

С.В. Мельничук, к.т.н., доц.  
Є.М. Рибалкін, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

## МОДЕЛЮВАННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ НА ОСНОВІ ВАЖИЛЬНОГО ЧОТИРИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ

*Розглянуто новий тип підвіски автомобіля на основі чотириланкового ромбовидного важільного механізму, який дозволить розширити діапазон регулювання жорсткості та дисипації її елементів для покращення плавності ходу.*

Однією з експлуатаційних вимог до автомобіля є плавність ходу, тобто його здатність захищати людей, вантажі та елементи конструкції самого автомобіля від дії динамічних навантажень, які виникають через нерівності дороги, при поворотах і т.ін. Плавність ходу найбільше залежить від підвіски автомобіля.

Якість підвіски автомобіля визначається з експлуатаційної точки зору швидкістю поглинання і дисипації механічної енергії вертикальних коливань автомобіля.

Зрозуміло, що для забезпечення найкращої плавності ходу як підвіску необхідно застосувати ідеально швидкодіючу систему автоматичного регулювання положення кузова із складним програмним керуванням. Хоча при певних дорожніх умовах задовільну плавність може забезпечити і звичайна підвіска, що складається з пружного і амортизуючого елементів.

Всі відомі [2], [3], [4] типи механічних підвісок, що використовуються на сучасних автомобілях містять традиційний пружно-амортизуючий модуль. Незважаючи на різні схеми розміщення пружини і амортизатора, такий модуль можна описати схемою, показаною на рис. 1. Дана схема передбачає між підресорною масою  $m$  і колесом пружний елемент 1 з коефіцієнтом жорсткості  $c$  і амортизуючий пристрій 2 з коефіцієнтом непружного опору  $\alpha$ . Пружний елемент акумулює значну частину механічної енергії, яка виникає при вертикальних рухах колеса, при цьому амортизатор рекоперує цю механічну енергію в теплову з наступним розсіюванням в навколишнє середовище.

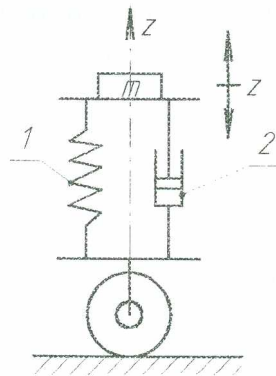


Рис. 1

Оптимальний вибір конструкції підвіски та її параметрів (жорсткості пружного елемента  $c$  та коефіцієнта демпфірування  $\alpha$ ) впливають на покращення комфорту водія та пасажирів, дозволяє підвищувати швидкість руху на дорогах з нерівною поверхнею, збільшує довговічність автомобіля та ремонтний період експлуатації, зменшує витрати палива. Тому процес вдосконалення підвіски автомобіля є неперервний. На даному етапі розвитку автомобілебудування досягнуті значні успіхи у створенні нових та покращенні традиційних типів підвіски.

Недоліком традиційних механічних підвісок є те, що пружно-амортизуючий модуль деформується на величину амплітуди коливань підресореної маси (розглядаючи колесо абсолютно жорстким). Це вносить обмеження та складність регулювання частоти та амплітуди власних коливань підресореної маси, що відповідають задовільній плавності ходу автомобіля, підбором жорсткості пружини та демпфірних параметрів амортизатора.

Метою даної роботи є розширення діапазону регулювання жорсткості підвіски шляхом конструктивних змін її пружно-амортизуючого модуля.

Як відомо, власна частота коливань підресорної маси  $m$  залежить від пружних і масових параметрів підвіски і визначається із відповідного однорідного диференціального рівняння:

$$m\ddot{z} + \alpha\dot{z} + cz = 0, \text{ або } \ddot{z} + \frac{\alpha}{m}\dot{z} + \frac{c}{m}z = 0, \quad (1)$$

де  $z$  – вертикальне переміщення підресорної маси.

Позначивши:  $\frac{\alpha}{m} = 2n$  і  $\frac{c}{m} = p^2$ , отримуємо:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + p^2z = 0. \quad (2)$$

Величина  $p = \sqrt{\frac{c}{m}}$  є частотою власних коливань маси  $m$ .

Границі значень власної частоти визначаються впливом коливань на фізіологічний стан людини. Для легкових автомобілів частота коливань повинна бути в межах 0,8...1,2 Гц, а для вантажного – 1,2...1,8 Гц [1].

Пропонується конструкція підвіски автомобіля на основі важільного механізму. Традиційний модуль підвіски поміщений в середині ромбоподібного чотириланковика  $ABCD$ , як показано на рис. 2.

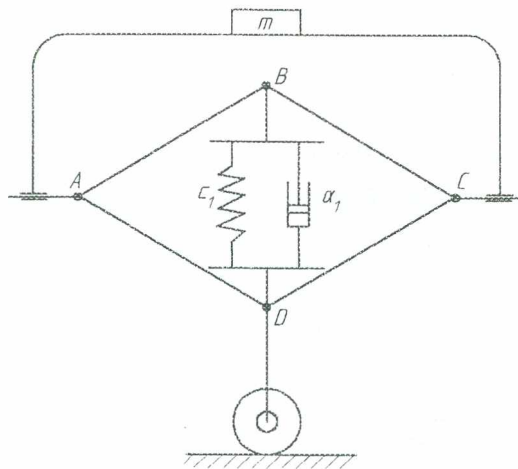


Рис. 2

Розглянемо кінематику утвореного модуля. При переміщенні точки  $C$  (рис. 3) по вертикалі на величину  $z$  і нерухомій точці  $D$  півдіагональ  $OD$  зменшиться на величину  $OO_1 = z$ , тоді вся діагональ  $BD$  зменшиться на величину  $2z$ .

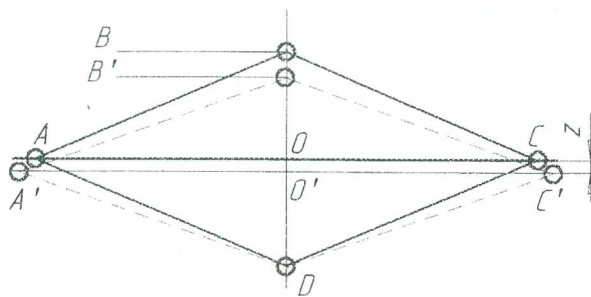


Рис. 3

Оскільки вертикальне переміщення точки  $C$  і маси  $m$  однакові, то відповідне диференціальне рівняння, що описує власні коливання підресорної маси  $m$ , буде:

$$\ddot{z} + \frac{2\alpha_1}{m}\dot{z} + \frac{2c_1}{m}z = 0. \quad (3)$$

Порівнюючи отримане рівняння (3) з рівнянням (1), яке описує власні коливання традиційного модуля підвіски (прямої дії), бачимо, що  $\alpha = 2\alpha_1$  і  $c = 2c_1$ , що при незмінній підресорній масі дозволяє для забезпечення тієї ж амплітуди і частоти коливань використовувати пружні елементи із жорсткістю  $c_1$ , вдвічі меншій жорсткості  $c$  пружного елемента в традиційному модулі (рис. 1), і демпфіруючий елемент із вдвічі меншим коефіцієнтом  $\alpha_1$ . При цьому поглинання і розсіювання енергії проходить за рахунок вдвічі більших деформацій пружини і поршня амортизатора.

Знайдемо закономірність між вертикальними і горизонтальними переміщеннями в ромбоподібному чотириланковнику, що розглядається, від довжин його діагоналей, тобто залежність між переміщенням точок В і С (рис. 4).

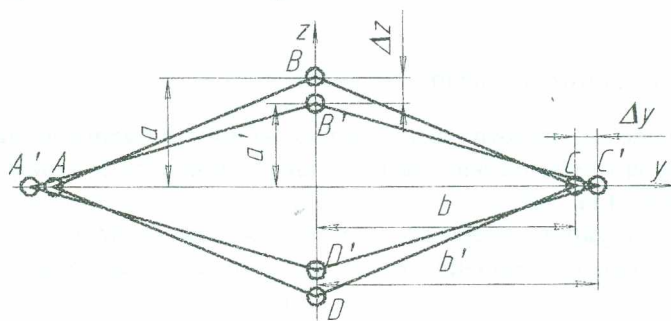


Рис. 4

Якщо в певний момент часу півдіагоналі позначити через  $a$  і  $b$ , як показано на рис. 4, а після деякого переміщення точки В на  $\Delta z$  і відповідного горизонтального переміщення точки С на  $\Delta y$  змінити діагоналі через  $a'$  і  $b'$ , то маємо:

$$\begin{cases} a^2 + b^2 = l^2 \\ (a')^2 + (b')^2 = l^2 \\ a' = a - \Delta z \\ b' = b + \Delta y \end{cases}$$

звідки отримуємо:

$$\Delta y = -b \pm \sqrt{b^2 + 2a \cdot \Delta z \cdot \Delta z^2},$$

або з практичної сторони:

$$\Delta y = -b + \sqrt{b^2 + 2a \cdot \Delta z - \Delta z^2}. \tag{4}$$

З'ясуємо, як впливають на  $\Delta y$  величини півдіагоналі  $a$  і  $b$ . Для цього спочатку встановимо, за яких умов  $\Delta z = \Delta y$ .

З рівняння (4) видно, що  $\Delta y$  буде дорівнювати  $\Delta z$  при  $b^2 + 2a\Delta z - \Delta z^2 = (b + \Delta z)^2$ .

Остання рівність буде при

$$2a\Delta z - \Delta z^2 = 2b \cdot \Delta z + \Delta z^2 \Rightarrow a = b + \Delta z.$$

Із (4) видно, що

при  $a \geq b + \Delta z \Rightarrow \Delta y \geq \Delta z$ , а

при  $a \leq b + \Delta z \Rightarrow \Delta y \leq \Delta z$ .

Взагалі, згідно з (4) можна записати:

$$\Delta y = k\Delta z,$$

де  $k$  – коефіцієнт, що залежить від співвідношення півдіагоналі  $a$  і  $b$ .

Якщо тепер до конструкції, показаної на рис. 2, додати пружини з коефіцієнтами жорсткості  $c_2$ , встановивши їх горизонтально, як показано на рис. 5, то диференціальне рівняння (3), що описує власні коливання підресореної маси  $m$ , буде мати вигляд:

$$\ddot{z} + \frac{2\alpha_1}{m} \dot{z} + \frac{2(c_1 + 2c_2)}{m} z = 0. \quad (5)$$

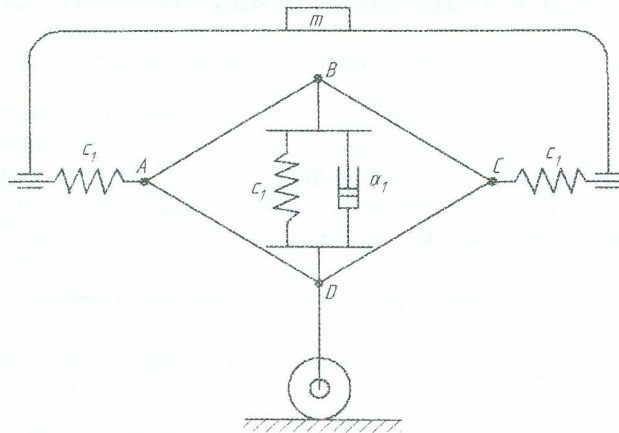


Рис. 5

З рівняння (5) випливає, що для забезпечення експлуатаційних вимог до підвіски, з точки зору фізіології людини, запропонована конструкція підвіски на основі важільного ромбоподібного чотириланковика з використанням вертикальних і горизонтальних пружин і амортизаторів значно розширює можливості оптимізації власних коливань підресореної маси. Крім того, з'являється можливість покращення роботи амортизатора, розмістивши його горизонтально на сприйняття деформації  $\Delta u$  (причому при  $\Delta u < \Delta z$ ) і впливу пружини, встановивши її вертикально на сприйняття значно більшої деформації  $2\Delta z$ .

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: Навч. посібник. – Житомир: ЖІТІ, 1998. – 200 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобіля: рулевое управление: Пер. с нем. В.Н. Пальянова / Под ред. А.А. Гальбрейха. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – Изд. 3-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

МЕЛЬНИЧУК Сергій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– плавність ходу автомобіля, проектування підвіски автомобіля.

РИБАЛКІН Єфрем Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– динаміка машин.

Подано 31.10.2003