

інфраструктурою, найменшою собівартістю перевезень при забезпеченні якості перевезень та безпечного транспортування вантажів.

Для України є можливість при модернізації та створенні нової транспортної мережі впроваджувати передові та нові технології перевезення вантажів. Для прикладу можемо розглянути технологію перевезення контейнерів в два яруси залізничним транспортом. Фахівці залізничного транспорту, зокрема науковці ДПТ, визнають перспективність даної технології, але зазначають невідповідність дорожньої інфраструктури для даних перевезень. Вбачається, що при наявності необхідних транспортних засобів, в тому числі залізничних платформ для виробництва яких в Україні є необхідні потужності, проблема може постати у модернізації залізничної мережі. Зважаючи на основні цілі, що ставлять країни-учасники проекту та запропоновані шляхи їх досягнення, можна стверджувати про можливість застосування інноваційних технологій перевезень залізничним транспортом контейнерів в два яруси з адаптацією до них транспортної інфраструктури та потужностей інших видів транспорту, зокрема автомобільного. Визначивши основні напрямки транспортування контейнерів, для прикладу – міста Одеса та Львів, необхідно модернізувати існуючу транспортну мережу, а в місцях де це неможливо – побудувати альтернативні об'їзди шляхи. Враховуючи зацікавленість багатьох країн євразійського континенту в перевезеннях вантажів по даному МТК, стає зрозумілим зацікавленість багатьох країн в об'єднанні, або його розгалуженні в інших напрямках. Зокрема необхідно відзначити інтерес прибалтійських держав в приєднанні до «Шовкового шляху ХХІ ст.» проекту «Вікінг»[4].

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку. Враховуючи географічне положення України, можливість проходження по її території євразійських МТК, необхідно використати даний фактор для залучення фінансування та технічної підтримки від зацікавлених у розвитку транспортного коридору країн, що буде сприяти розвитку вітчизняної транспортної системи. Також слід зазначити про необхідність впровадження новітніх технологій та використання найбільш раціональних транспортних засобів для перевезення вантажів. В першу чергу вказані напрямки дадуть змогу не лише сприяти розвитку економіки України в цілому, але і буде слугувати мотивом для встановлення вітчизняної транспортної системи як *актуальної* та передової в контексті світових транспортних систем.

Література

Дмитриченко М.Ф., Левковець П.Р., Ткаченко А.М., Ігнатенко О.С., Зайончик Л.Г., Статник І.М. Транспортні технології в системах логістики. Підручник. – Київ: ІНФОРМАВТОДОР, 2007. – 676 с.

Курганов В.М. Логистика. Транспорт и склад в цепи поставок товаров. Учебно-практическое пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М., Книжный Мир, 2009. – 512 с.

<http://www.bi-info.ee/Transit/>

<http://www.lfa.ru>

УДК 629.113

ДО ПИТАННЯ ПРО РОЗРОБКУ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ КРЕНУ

Сахно В.П., доктор технічних наук

Вербицький В.Г., доктор фізико-математичних наук

Костенко А.В., кандидат технічних наук

Волохов О.С.

Яценко Д.М.

Постановка проблеми. Виявлення шляхів поліпшення курсової стійкості руху (КСР) є важливим завданням, вирішення якого можливе за допомогою математичного моделювання. І від того, наскільки вдало буде створено математичну модель автомобіля, буде залежати точність та якість дослідження. Зокрема, треба досягти балансу між складністю моделі та можливостями її математичного дослідження.

Мета статті–розробка математичної моделі руху легкового автомобіля з урахуванням крену.

Основна частина. Прийемо, що автомобіль рухається по горизонтальній поверхні зі сталою швидкістю, вертикальні переміщення та обертання кузова навколо поперечної осі (галопування) відсутні. Тобто автомобіль володіє трьома ступенями свободи:

4. бічний рух вздовж поперечної осі;
5. обертальний рух навколо вертикальної осі (рискання);
6. обертальний рух навколо поздовжньої осі (крен).

Розрахункова модель автомобіля складається з двох мас (рис. 1): m_n – маса підресорених частин автомобіля; m_n – маса непідресорених частин автомобіля. Вісь крену проходить паралельно опорній поверхні, центр мас автомобіля лежить на вертикальній осі, з цією ж віссю перетинається вісь крену, яка співпадає із віссю Ox . В такому випадку маси m_n та m_n розташовуються відносно центру мас m таким чином, що сума їх моментів відносно центру мас автомобіля дорівнює нулю.

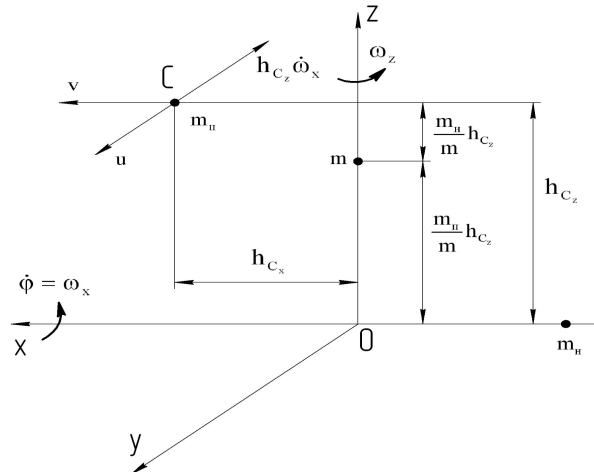


Рис. 1. Система координат автомобіля, що має три ступеня волі

Визначимо проекцію сил на вісь Oy :

$$m(\ddot{u} + v\omega_z) = mh_{C_z}\dot{\omega}_x + \sum Y_i,$$

де \ddot{u} - бічне прискорення (вздовж вісі Oy);

v - подовжня швидкість (вздовж вісі Ox);

ω_z - кутова швидкість навколо вертикальної вісі Oz ;

$\dot{\omega}_x$ - кутове прискорення навколо подовжньої вісі Ox ;

$\sum Y_i$ - сума бічних сил (вздовж вісі Oy);

$mh_{C_z}\dot{\omega}_x$ - поперечна сила інерції.

Використовуючи теорему про зміну кінетичного моменту, запишемо загальний вираз для вектора кінетичного моменту

$$\bar{K}_O = \begin{pmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix},$$

де вираз у перших дужках означає тензор інерції відносно точки O (рис. 1).

Швидкість зміни кінетичного моменту дорівнює сумі моментів зовнішніх сил:

$$\frac{d\bar{K}_O}{dt} = \sum m_o(\bar{F}_i).$$

У випадку, що розглядається, $\omega_y=0$, тоді

$$K_O = \begin{pmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ 0 \\ \omega_z \end{pmatrix}.$$

Якщо помножити першу строку на стовпчик, отримаємо проекцію вектора кінетичного моменту на вісь Ox :

$$K_{Ox} = I_{xx} \omega_x - I_{xz} \omega_z,$$

де I_{xx} , I_{xz} – центральний головний та відцентровий моменти інерції.

Аналогічно, помножуючи третю строку на стовпчик, отримаємо проекцію вектора кінетичного моменту на вісь Oz :

$$K_{Oz} = -I_{zx} \omega_x + I_{zz} \omega_z.$$

Запишемо рівняння обертального руху відносно осі Oz :

$$-I_{zx} \dot{\omega}_x + I_{zz} \dot{\omega}_z = aY_1 - bY_2.$$

Запишемо рівняння обертального руху відносно осі Ox :

$$I_{xx} \dot{\omega}_x - I_{xz} \dot{\omega}_z = m(\dot{u} + v\omega)h_{C_z} + M_x,$$

де $m(\dot{u} + v\omega)h_{C_z}$ – момент від сили інерції;

M_x – момент зовнішніх сил.

Для знаходження M_x треба визначити вертикальні реакції на колесах автомобіля. Складемо схему автомобіля (рис. 2), підвіска умовно не показана, ось крену 1 – 1 лежить на опорній поверхні та співпадає з віссю Ox .

Визначимо перерозподіл вертикальних реакцій. Якщо крен відбувається вбік правого (другого) борту, то зміна навантаження на цей борт буде ΔN_2 :

$$\Delta N_2 = \Delta N_{12} + \Delta N_{22},$$

де ΔN_{12} , ΔN_{22} – зміна вертикального навантаження відповідно на переднє та заднє колесо другого борту.

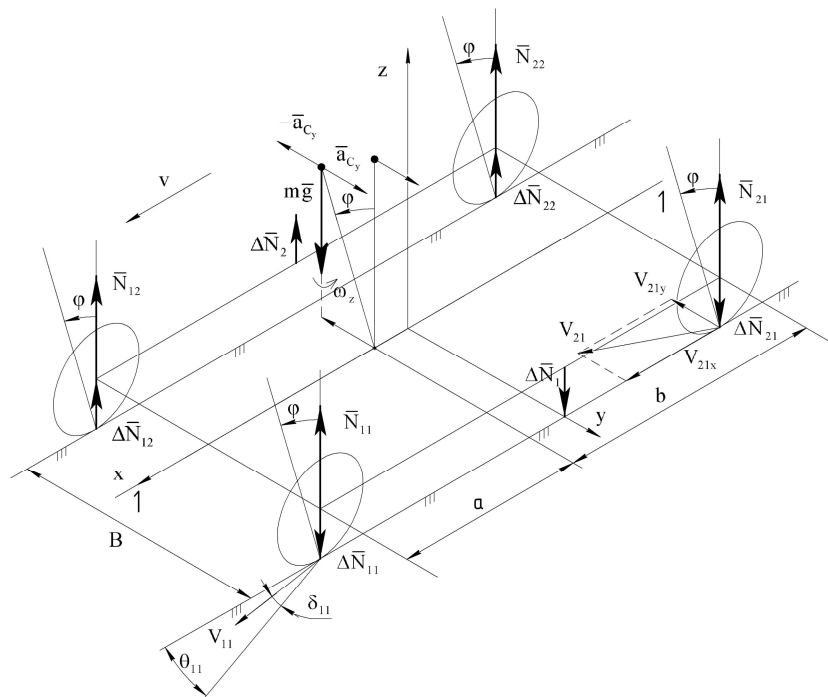


Рис. 2. Просторова модель автомобіля

Складемо рівняння рівноваги сил відносно осі 1-1 - $\sum m_i (F_i) = 0$:

$$\Delta N_2 \frac{B}{2} + mgh_{C_z} \sin \varphi + ma_{C_y} h_{C_z} \cos \varphi = 0.$$

Для визначення моменту M_x складемо схему автомобіля у вертикальній площині, показавши пружний та демпферний елементи підвіски (рис. 3). Зауважимо, що кут крену φ визначає вертикальні реакції.

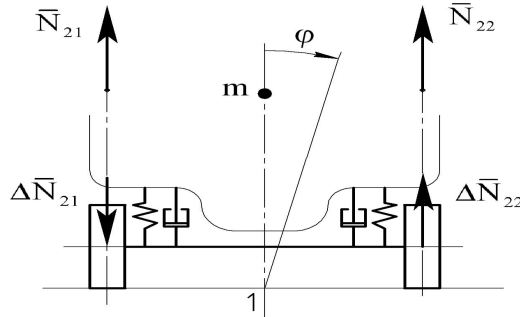


Рис. 3. Схема автомобіля в вертикальній площині з елементами підвіски

При крені автомобіля вправо (див. рис. 3) пружний елемент правої підвіски деформується на величину Δl_{22} , що за законом Гука визначає додаткову вертикальну силу:

$$\Delta N_{22}^K = K_{z22} \Delta l_{22},$$

де K_{z22} – коефіцієнт пружності пружного елемента підвіски.

Таким чином для коліс правого та лівого борту можна записати

$$\Delta N_{22}^K = K_{z22} \Delta l_{22} = \frac{B}{2} \varphi K_{z22}; \quad \Delta N_{21}^K = K_{z21} \Delta l_{21} = \frac{B}{2} \varphi K_{z21},$$

де $\frac{B}{2} \varphi$ – прогин пружного елемента;

φ – кут крену кузова.

Крім цього, виникає додаткова сила ΔN_{22}^β завдяки демпферному елементу, що дорівнює для коліс правого та лівого борту

$$\Delta N_{22}^\beta = \frac{B^2}{2} \beta_{z22} \varphi; \quad \Delta N_{21}^\beta = \frac{B^2}{2} \beta_{z21} \varphi,$$

де β_{z22} , β_{z21} – коефіцієнти демпфування елементів підвіски.

Тоді момент M_x :

$$M_x = -\Delta N_2 \frac{B}{2} + mgh_{C_z} \sin \varphi + m(\dot{u} + v\omega) h_{C_z} \cos \varphi + \Delta N_1 \frac{B}{2},$$

де $\Delta N_2 = \Delta N_{22} + \Delta N_{21} = (\Delta N_{22}^K + \Delta N_{22}^\beta) + (\Delta N_{21}^K + \Delta N_{21}^\beta)$.

Треба зазначити, що на колеса автомобіля будуть діяти гіроскопічні моменти, які визначають за формулою

$$M^{\text{гip}} = \bar{K} \times \bar{\omega} = |\bar{K}| |\bar{\omega}| \sin \alpha,$$

де \bar{K} – вектор кінетичного моменту;

$\bar{\omega}$ – вектор прецесії;

α – кут між векторами \bar{K} і $\bar{\omega}$.

Напрямок вектору $M^{\text{гip}}$ визначається за правилом Жуковського, виходячи з того, що гіроскопічний момент прагне повернути вектор \bar{K} до співпадання з вектором $\bar{\omega}$, рис. 1.

Визначимо гіроскопічний момент, що діє на колесо, яке нахилиється в результаті крену (рис. 4а).

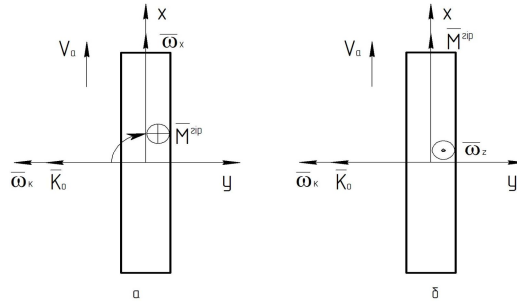


Рис. 4. Схеми визначення гіроскопічних моментів

З рис. 4а видно, що нахил колеса в вертикальній площині через наявність гіроскопічного моменту призводить до повороту колеса в горизонтальній площині, що буде впливати на КСР.

Аналогічно визначається \bar{M}^{rip} , що діє на колесо, яке повертається через рульове керування.

З рис. 4б видно, що колесо буде прагнути нахилитися в вертикальній площині через дію \bar{M}^{rip} .

Відповідно до рівняння (1) запишемо формули для визначення \bar{M}^{rip} для двох вищеписаних випадків, рис. 4а і 4б:

$$M^{rip} = J_k \omega_k \omega_x = J_k \frac{v}{r_k} \omega_x; \quad M^{rip} = J_k \omega_k \omega_z = J_k \frac{v}{r_k} \omega_z.$$

Отже, можна записати рівняння руху моделі автомобіля з трьома ступенями волі:

$$m(\ddot{u} + v\omega_z) = m h_{C_z} \dot{\omega}_x + \sum Y_i;$$

$$I_{zz} \dot{\omega}_z - I_{zx} \dot{\omega}_x = a Y_1 - b Y_2 - J_k \frac{v}{r} \omega_x;$$

$$I_{xx} \dot{\omega}_x - I_{xz} \dot{\omega}_z = -\Delta N_2 \frac{B}{2} + m g h_{C_z} \sin \varphi + m(\ddot{u} + v\omega) h_{C_z} \cos \varphi + \Delta N_1 \frac{B}{2} + J_k \frac{v}{r} \omega_z.$$

Визначимо сили відведення, для коліс, які нахилиються в результаті крену автомобіля. На рис. 5 представлено колесо передньої осі, а на рис. 6 – колесо задньої осі.

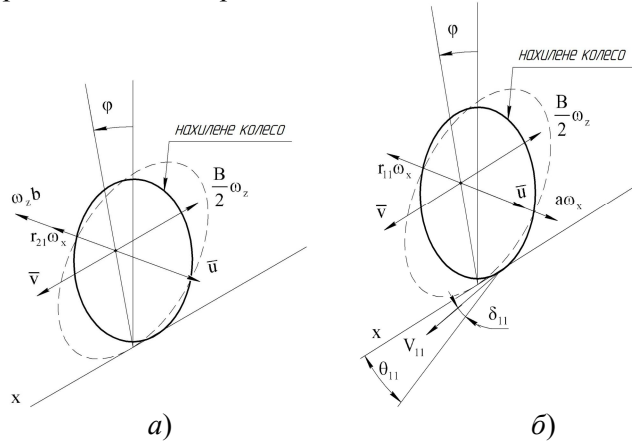


Рис. 5. Колесо задньої осі (а) і передньої осі (б)

Використовуючи рис. 2 та рис. 5, отримаємо

$$V_{21x} = v - \frac{B}{2} \omega_z; \quad V_{21y} = \omega_z b + r_{21} \omega_x - u.$$

Визначимо кути відведення коліс задньої осі:

$$\delta_{21} = \frac{V_{21y}}{V_{21x}} = \frac{\omega_z b + r_{21} \omega_x - u}{v - \frac{B}{2} \omega_z}; \quad \delta_{22} = \frac{V_{22y}}{V_{22x}} = \frac{\omega_z b + r_{22} \omega_x - u}{v + \frac{B}{2} \omega_z}.$$

Аналогічно визначаються кути відведення для коліс передньої (див. рис. 2, рис. 5):

$$\delta_{11} = \theta - \frac{V_{11y}}{V_{11x}} = \theta - \frac{\omega_z a + u - r_{11} \omega_x}{v - \frac{B}{2} \omega_z}; \quad \delta_{12} = \theta - \frac{V_{12y}}{V_{12x}} = \theta - \frac{\omega_z a + u - r_{12} \omega_x}{v + \frac{B}{2} \omega_z}.$$

Сили відведення визначаються за рівнянням

$$Y_{ij} = k_{ij} \delta_{ij} + \gamma_{ij} \phi_{ij},$$

де k_{ij} – коефіцієнти опору відведенню коліс;

γ_{ij} – коефіцієнт пропорційності, що залежить від конструкції шини, тиску повітря в ній, нормального навантаження і властивостей опорної поверхні, по якій котиться колесо [2].

Розглянута просторова модель автомобіля при відсутності нахилу коліс ($\gamma_{ij} \phi_{ij} = 0$) має таку ж характеристику дивергентної втрати стійкості, що й для плоскої одномасової велосипедної схеми. Аналіз стійкості в загальному випадку просторової моделі потребує подальшого дослідження, наприклад, можлива флатерна втрата стійкості, що буде відбуватись раніше дивергентної стійкості. Складність аналізу буде пов'язана із визначенням необхідних параметрів, що характеризують підвіску, шини, відцентрові моменти інерції.

Висновки. Розроблено математичну модель автомобіля з трьома ступенями волі. Подібна модель може використовуватись для дослідження курсової стійкості руху легкових автомобілів. З її використанням можна уточнити параметри курсової стійкості легкового автомобіля.

Література

Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

Литвинов Л.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

УДК 629.113

ПОКРАЩЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ ESP

Сахно В.П., доктор технічних наук

Лотиш В.В., кандидат технічних наук

Гуменюк П.О.

Постановка проблеми. Активна безпека автомобіля значною мірою залежить від його керованості. Більшість автокатастроф трапляється через втрату керованості, що пов'язано з заносом і відхиленням від заданої траєкторії руху автомобіля при виконанні маневру на дорогах. Тому при вирішенні практичних задач найбільше зацікавлення представляє питання збереження властивостей динамічних систем автомобіля – стійкості і керованості, основою яких є гальмівні системи. Від початку автомобілебудування було зроблено чимало спроб для створення легких і надійних у використанні гальмівних систем. У другій половині XX століття було розроблено шину локальної мережі контролерів (CAN) і самі мікроконтролери стали комерційно доступними. Тоді і стало можливим розумне управління гальмівними системами.

Основна частина. Система контролю стійкості (ESP- Elektronisches Stabilitäts-Programm або ESC - Electronic Stability Control) вперше була поставлена на серійний автомобіль BMW у 1995 році компанією Bosch. Деякі автовиробники придумали свої назви - CST (Ferrari), MSP (Maserati), PSM (Porsche), VDC (Alfa Romeo, Subaru) та ін. Відповідно до Федерального автомобільного стандарту безпеки (FMVSS) 126, ESP це система, що поліпшує стійкість автомобіля застосуванням гальмування окремих коліс для коригуючих моментів рискання. Цей стандарт не вимагає використання контролю двигуна для відновлення стійкості. Система ESP повинна вимірювати вхідний керівний сигнал від водія, темп рискання автомобіля і бічне ковзання і використовувати комп'ютерний алгоритм закритого циклу для обмеження недостатнього або надлишкового повороту автомобіля [1]. Постійно контролюючи всі свої датчики, ESP за 20 мілісекунд визначає, які колеса потрібно пригальмувати і наскільки необхідно знизити оберти двигуна для стабілізації руху автомобіля.