

УДК 681.5.015

**АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ АМОРТИЗАТОРА
НА ПРИСКОРЕННЯ ПІДРЕСОРЕНОЇ МАСИ АВТОМОБІЛЯ**

П.П. Рожков, доц., к.т.н., Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, С.Е. Рожкова, доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. Проведено математичне моделювання впливу зміни коефіцієнта опору амортизатора на прискорення підресореної маси вантажного автомобіля у процесі руху.

Ключові слова: підвіска, амортизатор, коефіцієнт опору, прискорення, підресорена маса.

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ
АМОРТИЗАТОРА НА УСКОРЕНИЕ ПОДРЕССОРЕННОЙ МАССЫ
АВТОМОБИЛЯ**

П.П. Рожков, доц., к.т.н., Харьковский национальный университет городского хозяйства им. А. Н. Бекетова, С.Э. Рожкова, доц., к.т.н., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. Проведено математическое моделирование влияния изменения коэффициента сопротивления амортизатора на ускорение поддресоренной массы грузового автомобиля в процессе движения.

Ключевые слова: подвеска, амортизатор, коэффициент сопротивления, ускорение, поддресоренная масса.

**ANALYSIS OF IMPACT OF CHANGING THE SHOCK ABSORBER RESISTANCE
FACTOR ON ACCELERATING THE VEHICLE SPRUNG MASS**

P. Rozhkov, PhD., Assoc. Prof., O.M. Beketov University of Urban Economy, Kharkiv, S. Rozhkova, PhD., Assoc. Prof., Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. The change of acceleration of the vehicle sprung mass while changing the coefficient of resistance of the adaptive pendant shock absorber has been analyzed. Presentation of disturbing influence is taken as a harmonic function containing the initial phase. Solution of the system of differential equations is carried out taking into account the initial conditions. The mathematical modeling of the impact of the vehicle sprung mass vibrations at various moments of time of forming the actuating signal on the change of the coefficient of resistance allowed to formulate requirements to the system of adaptive suspension control.

Key words: vehicle suspension, shock absorber, coefficient of resistance, differential equation, acceleration, sprung mass of the truck.

Вступ

Забезпечення нормованої плавності ходу автомобіля в різних дорожніх умовах та швидкостях руху потребує оперативної зміни кое-

фіцієнта опору амортизатора в широкому діапазоні відповідно до алгоритму керування. Під час розробки алгоритму керування враховується досвід експлуатації керованих підвісок та проводиться математичне моде-

лювання коливальних процесів у підвісці в разі раптової зміни рівня демпфірування.

Адекватність отриманих у процесі моделювання результатів залежить, головним чином, від обраної розрахункової схеми та відповідної математичної моделі.

Аналіз публікацій

Останні теоретичні й експериментальні дослідження, відображені в публікаціях, свідчать про великий інтерес до створення амортизаторів, що мають регульований коефіцієнт опору. Найбільш перспективними вважають амортизатори, що використовують електромагнітний принцип дії й побудовані на базі циліндричної лінійної машини [1, 2].

У той же час алгоритми роботи систем керування динамічними параметрами підвіски, що використовують керовані амортизатори, майже не висвітлюються.

Широко відомі системи, що працюють за простими алгоритмами, які реалізують декілька режимів руху автомобіля: «спортивний», «комфортний» і «нормальний» [3].

Отже, актуальними є дослідження, що обґрунтовують необхідність використання датчиків, інформація з яких потрібна для реалізації алгоритмів керування демпфіруванням коливань підресореної маси автомобіля.

Мета і постановка завдання

Метою статті є визначення впливу раптової зміни коефіцієнта опору амортизатора на прискорення підресореної маси автомобіля.

Математичне моделювання коливань підресореної маси автомобіля

Вертикальні коливання автомобіля описуються системою лінійних диференціальних рівнянь, що не мають аналітичного розв'язання, оскільки характеристичний поліном для двохосового автомобіля має восьмий порядок і визначення його коренів у загальному вигляді є неможливим [4]. Тому будемо розглядати незалежні коливання передньої та задньої підресорених мас.

З метою спрощення моделювання припустимо, що пружні та дисипативні елементи ма-

ють лінійні характеристики. У цьому разі візьмемо до розгляду двомасову розрахункову схему та відповідну систему диференціальних рівнянь [4].

Наступне подання збурювального впливу має вигляд

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

де v – частота збурювального впливу.

Введення фази φ дозволяє застосувати для розв'язання системи рівнянь метод припасування в момент часу, коли змінюється коефіцієнт опору амортизатора r_p .

Розв'язання системи рівнянь відносно переміщень підресореної маси у загальному вигляді складається з двох частин

$$z_{zag}(t) = z^0(t) + q_0 z(t). \quad (2)$$

Перша складова відповідає впливу початкових умов, а друга частина – вимушеному руху. Складові розв'язання мають такий вигляд

$$z^0(t) = z_{0z} e^{-ht} \sin(\Omega t + \varphi_z^0) + z_{0k} e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \varphi_{kz}^0); \quad (3)$$

$$z(t) = z_z e^{-ht} \sin(\Omega t + \varphi_z) + z_{kz} e^{-h_k t} \sin(\Omega_k t + \varphi_{kz}) + z_v e^{-ht} \sin(vt + \varphi_{zv}). \quad (4)$$

Аналогічні функціональні залежності отримані і для переміщення непідресореної маси.

Практичний інтерес являє собою величина вертикального прискорення підресореної маси. Для її пошуку вираз (2) слід диференціювати два рази й остаточно отримати аналітичний вираз для вертикального прискорення коливань підресореної маси.

Проведемо розрахунки прискорення підресореної маси автомобіля. Вихідні масогабаритні параметри автомобіля відповідають взятим у роботі [4]. Частоту v візьмемо рівною 9,42 рад/с, що відповідає частоті низькочастотного резонансу. Коефіцієнт опору амортизатора r_p беремо відповідним до значення відносного коефіцієнта затухання $\psi = 0,25$.

На рис. 1 прдано графік відносної швидкості переміщення підресореної та непідресореної мас, а на рис. 2 – графік прискорення підресореної маси.

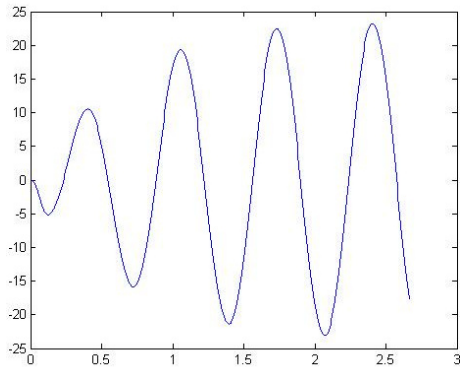


Рис. 1. Графік відносної швидкості переміщення підресореної та непідресореної мас

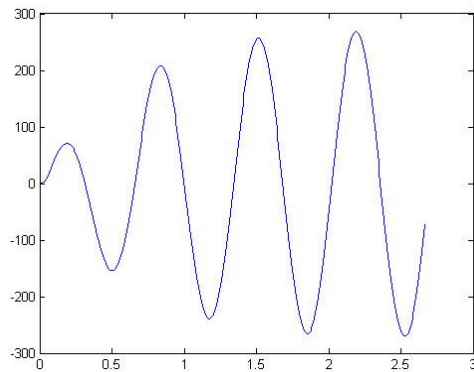


Рис. 2. Графік прискорення підресореної маси

Аналіз рис. 1 та 2 показує, що через 1,5 с після початку наїзду на нерівність перехідний процес закінчується, коливальна система переходить у стаціонарний режим.

Будемо вважати, що в момент часу $t_{\kappa}=1,67$ с система керування амортизатором видала команду на зменшення рівня демпфірування і встановила коефіцієнт опору амортизатора r_p відповідним до значення відносного коефіцієнта затухання $\psi=0,05$.

На рис. 3 подано графік прискорення підресореної маси для $\psi=0,05$. Зменшення опору амортизатора r_p призвело до імпульсного збільшення прискорення в час $t_{\kappa}=1,67$ с та виникнення перехідного процесу, який має суттєво більшу амплітуду, ніж у стаціонарному режимі. Такий процес може виникнути

при аварійній втраті амортизатором демпфіруючих властивостей.

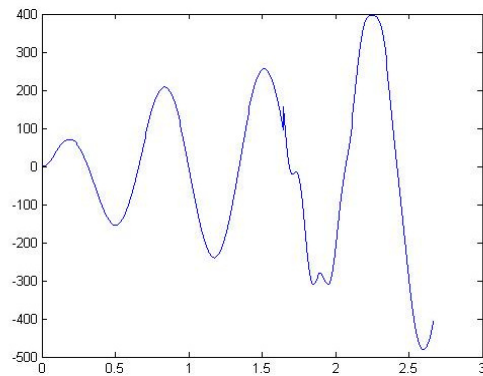


Рис. 3. Графік прискорення підресореної маси для $\psi=0,05$

Будемо вважати, що в момент часу $t_{\kappa}=1,05$ с система керування амортизатором видала команду на збільшення рівня демпфірування і встановила коефіцієнт опору амортизатора r_p відповідним до значення відносного коефіцієнта затухання $\psi=0,5$.

На рис. 4 подано графік прискорення підресореної маси для $\psi=0,5$. На графіку добре видно, що в час $t_{\kappa}=1,05$ с виникає перехідний процес зі значною амплітудою, але вже через 1 секунду прискорення набуває стаціонарного характеру зі значно меншою амплітудою, ніж була до керуючого впливу.

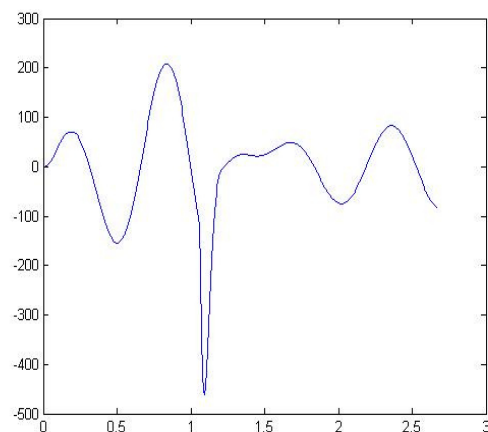


Рис. 4. Графік прискорення підресореної маси для $\psi=0,5$ та $t_{\kappa}=1,05$

Проведемо розрахунок прискорення підресореної маси за умови відносного коефіцієнта затухання $\psi=0,5$, але в момент часу $t_{\kappa}=1,96$ с.

На рис. 5 подано графік прискорення підресореної маси для $\psi = 0,5$.

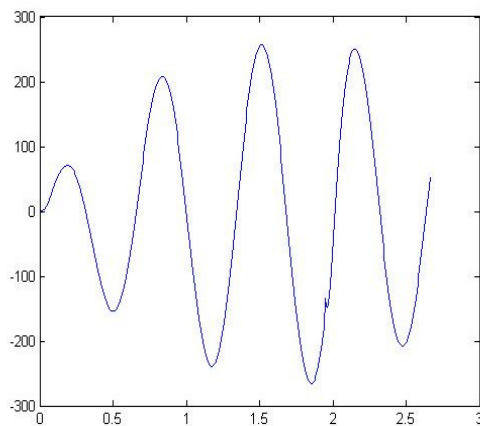


Рис. 5. Графіка прискорення підресореної маси для $\psi = 0,5$ та $t_k = 1,96$ с

З графіка на рис. 5 видно, що перехідний процес відбувся майже без імпульсного збільшення прискорення в час $t_k = 1,96$ с; подальший розвиток процесу коливань демонструє зменшення амплітуди прискорення підресореної маси.

Висновки

Проведене математичне моделювання процесу коливань підресореної маси засвідчило, що за частоти збурювального впливу, близької до низькочастотного резонансу, ефективним засобом зменшення амплітуди прискорення підресореної маси є збільшення коефіцієнта опору амортизатора. Однак слід зауважити, що момент часу t_k видачі керуючого впливу на амортизатор треба обирати таким чином, щоб відносна швидкість переміщення підресореної та непідресореної мас в цей момент часу була близькою до нуля (рис. 1, 3, 5). Таким чином, можна уникнути виникнення великої амплітуди перехідного процесу.

Проведені дослідження довели необхідність використання в системах керування рівнем демпфірування вертикальних коливань автомобіля датчика відносної швидкості переміщення підресореної та непідресореної мас.

Література

1. Meessen K.J. Analysis and design of a slotless tubular permanent magnet actuator for high acceleration applications /

- K.J. Meessen, J.J. H. Paulides, E.A. Lomonova // Journal of applied physics. – 2009. – Vol. 105. – P. 07F110-1-07F110-3.
2. Бажинов О. В. Вибір конструкції актуатора для використання у електромагнітній підвісці автомобіля / О. В. Бажинов, С. П. Рожков, С. Е. Рожкова // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. – 2013. – №142. – С. 142–144.
3. Рожков П.П. Получение передаточной функции n-осной динамической системы автотранспортного средства / П. П. Рожков, С. Э. Рожкова, В. О. Алексеев // Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы: матер. IV Международ. науч.-техн. конференции. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2000. – С. 163–168.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.

Reference

1. Meessen K. J. J. J. H. Paulides, E. A. Lomonova Analysis and design of a slotless tubular permanent magnet actuator for high acceleration applications Journal of applied physics. 2009. vol. 105. pp. 07F110-1-07F110-3.
2. Bazhynov O. V., Rozhkov S. P., Rozhkova S. E. *Vybir konstruktsiyi aktuatora dlya vykorystannya u elektromahnitniy pidvistsi avtomobilya* [A choice of construction of actuator is for the use in the electromagnetic pendant of car]. *Visnyk SevNTU: zbirnyk naukovykh prats'* [Visnyk SevNTU: a collection of scientific works], 2013. vol. 142, pp. 142–144.
3. Rozhkov P. P., Rozhkova S. E., Alekseev V. O. *Poluchenie peredatochnoy funktsii n-osnoy dinamicheskoy sistemy avtotransport-nogo sredstva* [Obtaining the transfer function of the n-axis of the dynamic system of a motor vehicle]. *Avtomobil'nyj transport: Problemy i perspektivy: Mater. IV mezhdunar. nauch.-tekhn. konferencii* [Road Transport: Problems and Prospects], Sevastopol', Izd-vo SevGTU, 2000. pp. 163–168.
4. Rotenberg R. V. *Podveska avtomobilya* [Car suspension]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985, 200 p.

Рецензент: О.В. Бажинов, професор, д.т.н., ХНАДУ.