

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИКЛАДНЫХ ЗАДАЧ В АВТОМОБИЛЕ- СТРОЕНИИ И ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ

УДК 629.114.2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УМОВ РУХУ АВТОМОБІЛЯ НА ВИБІР РАЦІОНА- ЛЬНОГО КОЕФІЦІЄНТУ ЗАТУХАННЯ КОЛИВАНЬ

П.П. Рожков, доцент, к.т.н., ХНУМГ, С.Е. Рожкова, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Анотація. Проведений аналіз впливу умов руху автомобіля на рівень демпфірування коливань з метою зменшення прискорення центру мас автомобіля.

Ключові слова: центр мас, підвіска автомобіля, вертикальні коливання, відносний коефіцієнт затухання.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ЗАТУХАНИЯ КОЛЕБАНИЙ

П.П. Рожков, доцент, к.т.н., ХНУГХ, С.Э. Рожкова, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Проведен анализ влияния условий движения автомобиля на уровень демпфирования колебаний с целью уменьшения ускорения центра масс автомобиля.

Ключевые слова: центр масс, подвеска автомобиля, вертикальные колебания, относительный коэффициент затухания.

RESEARCH OF INFLUENCE OF CAR MOTION TERMS AT CHOICE OF RA- TIONAL FADING COEFFICIENT OF VIBRATIONS

**P. Rozhkov, assistant professor, cand. eng. sc., KNUUE,
S. Rozhkova, assistant professor, cand. eng. sc., KhNADU**

Abstract. Analysis of influence of car motion terms of on the level of damping of vibrations with the purpose of diminishing of barycenter car acceleration is conducted.

Keywords: barycenter, pendant of car, vertical vibrations, relative coefficient of fading.

Вступ

В світовому автомобілебудуванні все частіше виробляють автомобілі з адаптивною підвіскою. Важливими перевагами адаптивної підвіски у порівнянні з активною підвіскою є добре співвідношення ціна-якість, незначне споживання виконавчими пристроями потужності двигуна, висока надійність у експлуатації та технологічність у виробництві. До недоліків адаптивної підвіски у порівнянні з активною підвіскою слід віднести неможливість повного усунення вертикальних прис-

корень центру мас автомобіля в різних умовах руху (на різних типах доріг при русі з різними швидкостями).

Покращення плавності ходу автомобіля з адаптивною підвіскою традиційно шукають на шляху створення і впровадження керованих амортизаторів з різною робочою речовиною [1] або з електромеханічним перетворювачем. Але поряд з цим, важливим фактором, що впливає на ефективність роботи системи керування адаптивною підвіскою є алгоритм керування. Опис алгоритмів керування для

відомих систем керування носить узагальнений характер, математична модель подається у спрощеному вигляді, тому дослідження, що спрямовані на побудову науково обґрунтованого алгоритму керування адаптивною підвіскою є досить актуальними.

Огляд існуючих рішень

Аналіз публікацій свідчить, що пропонуються різні математичні моделі вертикальних коливань автомобіля. Так, у роботі [2] досліджується вплив коефіцієнта опору амортизаторів на рівень прискорення та швидкості підресореної маси, а у роботі [3] побудована математична модель коливань, яка враховує електромеханічне демпфірування в підвісці автомобіля. Загальним недоліком цих робіт є спрощення математичної моделі, яка спирається на двохмасову розрахункову схему.

Мета та постановка задачі

Метою є аналіз впливу рівня демпфірування вертикальних коливань на прискорення центру мас автомобіля. Задачею дослідження є визначення необхідного рівня демпфірування в підвісці в залежності від частоти збурюючого впливу та швидкості руху автомобіля.

Дослідження динамічної моделі вертикальних коливань автомобіля

Як розрахункову приймемо еквівалентну трьохмасову схему коливань [4], зображену на рис. 1.

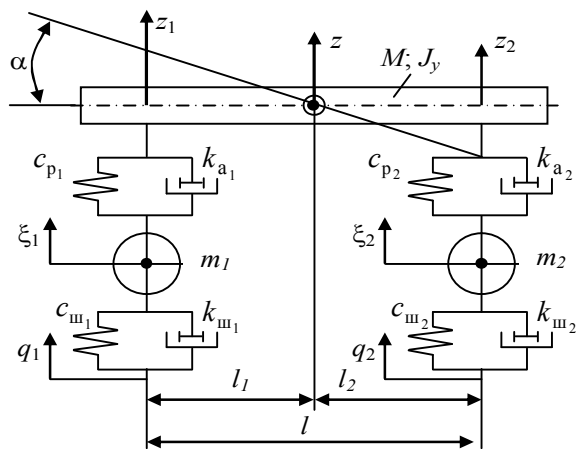


Рис. 1. Еквівалентна трьохмасова система

Відповідно до розрахункової схеми автомобіля, введемо позначення для першої осі: m_1 - невідресорена маса, c_{p1} - жорсткість ресори,

k_{a1} - коефіцієнт опору амортизатора, $c_{ш1}$ - жорсткість шини, $k_{ш1}$ - коефіцієнт опору амортизатора, який відповідає затуханню у шині, z_1 - переміщення підресореної маси, ξ_1 - переміщення невідресореної маси, q_1 - збурюючий вплив, що впливає на першу вісь (для другої осі позначення аналогічні), M - підресорена маса, z - переміщення центру мас підресореної маси. Розрахункова схема враховує кутові коливання в подовжній площині за допомогою кута α та моменту інерції J_y .

Відповідно до прийнятої розрахункової схеми складається система чотирьох диференціальних рівнянь відносно z , α , ξ_1 , ξ_2 , які за допомогою заміни змінних

$$\ddot{z} = \ddot{z}_1 \frac{l_2}{L} + \ddot{z}_2 \frac{l_1}{L}; \quad \ddot{\alpha} = \frac{\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2}{L}, \quad (1)$$

перетворюються на чотири рівняння відносно z_1 , z_2 , ξ_1 , ξ_2 [4].

Якщо прийняти, що коефіцієнт розподілу підресорених мас дорівнює або близький до одиниці (що відповідає більшості сучасних автомобілів), то коливання першої та другої осей можна вважати незалежними. В цьому разі система диференціальних рівнянь, що описує вертикальні коливання підресореної маси над першою чи другою віссю, буде мати вигляд

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\xi} - \omega_0^2 \xi = 0;$$

$$\ddot{\xi} + 2h_{k0}\dot{\xi} + \omega_k^2 \xi - 2h_{k0}\dot{z} - \bar{\omega}_k^2 z = \bar{\omega}_k^2 q(t),$$

де $\omega_0^2 = \frac{2c_p}{M}$, $\omega_k^2 = \frac{2(c_{ш} + c_p)}{m}$, $\bar{\omega}_k^2 = \frac{2c_{ш}}{m}$ - квадрати парціальних частот;

$h_0 = \frac{k_a}{M}$, $h_{k0} = \frac{k_a}{m}$ - парціальні значення затухання, $k_{ш1}=0$.

Як математичну модель такої нерівності приймемо гармонійну функцію. В цьому випадку збурюючий вплив прийме вигляд

$$q(t) = q_0(1 - \cos vt),$$

де $v = \frac{2\pi}{\ell} v_a$ - частота збурюючого впливу;

ℓ - довжина нерівності дороги;

$2q_0$ - висота нерівності;

v_a - швидкість автомобіля.

Розв'язання системи рівнянь відносно $\ddot{z}(t)$ представлено у наступному вигляді [4]

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{z}(t)}{q_0} = & z_z u^2 e^{-ht} \sin(\Omega t + \varphi_z + \gamma_z) + \\ & + z_{kz} w^2 e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \varphi_{kz} + \gamma_{kz}) - \\ & - z_v v^2 e^{-ht} \sin(vt + \varphi_{zv}). \end{aligned}$$

Величини z_z , z_{kz} , z_v , u^2 , w^2 , φ_z , φ_{kz} , φ_{zv} , γ_z , γ_{kz} визначаються масо-габаритними параметрами автомобіля та параметрами збудуючого впливу. Величини Ω , Ω_k , h та h_k є коренями характеристичного рівняння.

Якщо врахувати [5], що друга вісь долає дорожню нерівність з запізненням, яке залежить від швидкості руху v_a та колісної бази L , то прискорення центру мас автомобіля можна визначити за формулою (1).

З використанням представленої моделі отримана амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) прискорень центру мас автомобіля [5]. АЧХ коливань центру мас автомобіля ЗАЗ 11055 було розраховано для різних коефіцієнтів затухання коливань $\psi = 0,1 \dots 0,5$ та різних швидкостей руху автомобіля $v_a = 10 \dots 25$ м/с. Аналіз АЧХ прискорення вертикальних коливань показує, що для зменшення амплітуди коливань необхідно змінювати коефіцієнт затухання ψ , а відповідно й коефіцієнт опору амортизатору k_a , у широкому діапазоні значень.

На основі АЧХ [5] побудуємо графіки, що зображують залежність бажаного (раціонального) коефіцієнту затухання ψ в залежності від умов руху автомобіля (рис. 2–4), а саме, від частоти збудуючого впливу та швидкості.

Аналіз графіків на рис. 2–4 показує значну якісну залежність коефіцієнту затухання ψ від частоти збудуючого впливу. Важливе значення має загальний характер змін: на більшості частот збудуючого впливу коефіцієнт затухання приймає або мінімальне, або максимальне значення. Проміжні значення ψ характерні для меншої швидкості руху автомобіля.

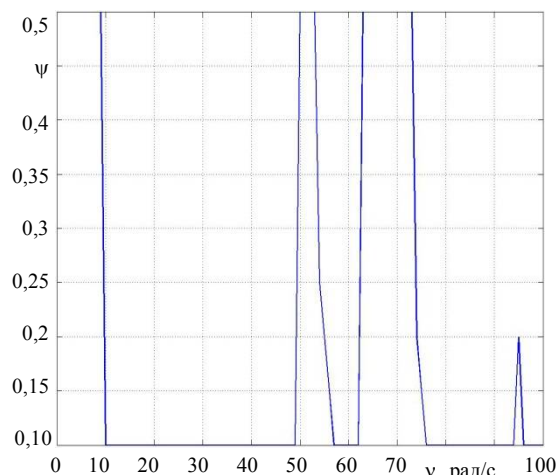


Рис. 2. Графік залежності коефіцієнту затухання коливань ψ від частоти для швидкості руху $v_a = 10$ м/с

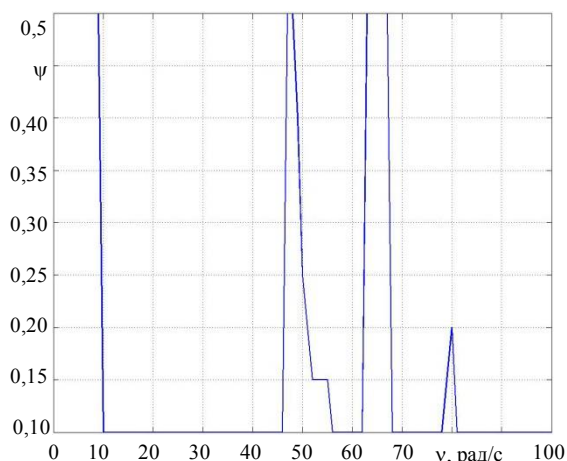


Рис. 3. Графік залежності коефіцієнту затухання коливань ψ від частоти для швидкості руху $v_a = 15$ м/с

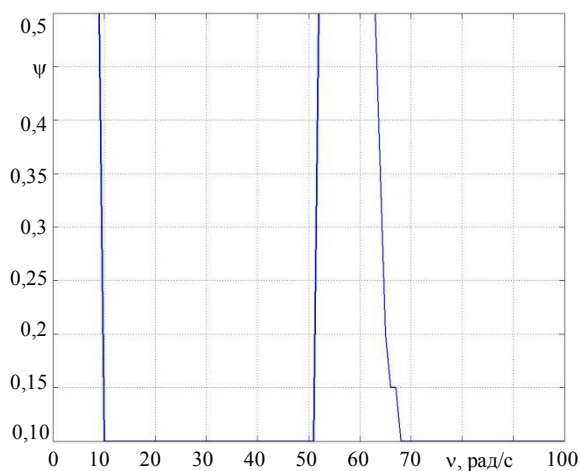


Рис. 4. Графік залежності коефіцієнту затухання коливань ψ від частоти для швидкості руху $v_a = 20$ м/с

Проведений аналіз показує слухність технічних рішень та вибору алгоритму керування амортизаторами, який реалізує два режими роботи амортизатора – «жорсткий» та «м'який». Також аналіз графіків показує значну залежність коефіцієнту затухання ψ від швидкості руху автомобіля. Так, при швидкості руху 10 м/с зі збільшенням частоти коефіцієнт затухання ψ змінюється з максимального значення до мінімального 4 рази, а при швидкості руху 20 м/с – 2 рази.

Висновки

Отримані результати свідчать, що керування рівнем демпфірування коливань центру мас автомобіля слід здійснювати за алгоритмом, який враховує не тільки масо-габаритні параметри автомобіля, але й швидкість руху і поточну домінуючу частоту збудуючого впливу. Раціональні значення коефіцієнту затухання ψ , а відповідно й коефіцієнт опору амортизатору k_a слід визначати за допомогою приведеної математичної моделі з урахуванням гармонійного характеру збудуючого впливу.

Література

1. Кубич В.И., Ядчишин Ю.В. К вопросу построения рабочей характеристики амортизатора с магнитореологической жидкостью. / Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 4/2009 (57). Частина 2. – С. 87–90.
2. А.Д. Артюшенко, О. Г. Суярко. Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація. / Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 31 (1004), с. 21–27.
3. А.Н. Сергиенко Математическая модель колебаний в ходовой системе автомобиля с электромагнитным демпфированием Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 31 (1004). – С. 86–93.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
5. Рожков С.П. Використання вдосконаленої моделі коливань автомобіля для побудови і аналізу АЧХ / Рожков С.П. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. – Вип. 154. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – С. 62 – 63.

Рецензент: М.А. Подригало, професор, д.т.н. ХНАДУ.