відведення δ_i в умовах кочення i -го колеса у веденому режимі (за відсутності гальмівної сили), то при гальмівній силі R_{xi} і тому

ж куті відведення можна наближено знайти бокову силу R_{Yi} шляхом побудови еліпса, одна вісь якого дорівнює R_{Yoi} , а друга — $R_{Xmax i}$ [3]:

$$R_{Yoi} = R_{Yi} / \sqrt{1 - (R_{Xi} / R_{Xmax i})^2}. \quad (20)$$

Прирівнявши вирази (14) та (20), одержимо вираз для визначення бокової складової реакції R_{Yi} з врахуванням впливу на неї поздовжньої складової R_{Xi} :

$$R_{Yi} = R_{Zi} \varphi_{Yi} \sqrt{1 - (R_{Xi} / R_{Xmax i})^2} \cdot [1 - \exp(-K_{Yi} \delta_{oi}) + M_{Yi} \delta_{oi}^{N_{Yi}} \exp(-N_{Yi} \delta_{oi})]. \quad (21)$$

Рішаючи систему диференціальних рівнянь другого порядку виду $d^2 y / dt^2 = F(t, y, dy / dt)$ методом Рунге-Кутта четвертого порядку, виходячи з початкових значень аргументу t і функції y_{ji} , а також невідомих R_{Zi} , R_{Xi} , R_{Yi} , r_{Ki} , V_{Ki} , S_{oi} , δ_i , кроку обчислень h , та обчислюючи під час кожного переходу від одного етапу обчислень до іншого значення невідомих складових реакцій на колеса R_{zP} , R_{xP} , R_{yP} , r_{kP} , V_{kP} , S_{oP} , d_i шляхом рішення системи, до якої входять тотожності (7)-(21), одержуємо поточні значення усіх невідомих змінних для кожного шагу обчислень з дискретністю 0,01 с.

Корені рішення рівнянь, які входять в систему, на кожному кроці обчислень накопичуються в масивах даних для можливості подальшого аналізу одержаних результатів, а також для представлення результатів моделювання процесу гальмування у графічному вигляді на дисплеї ЕОМ з можливістю одержання копії на паперовому носії.

Результати моделювання руху автомобіля в режимі гальмування за даними, визначеними на гальмівному стенді, представлені в графічній формі на рис. 1:

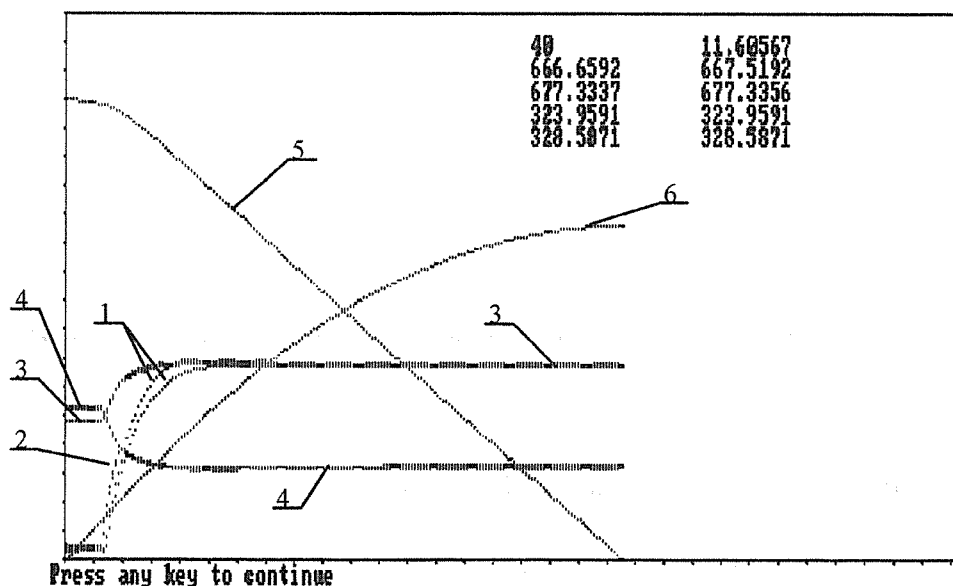


Рис. 1. Результати моделювання руху автомобіля в режимі гальмування з початковою швидкістю $V_0 = 40$ км/год, з темпом приведення педалі в дію 0,2 с: 1 — наростання гальмівних сил передніх коліс у функції часу; 2 — наростання гальмівних сил задніх коліс у функції часу; 3 — зміна максимально можливих сил зчеплення передніх коліс у процесі гальмування; 4 — зміна максимально можливих сил зчеплення задніх коліс у процесі гальмування; 5 — зміна швидкості з 40 км/год. до 0 км/год; 6 — шлях, пройдений транспортним засобом у процесі гальмування (гальмівний шлях $S = 11,6$ м; колеса задньої та передньої осі доведені до блокування)

Висновки за результатами досліджень і перспективи застосування методики та її подальшого розвитку. Запропонована математична модель руху двоосного автомобіля в режимі гальмування дозволяє прогнозувати усі необхідні показники процесу гальмування і задавати та змінювати наступні параметри: показників мас та їх розподілу між осями; колісної бази та колії автомобіля; висоти центра мас та моментів інерції автомобіля і його коліс та їх розмірів, характеристик гальмівних механізмів і привода; приводного зусилля та темпу приведення в дію гальмівної педалі; коефіцієнта зчеплення коліс із дорожнім покриттям. Модель може застосовуватися для оцінки наслідків внесення змін конструктивних параметрів автомобілів та для «віртуальних» випробувань автомобілів з метою оцінки відповідності характеристик гальмівних систем.

Література

1. Білецький В.О. Вдосконалення методики і технічних засобів діагностування гальмівних систем автомобілів. Дис. канд. техн. наук. 05.22.20. — К., 2003. — 146с.
2. Wrzesinski T. Hamowanie pojazdow samochodowych. — Warszawa, WKŁ, 1978, — 358 с
3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. — М.: Машиностроение, 1975. — 216 с.

УДК 629.113

ВПЛИВ ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ НА ПОКАЗНИКИ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЗМІНІ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА В ШИРОКИХ МЕЖАХ

Кандидат технічних наук Брегіда Ф.М.,
кандидат технічних наук Горбаха М.М.,
Корпач О.А.

Встановлено, що при зменшенні потужності двигуна показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля суттєво залежать від закону вибору передаточних відношень трансмісії, зокрема при зменшенні потужності двигуна до 70% від номінальної застосування оптимального ряду призводить до зменшення часу і шляху розгону автомобіля «Газель» на 14,29 і 14,44% відповідно.

It is established, that at reduction of capacity parameters of тягово-speed properties of the automobile essentially depend on transfer relations of transmission, in particular, at reduction of capacity of the engine up to 70 % from nominal application of optimum lines provides reduction of time and a way of dispersal of automobile «Gazelle» by 14,29 % and 14,44 % accordingly.

Постановка проблеми. Структура парку в Україні постійно змінюється і оптимізується, відповідно збільшується кількість модифікацій різних автомобілів, а також переобладнаних дорожніх транспортних засобів. Насамперед, це викликано тим, що номенклатура існуючої автомобільної техніки явно не задовольняє всіх потреб господарства, особливо щодо спеціалізованих і оснащених додатковим обладнанням колісних транспортних засобів (КТЗ). Значна частина транспортних засобів, що перебувають в експлуатації, складається з моделей, які зняті з виробництва, а значить, не випускаються і запасні частини до них, тому власники змушені застосовувати складові частини від інших автомобілів. Постійне подорожчання моторного палива спонукає власників транспортних засобів переобладнувати автомобілі для роботи на газоподібних паливах, а також замінювати бензинові двигуни на дизелі.

При переобладнанні автомобілів за основу державного технічного нагляду за конструкцією взято контроль пристроїв, які впливають на активну безпеку КТЗ. Але на сьогоднішній день зовсім не привертається увага на експлуатаційні властивості автомобіля після переобладнання. Основним призначенням комерційного КТЗ є перевезення вантажів із одного пункту в інший в можливо короткий час. Це дозволяє ранжирувати показники ефективності і рахувати, що одним із головних критеріїв ефективності КТЗ при виконанні їм транспортної задачі може служити продуктивність, що визначається за час руху без зупинок добутком корисної вантажності на середню швидкість руху.

Найбільша кількість переобладнань припадає на автомобілі «Газель», так як основна частка двигунів, що встановлюються заводом-виробником, є бензинові, а якість та експлуатаційні властивості автомобілів з