

МОДЕЛИРАНЕ НА ДВИЖЕНИЕТО НА АВТОМОБИЛ ПРИ СПИРАНЕ С ОТЧИТАНЕ НА КОЛЕБАНИЯТА МУ СПРЯМО МАСОВИЯ ЦЕНТЪР

Станимир КАРАПЕТКОВ¹, Мина МИХАЙЛОВА², Стойко ПЕХЛИВАНОВ³,
Иванка МОНЕВА⁴

^{1, 2, 3, 4} ТУ-София, ИПФ-Сливен, бул. “Бургаско шосе” №59, 8800 Сливен, България

Резюме

Съставен е динамичен модел на материална система на автомобил “корпус-преден-заден мост”. Изведени са диференциалните уравнения на движение, като подробно е описано определянето на спирачния момент от двучелюстна спирачка.

Моделът е разработен за режим на спиране на автомобила.

Ключови думи: автомобил, спирачен момент, процес спиране.

УВОД

Повишената динамика по пътищата на страната изисква задълбочено изследване на процеса спиране на автомобила. Най-отговорен се явява процесът аварийно спиране, който осигурява минимален спирачен път или максимално закъснение без загуба на устойчивостта на автомобила. Процесът на спиране в общ смисъл представлява движение на превозното средство при наличие на отрицателно ускорение, т.е. движение на ППС, при което неговата скорост намалява. Аварийното спиране е процес, при който водачът предприема спиране чрез задействане на спирачната уредба с максимално натискане на спирачния педал [Карапетков, 2005].

Литературният анализ показва, че изследванията свързани със спиране на автомобила не отчитат колебанията му около масовия център.

Предмет на изследване в настоящата работа е динамиката на автомобила в процес на спиране с отчитане на колебанията му около масовия център.

МАТЕМАТИКО-ДИНАМИЧЕН МОДЕЛ

Автомобилът се разглежда като материална система съставена от корпус, преден и заден мост. На фиг. 1 е представена системата с приложени върху нея сили и моменти.

Динамичният модел е с пет степени на свобода.

За обобщени координати са приети:

x_c, y_c - координати на масовия център на автомобила;

φ - ъгъл на завъртане на автомобила около ос z' минаваща през масовия център S и перпендикулярна на равнината Oxy ;

φ_1, φ_2 - ъгли на завъртане на предно и задно колело около осите им;

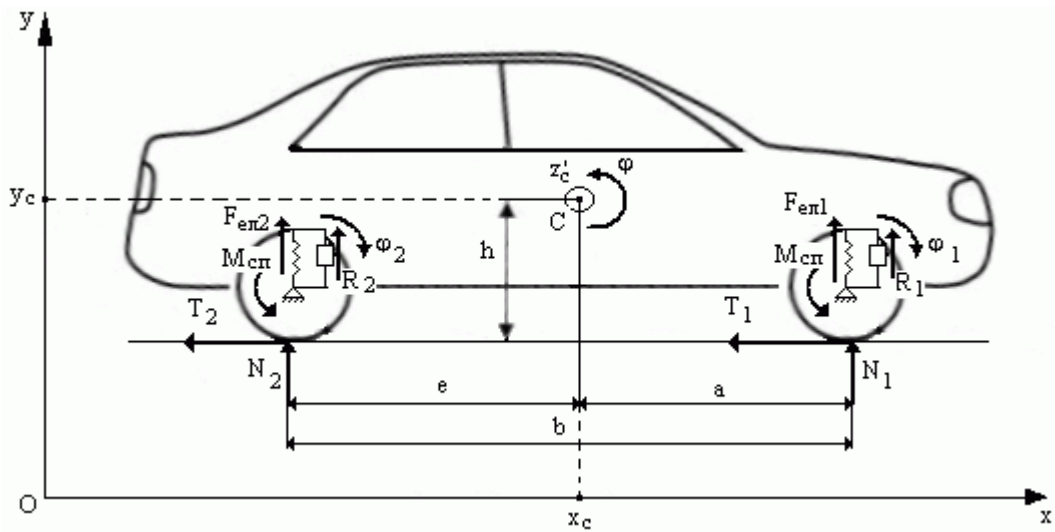
За получаване на диференциалните уравнения на движение се използва уравнението на Лагранж от II род.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (1)$$

Кинетичната енергия на системата има вида:

$$T = 0,5 \cdot m \cdot \dot{x}_c^2 + 0,5 \cdot m \cdot \dot{y}_c^2 + 0,5 \cdot J \cdot \dot{\varphi}^2 + 2 \cdot m_k \cdot \dot{x}_c^2 + 2 \cdot m_k \cdot \dot{y}_c^2 + m_k \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot (\rho_1^2 + \rho_2^2) + 4 \cdot m_k \cdot d \cdot \dot{x}_c \cdot \dot{\varphi} + 2 \cdot m_k \cdot \dot{y}_c \cdot \dot{\varphi} \cdot (a - c) + J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \quad (2)$$

където m е масата на корпуса на автомобила; J - инерционен момент на автомобила спрямо ос Cz' ; m_k - масата на колелата на автомобила; J_1, J_2 - инерционни моменти на колелата спрямо осите им на ротация; x_c, y_c - координатите на масовия център във вертикалната равнина Oxy ; φ - ъгълът на завъртане на автомобила спрямо хоризонтална ос минаваща през масовия център Cz' , перпендикулярна на равнината Oxy ; φ_1, φ_2 - ъгли на завъртане на предните му и задни колела (фиг. 1) около осите им.



Фиг. 1. Схема на силите и моментите действащи на автомобил при спиране.

Обобщените сили Q_j показани на фиг. 1 са получени по метода на кинетостатиката:

$$\begin{aligned} Q_{x_c} &= -T_1 - T_2 \\ Q_{y_c} &= -G - 2 \cdot R_1 - 2 \cdot R_2 - c_1 \cdot y_c + c_1 \cdot \delta_{CT} - 2 \cdot R_2 - 2 \cdot c_1 \cdot y_c - 2 \cdot c_2 \cdot y_c \\ Q_{\varphi} &= \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[-2 \cdot R_1 \cdot a \cdot \sin \varphi + 2 \cdot R_2 \cdot e \cdot \sin \varphi + c_1 \cdot \left(-a^2 \cdot \sin^2 \varphi + 2 \cdot \delta_{CT1} \cdot a \cdot \sin \varphi \right) + c_2 \cdot \left(-e^2 \cdot \sin^2 \varphi - 2 \cdot \delta_{CT2} \cdot e \cdot \sin \varphi \right) \right], \quad (3) \\ Q_{\varphi_1} &= \frac{\partial}{\partial \varphi_1} (-M_{сп1} \cdot \varphi_1) = M_{сп1} + M_{тр1} - M_{T_1} \\ Q_{\varphi_2} &= \frac{\partial}{\partial \varphi_2} (-M_{сп2} \cdot \varphi_2) = M_{сп2} + M_{тр2} - M_{T_2} \end{aligned}$$

където c_1, c_2 - еластични константи на пружините на преден и заден мост; M_{T_i} - момент от съответната сила на триене; T_1 и T_2 - сили на триене.

Съпротивителните сили R_1 и R_2 са линейни функции на скоростта, а еластичните сили $F_{ели}$ са линейна функция на положението на координатите на масовия център.

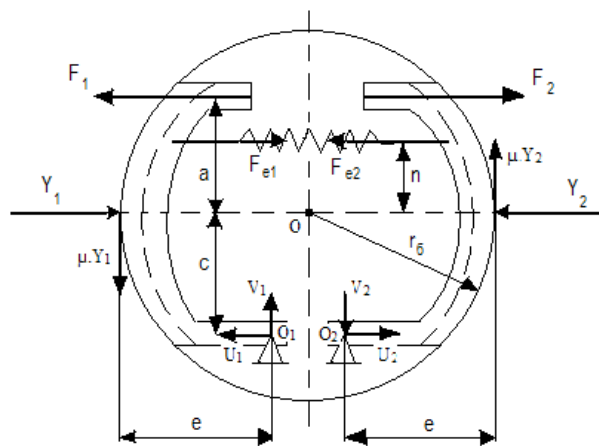
Определяме функционалната зависимост на спирачния момент $M_{\text{сп}}$ на спирачките приложен върху ходовите колела. Изискванията към съвременните спирачни системи е намаляване на времето на спиране, което е съпроводено с увеличаване на динамичните натоварвания на механизмите на автомобила и неговата носеща конструкция. За определяне на спирачния момент се използва класическа схема на нормално отворена двучелюстна спирачка (фиг. 2).

Определянето на спирачния момент се свежда до установяване на връзката му с външно приложените сили F_1, F_2 . Най-лесно тази връзка се получава, като се приеме, че повърхностното налягане е равномерно разпределено по повърхността на допиране на челюстта. При такова допускане директрисата на нормалната сила Y_i минава през оста на симетрия на челюстта.

Спирачния момент осигурен от двете челюсти се определя от зависимостта:

$$M_{\text{сп}} = \mu \cdot (Y_1 + Y_2) \cdot \frac{D_6}{2}, \quad (4)$$

където Y_1, Y_2 - нормалните сили, съответно върху лява и дясна челюст; D_6 - диаметър на барабана на спирачката.



Фиг. 2. Схема на силите при челюстни спирачки.

Нормалните сили се получават от условието за равновесие на моментите около точките на окачване на челюстите.

$$\begin{aligned} \sum M_{O_1} = 0 &\Rightarrow Y_1 = \frac{F_1 \cdot (a + c) - F_{e1} \cdot (n + c)}{c - \mu \cdot e} \\ \sum M_{O_2} = 0 &\Rightarrow Y_2 = \frac{F_2 \cdot (a + c) - F_{e2} \cdot (n + c)}{c + \mu \cdot e} \end{aligned} \quad (5)$$

Външната сила F_i действаща върху челюстта се определя чрез повърхностното налягане P на спирачната течност върху спирачния цилиндър чрез зависимостта:

$$F_i = \frac{p \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (6)$$

където d - диаметър на спирачния цилиндър.

Окончателно получаваме зависимостта за спирачния момент:

$$M_{\text{сп}} = \mu \cdot r_0 \cdot \left[\frac{\frac{\rho \cdot \pi \cdot d^2}{4} \cdot (a + c) - F_{e1} \cdot (n + c)}{c - \mu \cdot e} + \frac{\frac{\rho \cdot \pi \cdot d^2}{4} \cdot (a + c) - F_{e2} \cdot (n + c)}{c + \mu \cdot e} \right], \quad (7)$$

където F_{ei} - еластични сили от пружината действащи върху челюстите; μ - коефициент на триене между барабана и челюстите.

$M_{\text{сп1}}$ и $M_{\text{сп2}}$ се различават по големина на стойността заради различната геометрия на спирачките.

След определянето на обобщените сили Q_j и прилагане на уравнението на Лагранж се получава системата диференциални уравнения на движението на автомобила:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{x}_c = -4 \cdot m_k \cdot d \cdot \ddot{\varphi} - T_1 - T_2 \\ M \cdot \ddot{y}_c = -2 \cdot m_k \cdot (a - e) \cdot \ddot{\varphi} - 4 \cdot \beta \cdot \dot{y}_c - 2 \cdot \beta \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi \cdot (a - e) - 2 \cdot y_c \cdot (c_1 + c_2) \\ \left[J + 2 \cdot m_k \cdot (a^2 + e^2 + 2 \cdot d^2) \right] \ddot{\varphi} = -4 \cdot m_k \cdot d \cdot \ddot{x}_c + 2 \cdot m_k \cdot (a - e) \cdot \ddot{y}_c - 2 \cdot a \cdot \cos \varphi \cdot R_1 + \\ + 2 \cdot R_2 \cdot e \cdot \cos \varphi - 2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot (c_1 \cdot a^2 + c_2 \cdot e^2) + 2 \cdot \cos \varphi \cdot (c_1 \cdot \delta_{\text{CT1}} \cdot a - c_2 \cdot \delta_{\text{CT2}} \cdot e) \\ 2 \cdot J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_{\text{сп1}} + M_{\text{тр1}} - M_{T_1} \\ 2 \cdot J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_{\text{сп2}} + M_{\text{тр2}} - M_{T_2} \end{cases}, \quad (8)$$

където M е масата на автомобила; N_1, N_2 - нормалните реакции върху ходовите колела.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Създаденият модел на движение на автомобила в процес на спиране се разглежда при постоянен спирачен момент на спирачките. Предстои реализиране на модела с числен експеримент с помощта на компютърен програмен продукт и проверка на неговата адекватност с експериментални данни.

Литература

1. Карапетков, С. Учебник: Автотехническа експертиза. София, издателство на Технически Университет-София, 2005 г.;
2. Карапетков, С. Движение на автомобил по равнина при аварийно спиране. Механика на машините, № 15, 1996;
3. Карапетков, С. Моделиране и анимация на равнинното движение на автомобил при аварийно спиране. Механика на машините, № 19, 1997;
4. Вишняков Н.Н., Вахламов В.К. и др., Автомобиль, Машиностроение, Москва, 1976.