

можения (39,7 м и 53 м відповідно). ABS дозволяє тримати оптимальне продольне сцеплення і реалізувати сповільнення приблизно 7 м/с^2 , в той час як заблоковане колесо – тільки $4,8 \text{ м/с}^2$ (рис. 10). Регулювання організоване за принципом трьохфазного циклу і характеризується ефективністю на всіх типах доріг (см. рис. 2). Алгоритм управління представлений унікальною логічною структурою і забезпечує регулювання на переходному і установившійся процесах гальмування.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильный справочник Bosch. Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
2. Соснин Д.А. Автотроника. Электрооборудование и системы бортовой автоматики современных легковых автомобилей: Учебное пособие. М.: СОЛОН-Р, 2001, 272 с.
3. R. Rajamani. Vehicle dynamics and control. University of Minnesota, USA: Springer, "Mechanical engineering series", 2006. – 485 p.
4. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

УДК 629.11.012.814

М.В. ДЯЧУК, канд. техн. наук.

*Державний вищий навчальний заклад
«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

РОЗРОБКА МЕТОДУ АВТОМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Актуальність проблеми. Як можна спостерігати, досягнення ІТ- та мікроелектронної індустрій все глибше впроваджуються у конструкцію сучасних транспортних засобів (ТЗ) у виді «інтелектуальної» частини мехатронних систем. Ідеї контролю динаміки та руху автомобіля реалізовано у системах ESP, TCS, VDC, ECAS та багатьох інших. Розробка таких систем стає важливим засобом удосконалення експлуатаційних властивостей ТЗ та прибутковою комерційною діяльністю, що демонструють компанії MECHANICAL

SIMULATION (США) [1, 2] та SIMPACK (Німеччина)[3]. У процесі розробки систем активного контролю їх імітаційні моделі інтегрують з динамічними моделями ТЗ, які часто представляють автоматично відкомпільованим С чи С++ кодом відповідно до принципу Multibody Simulation. Таким чином, необхідність забезпечення автоматичної генерації систем ДР руху ТЗ становить важливу науково-практичну задачу автомобілебудування.

Аналіз досліджень. Алгоритми автоматичного складання динамічних моделей механічних систем реалізовано у багатьох комерційних програмних засобах віртуального аналізу: ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) AUTO, CARSIM, SIMPACK та ін., але самі алгоритми є закритими. Першою відкритою фундаментальною можна вважати видану у 2004 році роботу «Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics» авторів Michael Blundell та Damian Harty, які базувались на рівняннях Лагранжа.

Ціль роботи. Синтез методу автоматичного складання динамічних моделей, який задовольняє вимогам: безпосередньо задавати ступені свободи узагальненими координатами, мінімізувати обсяг вихідних даних, максимальна адаптація до засобів програмування, універсальність.

Основний матеріал. Розглянемо для прикладу моделювання динаміки автопоїзду DAF FTS XF105 + «Дністр»-9591 (рис. 1). Сконцентруємо маси у геометричних центрах

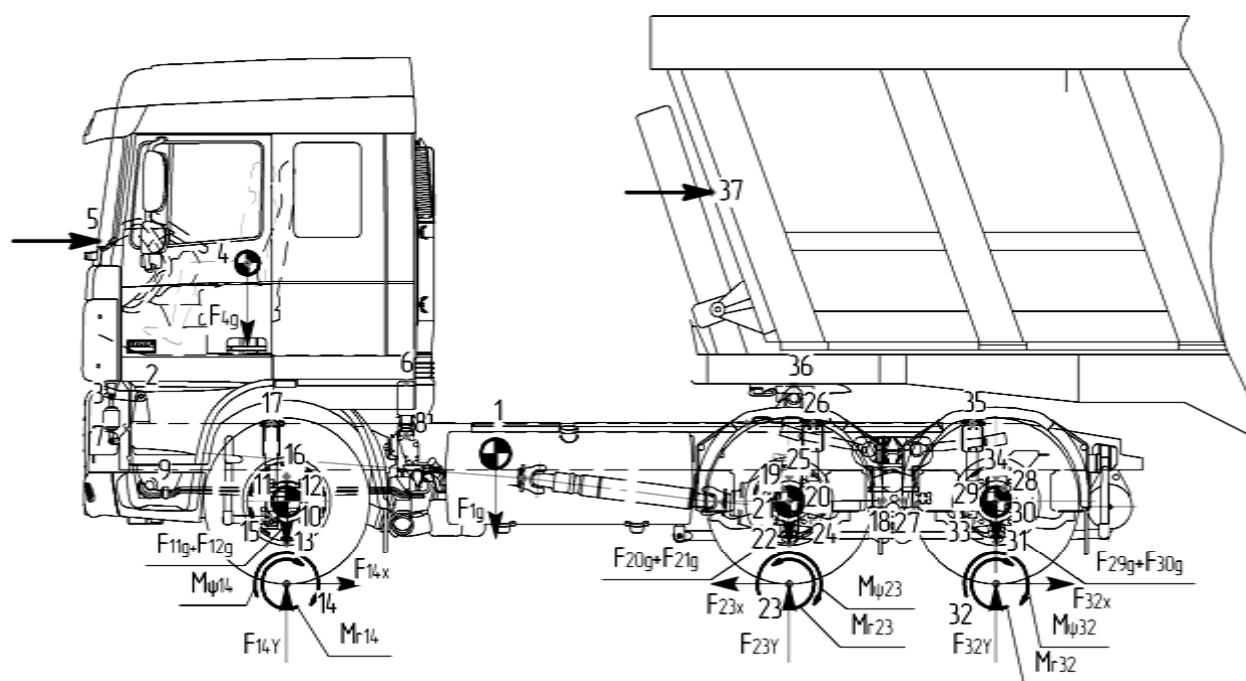


Рис. 1. Дискретизація мас транспортного засобу DAF FTS XF105 + «Дністр»-9591 та зовнішні сили, що діють на нього при русі.

підсистем моделі. Розташування мас повинне бути таким, щоб два ребра, сполучених ланцюговим зв'язком були інцидентні хоча б одному вузлу з масою. Радіус-вектори \vec{R} вузлів графа динамічної системи можна виразити через радіуси-ребра графа \vec{r} :

$$\{\vec{R}\} = G \cdot \{\vec{r}\}, \quad (1)$$

де G - матриця інциденцій ребер основного графа.

Кожний вектор \vec{r}_k жорсткої ланки можна розкласти у місцевий базис, а $\vec{r} = \vec{R}$ - у глобальний:

$$\vec{r}_k = \{\vec{u}_k\} \cdot \{r_k\}^T; \vec{r}_l = \{\vec{u}\} \cdot \{r_{lXY}\}^T, \quad (2)$$

де $\{\vec{u}\} = [\vec{u}_x \quad \vec{u}_y]$ - базис глобальної системи координат; $\{\vec{u}_k\} = \{\vec{u}\} \cdot C_k^T$ та $\{\vec{u}_k\} = [\vec{u}_{r_k} \quad \vec{u}_{\varphi_k}]$ - базис місцевої полярної системи координат вектора \vec{r}_k ; $\{r_k\} = [r_k \quad 0]$ - модульні складові вектора \vec{r}_k у місцевій полярній системі координат; $C_k = C(\varphi_k)$ - матриця косинусів напрямку вектора \vec{r}_k ; $\{r_{lXY}\} = [r_{lX} \quad r_{lY}]$ - модульні складові вектора $\vec{r}_l = \vec{R}_l$.

Маси динамічних ланок n моделі формують вектор мас системи:

$$\{M\} = [m_1 \quad \dots \quad m_n]. \quad (3)$$

Рівняння поступального руху. Кількість та зміна кількості руху системи [1]:

$$\begin{aligned} \vec{Q} &= \{M\} \cdot d\{\vec{R}\}/dt \\ d\vec{Q}/dt &= \frac{d}{dt} (\{M\} \cdot d\{\vec{R}\}/dt) = \{M\} \cdot d^2\{\vec{R}\}/dt^2 = \{M\} \cdot G \cdot d^2\{\vec{r}\}/dt^2 = \{M\} \cdot G \cdot \{\vec{q}\} \end{aligned} \quad (4)$$

Кожний елемент \vec{q}_k вектора $\{\vec{q}\} = d^2\{\vec{r}\}/dt^2$ можна представити матричним розкладанням:

$$\vec{q}_k = \{\vec{u}\} \cdot C_k^T \cdot E_{r_k} \cdot (\{j_k\} + \Delta \cdot \{w_k\}), \quad (5)$$

де $\{w_k\} = [2 \cdot d\varphi_k/dt \cdot dr_k/dt \quad (d\varphi_k/dt)^2]^T$ - вектор Коріолісової та відцентрової складових прискорень \vec{r}_k ; $\Delta = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -I & 0 \end{bmatrix}$ - матриця перевероту; $E_{r_k} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & r_k \end{bmatrix}$ - матриця модульного значення вектора \vec{r}_k ; $\{j_k\} = [d^2r_k/dt^2 \quad d^2\varphi_k/dt^2]^T$ - вектор лінійної та кутової складових прискорень \vec{r}_k .

Згрупуємо дані у вектори та блочні матриці розрідженої структури:

$$C_r^T = \begin{bmatrix} C_l^T & & \\ & \ddots & \\ & & C_k^T \end{bmatrix}; E_r = \begin{bmatrix} E_{r_l} & & \\ & \ddots & \\ & & E_{r_k} \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} \Delta & & \\ & \ddots & \\ & & \Delta \end{bmatrix};$$

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \{\vec{u}\} & & \\ & \ddots & \\ & & \{\vec{u}\} \end{bmatrix}; \{j\} = \begin{bmatrix} \{j_l\} \\ \vdots \\ \{j_k\} \end{bmatrix}; \{w\} = \begin{bmatrix} \{w_l\} \\ \vdots \\ \{w_k\} \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Вирази (6) дозволяють компактно представити вектор $\{\vec{q}\}$:

$$\{\vec{q}\} = \vec{U} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot (\{j\} + D \cdot \{w\}). \quad (7)$$

Зміна кількості руху системи у векторно-матричній формі:

$$d\vec{Q}/dt = \{M\} \cdot G \cdot \vec{U} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot (\{j\} + D \cdot \{w\}). \quad (8)$$

Рівняння поступального руху у векторно-матричній формі:

$$\{M\} \cdot G \cdot \vec{U} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot (\{j\} + D \cdot \{w\}) = \sum_j \vec{F}_j^{(e)}, \quad (9)$$

де $\sum_j \vec{F}_j^{(e)}$ - результуюча всіх зовнішніх сил, що діють на ТЗ; $\vec{U} = E_X \cdot \vec{u}_X + E_Y \cdot \vec{u}_Y$ - матриця розкладання у глобальний базис, що представлена через розріджені одиничні матриці E_X та E_Y .

У рівняннях (7-9) $\{j\}$ загалом є вектором псевдопараметрів, бо деякі його складові дублюють прискорення ступенів свободи. Введення логічної матриці T дозволяє перейти від $\{j\}$ безпосередньо до унікальних прискорень:

$$\{j\} = T \cdot \{J\}, \quad \{w\} = T \cdot \{H\}, \quad (10)$$

де $\{J\}$ - вектор невідомих прискорень, $\{H\}$ - вектор складових переносних прискорень.

Розкладання векторного рівняння (9) по базису глобальних координат дає рівняння проєкцій на вісі ОХ та ОУ:

$$\begin{bmatrix} \{M\} \cdot G \cdot E_X \\ \{M\} \cdot G \cdot E_Y \end{bmatrix} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot T \cdot \{J\} = \begin{bmatrix} \sum_j F_{jX}^{(e)} \\ \sum_j F_{jY}^{(e)} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \{M\} \cdot G \cdot E_X \\ \{M\} \cdot G \cdot E_Y \end{bmatrix} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot D \cdot T \cdot \{H\}. \quad (11)$$

Рівняння обертального руху. Розглянемо формування моментних складових.

$$\vec{L}_{n,k} = \vec{L}_n + \vec{l}_{n,k}, \quad \vec{R}_{n,k} = \vec{R}_n + \vec{l}_{n,k}, \quad \vec{a}_{n,k} = d^2 \vec{R}_n / dt^2 + d^2 \vec{l}_{n,k} / dt^2, \quad (12)$$

де \vec{L}_n - векторна координата маси n ; $\vec{l}_{n,k}$ - радіус-вектор до точки k n -ої ланки у місцевій системі координат; $\vec{a}_{n,k}$ - прискорення довільної точки k ланки n .

Динамічний момент системи є сума векторних добутоків координат точок та діючих у них сил інерції:

$$\sum_j \vec{L}_j \times m_j \cdot \vec{a}_j = \sum_n \left(\sum_k \vec{L}_{n,k} \times m_{n,k} \cdot \vec{a}_{n,k} \right). \quad (13)$$

Після складних перетворень (14) отримуємо:

$$\sum_j \vec{L}_j \times m_j \cdot \vec{a}_j = \begin{bmatrix} I_1 \\ \vdots \\ I_n \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \\ \vdots \\ \frac{d^2 \phi_n}{dt^2} \end{bmatrix} \cdot \vec{u}_z + \begin{bmatrix} \vec{L}_1 \\ \vdots \\ \vec{L}_n \end{bmatrix}^T \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} m_1 & & \\ & \ddots & \\ & & m_n \end{bmatrix}}_{\text{Diag}(\{M\})} \times \begin{bmatrix} \frac{d^2 \vec{R}_1}{dt^2} \\ \vdots \\ \frac{d^2 \vec{R}_n}{dt^2} \end{bmatrix}, \quad (14)$$

де $\text{Diag}(\{M\})$ - діагональна матриця мас ланок; $\{I\} = [I_1 \ \dots \ I_n]$ - вектор моментів інерції ланок відносно центрів місцевих систем координат; $\left\{ \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} \right\} = \left[\frac{d^2 \vec{R}_1}{dt^2} \ \dots \ \frac{d^2 \vec{R}_n}{dt^2} \right]^T$ - вектор прискорень центрів мас ланок; $\{\varepsilon\} = \left[d^2 \phi_1 / dt^2 \quad d^2 \phi_2 / dt^2 \quad d^2 \phi_3 / dt^2 \right]^T$ - вектор кутових прискорень ланок.

Враховуючи співвідношення (1, 7, 10), отримаємо векторний запис абсолютних прискорень центрів мас ланок:

$$\left\{ \frac{d^2 \vec{R}}{dt^2} \right\} = G \cdot \vec{U} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot (T \cdot \{J\} + D \cdot T \cdot \{H\}). \quad (15)$$

Вектор кутових прискорень можна виразити через вектор узагальнених прискорень та логічну матрицю переходу K :

$$\{\varepsilon\} = K \cdot \{J\}. \quad (16)$$

Векторні координати центрів мас залежать від положення початкової точки, яка мігрує по мірі відтинання частини системи:

$$[\vec{L}_1 \ \dots \ \vec{L}_3] = \{r\} \cdot C_r \cdot \vec{U}^T \cdot G_n, \quad (17)$$

де $\{r\} = [\{r_1\} \ \dots \ \{r_k\}]$; G_n - матриця інциденцій тієї частини системи, для якої розглядається динамічна рівновага.

Вираз для запису динамічних моментів (13) після підстановки (15-17) набуває універсального виду:

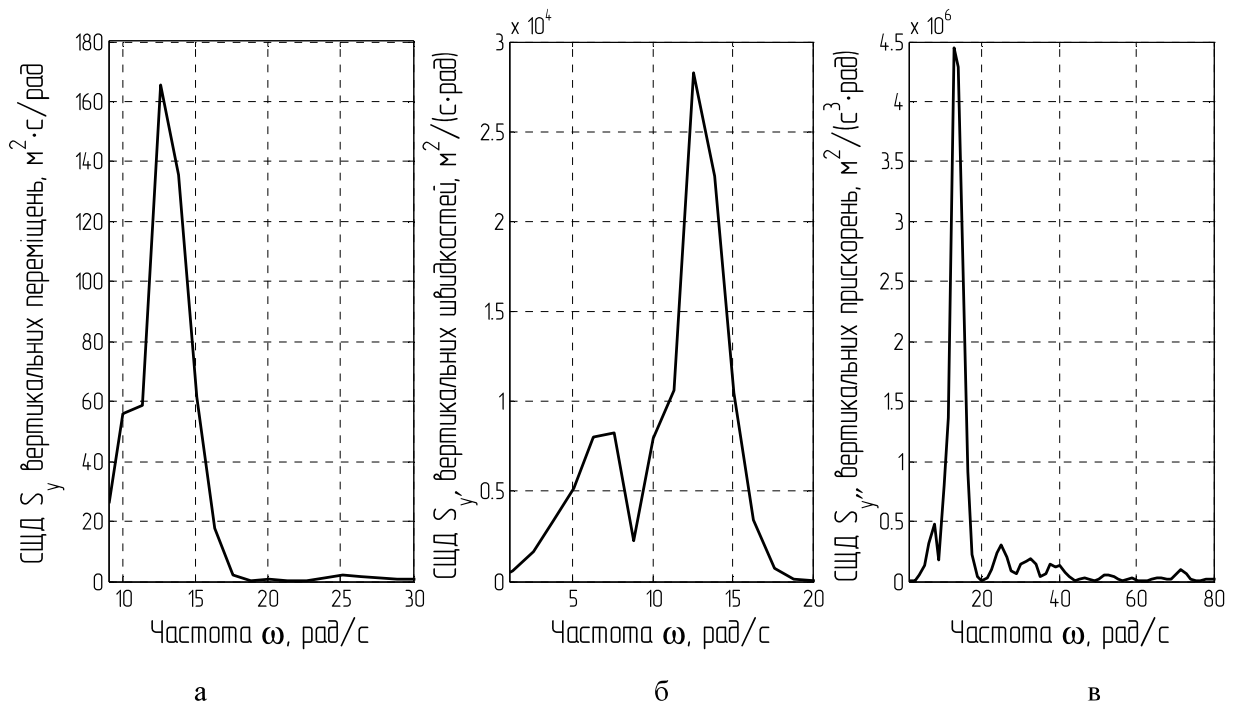


Рис. 2. Спектральні щільності дисперсій (СЩД) $S_y, S_{\dot{y}}, S_{\ddot{y}}$ кінематичних параметрів центру мас кузова тягача при переїзді одиначної нерівності: а - вертикальних переміщень; б - вертикальних швидкостей; в - вертикальних прискорень.

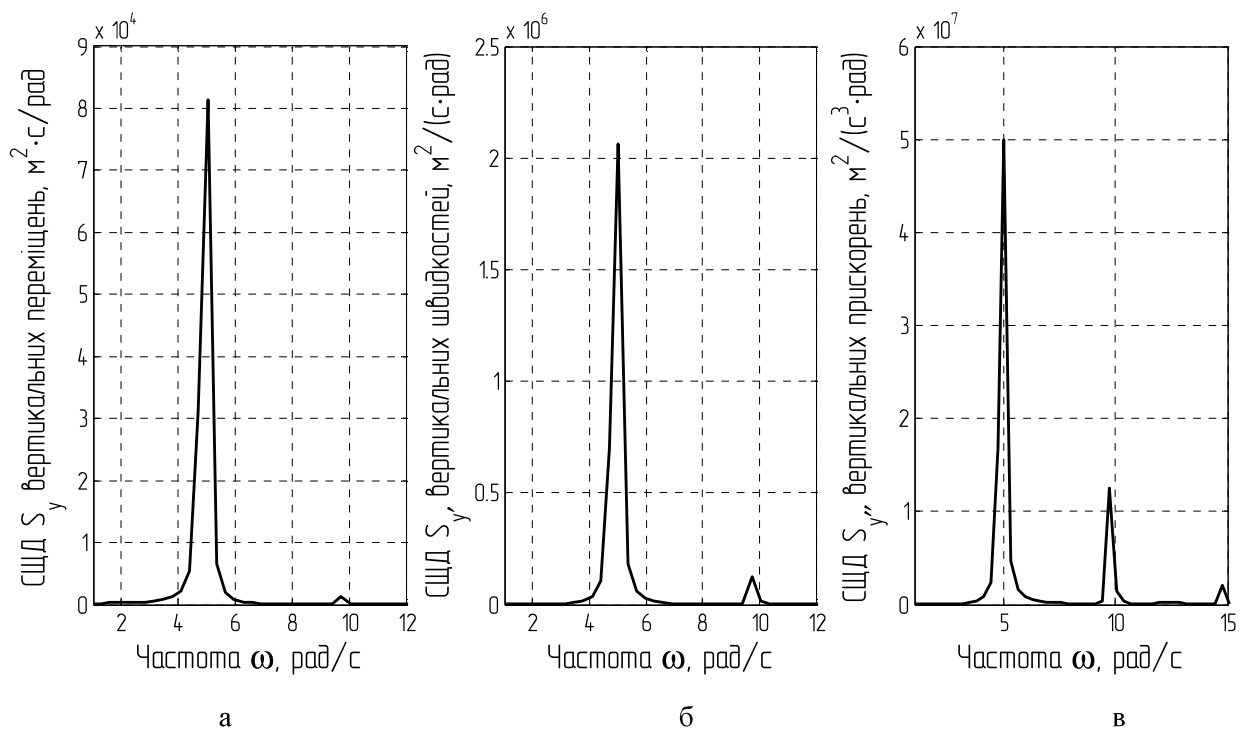


Рис. 3. Спектральні щільності дисперсій (СЩД) $S_y, S_{\dot{y}}, S_{\ddot{y}}$ кінематичних параметрів центру мас кузова тягача при русі по синусоїдальній поверхні: а - вертикальних переміщень; б - вертикальних швидкостей; в - вертикальних прискорень.

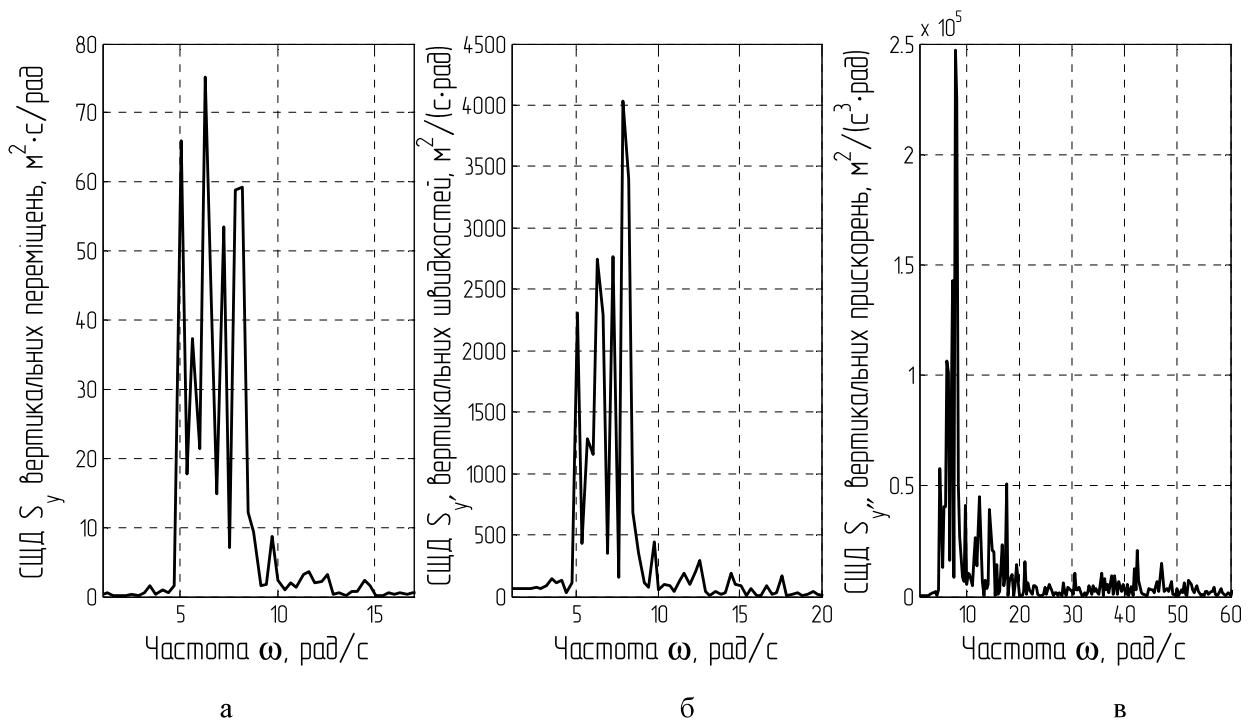


Рис. 4. Спектральні щільності дисперсій (СЩД) S_y, S_y', S_y'' кінематичних параметрів центру мас кузова тягача при русі по цементобетонній дорозі: а - вертикальних переміщень; б - вертикальних швидкостей; в - вертикальних прискорень.

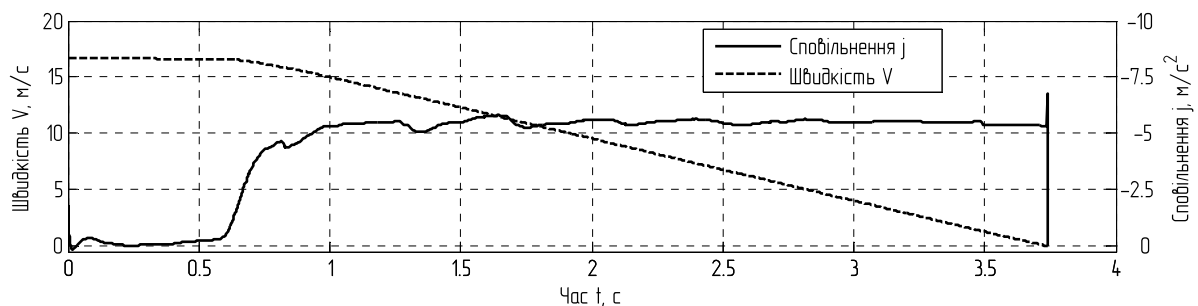


Рис. 5. Характеристики гальмування динамічної моделі тягача на абсолютно рівній поверхні при $\varphi_{\text{max}} = 0,9$.

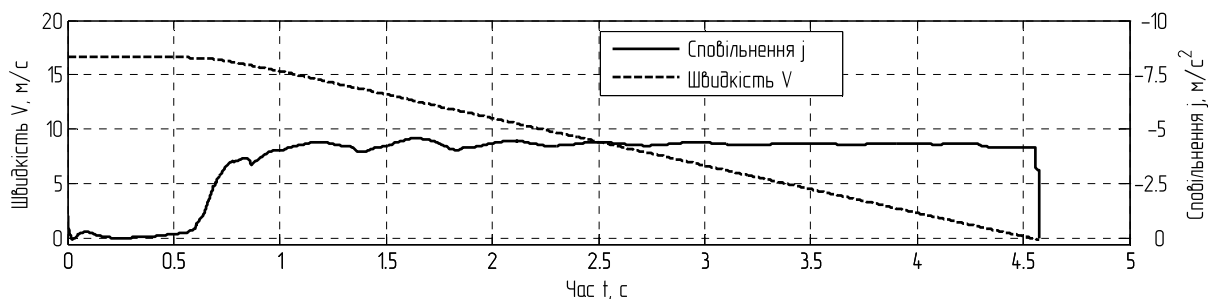


Рис. 6. Характеристики гальмування динамічної моделі тягача на абсолютно рівній поверхні при $\varphi_{\text{max}} = 0,7$.

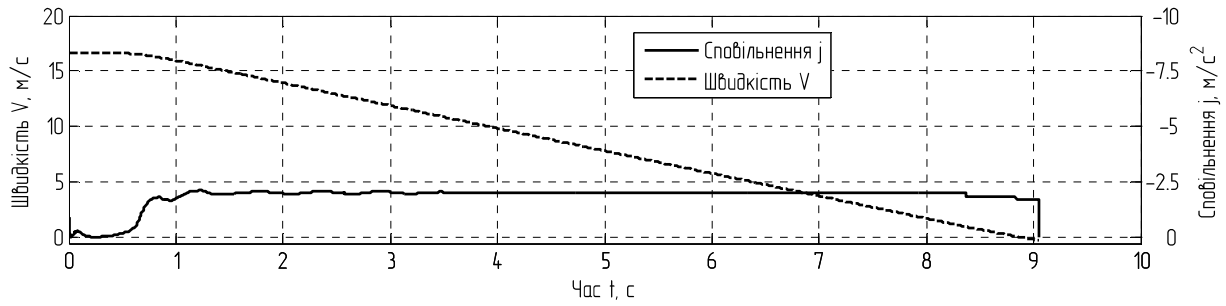


Рис. 7. Характеристики гальмування динамічної моделі автомобіля на абсолютно рівній поверхні при $\varphi_{\text{Хmax}} = 0,3$.

$$\sum_j \bar{L}_j \times m_j \cdot \bar{a}_j = \{I\} \cdot K \cdot \{J\} \cdot \bar{u}_z + \{r\} \cdot C_A \cdot \bar{U}^T \cdot G_n \cdot \text{Diag}(\{M\}) \times G \cdot \bar{U} \cdot C_A^T \cdot E_r \cdot (T \cdot \{J\} + D \cdot T \cdot \{H\}) \quad (18)$$

Підставляючи \bar{U} у розвернутому виді, отримуємо більш компактний вид:

$$\sum_j \bar{L}_j \times m_j \cdot \bar{a}_j = \{I\} \cdot K \cdot \{J\} \cdot \bar{u}_z + (\{r\} \cdot C_r \cdot N_n \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot T) \cdot \{J\} \cdot \bar{u}_z + \{r\} \cdot C_r \cdot N_n \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot D \cdot T \cdot \{H\} \cdot \bar{u}_z \quad (19)$$

де $N_n = (E_x^T \cdot G_n \cdot \text{Diag}(\{M\}) \cdot G \cdot E_y - E_y^T \cdot G_n \cdot \text{Diag}(\{M\}) \cdot G \cdot E_x)$.

Система диференціальних рівнянь руху має вигляд:

$$\left(\begin{bmatrix} \{M\} \cdot G \cdot E_x \\ \{M\} \cdot G \cdot E_y \\ \vdots \\ \{r\} \cdot C_r \cdot N_n \end{bmatrix} \cdot C_A^T \cdot E_r \cdot T + \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{0\} \\ \vdots \\ \{I\} \end{bmatrix} \cdot K \right) \cdot \{J\} = \begin{bmatrix} \sum_j F_{jx}^{(e)} \\ \sum_j F_{jy}^{(e)} \\ \vdots \\ \sum_k M_{n_k}^{(e)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \{M\} \cdot G \cdot E_x \\ \{M\} \cdot G \cdot E_y \\ \vdots \\ \{r\} \cdot C_r \cdot N_n \end{bmatrix} \cdot C_r^T \cdot E_r \cdot D \cdot T \cdot \{H\}.$$

На основі складеного програмного комплексу у MATLAB виконуємо імітаційні заїзди автопоїзда по дорогам різного типу. Будемо визначати енергетичні спектри переміщень, швидкостей та прискорень (лінійних та кутових) для стаціонарних коливальних процесів; для гальмування визначаємо гальмівну діаграму, тобто сповільнення та швидкість як функції часу гальмування (рис. 2).

Висновки. Вихідні характеристики імітацій нестационарних режимів руху демонструють своє наближення до реальних характеристик, що частково підтверджує адекватність моделювання (рис. 3-7).

Завдяки використанню матричної техніки вдається максимально спростити формування вхідних даних, формульні вирази при програмуванні, забезпечити швидкодію калькуляцій при чисельному інтегруванні.

Математична модель побудована таким чином, що дозволяє вирішувати задачі синтезу моделі транспортного засобу будь-якої складності, що, у свою чергу, дозволить використовувати їх у задачах мехатроніки автомобілів в середовищі імітаційного моделювання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Леви-Чевита Т., Амальди У. Курс теоретической механики. Пер. с итал. Д. И. Кутилина. - М.: Издательство иностранной литературы, 1951. 435 с.
2. Режим електронного доступу: carsim.com.
3. Режим електронного доступу: simpack.com.

УДК 621.822.6

Л. М. БОНДАРЕНКО, канд. тех. наук, М. В. КОНОВАЛЕНКО, студент.

Державний вищий навчальний заклад

«Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ МІЖ РАДІУСОМ КОЛЕСА ТА РАДІУСОМ ЗАКРУЧЕННЯ ТА ШИРИНОЮ ГОЛОВКИ РЕЙКИ

Постановка проблеми. В вантажопідійомних машинах встановлена потужність двигунів механізмів пересування сягає третини від потужності двигуна механізму підйому.

Якщо витрати енергії на підйом вантажу за рахунок удосконалення механічної частини навряд чи можна скоротити суттєво, то в механізмах пересування теоретично можна досягти зниження витрати енергії до мінімуму.

Для цього необхідно знати відношення між механічними та геометричними характеристиками контактуючих при коченні тіл та опором коченню.

Не вирішені частини проблеми. Незважаючи на те, що існують аналітичні залежності між опором коченню та геометричними і механічними константами матеріалів тіл кочення [1] аналіз по установленню раціональних відношень між ними не існує.