

УДК 629.3.027

С.В. Мельничук, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОТРИМАННЯ НЕЛІНІЙНОЇ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ЧОТИРИЛАНКОВОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Показано можливість отримання необхідної нелінійної пружної характеристики підвіски автомобіля за допомогою пружно-демпферного модуля на основі чотириланкового важільного механізму.

Постановка проблеми. Однією з основних експлуатаційних характеристик автомобіля є плавність його руху. Плавністю руху називається здатність автомобіля рухатись із заданими експлуатаційними швидкостями без значних ударів, поштовхів і таких коливань корпусу, які могли б шкідливо впливати на фізіологічний стан водія та пасажирів, на збереження вантажу та нормальну роботу механізмів автомобіля.

Плавність руху автомобіля забезпечує його підвіска – система, що здійснює пружний зв'язок між його підресореною і перідресореною частинами.

Для дотримання вимог плавності руху підвіска автомобіля повинна забезпечувати рівень власної частоти підресореної частини на рівні коливань людини при ходьбі (50–70 циклів/хв.). Тобто оптимальною частотою коливань для легкового автомобіля вважається 0,8...1,2 Гц, а для вантажного – 1,2...1,8 Гц [1], [2], [3].

Внаслідок цього підвіска повинна забезпечувати певну залежність вертикального навантаження R_z на колесо від деформації (прогину) підвіски z , яка носить назву пружної характеристики підвіски.

Як відомо [2], [3], підвіска характеризується статичним прогином $z_{ст}$, динамічним прогином $z_{д}$ і коефіцієнтом динамічності $K_{д}$, рівним відношенню максимального динамічного навантаження $R_{zd\ max}$ до статичного $R_{z\ ст}$:

$$K_{д} = \frac{R_{zd\ max}}{R_{z\ ст}}. \quad (1)$$

Підвіска вважається лінійною, якщо приведений коефіцієнт жорсткості:

$$c_p = \frac{dR_z}{dz} \quad (2)$$

у всій зоні зміни деформації близький до постійного значення, якщо ні – нелінійною.

Якщо припустити лінійну пружну характеристику підвіски Ov' (рис. 1), що має кут нахилу $\alpha = \arctg \frac{R_{z\ ст}}{z_{ст}}$, то можна припустити часті „пробої” підвіски дотикання металевих деталей при максимальних деформаціях пружного елемента внаслідок малої динамічної енергоємності підвіски, еквівалентної роботі, необхідній для повного деформування пружного елемента і рівної площі під лінією пружної характеристики. Для усунення небезпеки „пробоїв” підвіски при русі автомобіля по нерівних дорогах необхідно забезпечити коефіцієнт динамічності $K_{д} = 1,75 \div 3$.

Енергетична ємність обмежена жорсткістю і максимальним ходом підвіски. Отже, досягти необхідної динамічної енергоємності можна двома шляхами: або збільшенням ходу підвіски, що конструктивно важко здійснити, або задаванням нелінійної форми пружної характеристики. Пружна характеристика повинна буде проходити через точку b (рис. 1). При цьому динамічний прогин u відношенні до статичного для легкових автомобілів складає $z_{д} = 0,5 z_{ст}$, для автобусів $z_{д} = 0,75 z_{ст}$, а для вантажних автомобілів $z_{д} = z_{ст}$ [3].

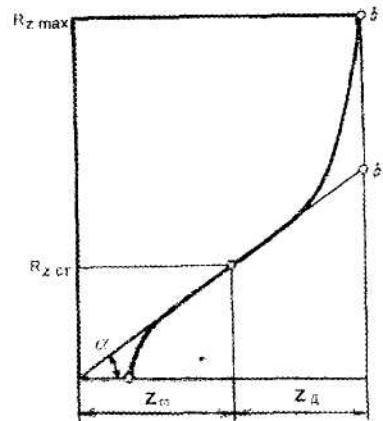


Рис. 1

При зміні корисного навантаження від мінімуму до максимуму навантаження від підресореної частини, яка визначає z_{cr} , змінюється на передній підвісці легкового автомобіля на 10...30 %, на його задній підвісці – на 45...60 %, вантажних автомобілів – на 250...400 %, автобусів – на 200...250 %.

Для збереження оптимальної частоти власних коливань кузова змінному навантаженню необхідно забезпечувати постійність статичного прогину підвіски, змінюючи її жорсткість.

У загальному випадку необхідно мати нелінійну пружну характеристику, яка б задовольняла умову:

$$\frac{R_z}{c_p} = z = z_{cr} = \text{const}. \quad (3)$$

Приймаючи до уваги (2), формулу (3) можна переписати у вигляді:

$$\frac{dR_z}{R_z} = \frac{dz}{z}.$$

Якщо проінтегрувати цей вираз, отримаємо $\ln R_z = \frac{z}{z_0} + C$. Ввівши початкові умови $z = z_0$ і

$R_z = R_{z_0}$, визначимо $C = \ln R_{z_0} - 1$. Тоді

$$R_z = R_{z_0} e^{(z/z_0 - 1)}. \quad (4)$$

Таким чином, для того, щоб кузов автомобіля мав незалежно від навантаження постійну частоту власних коливань, характеристика підвіски повинна змінюватись за законом показникової функції.

Аналіз варіантів конструкцій підвісок, що забезпечують нелінійну пружну характеристику. Існує ряд способів отримання нелінійної пружної характеристики. Для того, щоб при лінійній характеристиці основного пружного елемента отримати задану нелінійну характеристику підвіски, зазвичай застосовують декілька пружних елементів.

Відомі варіанти [1], [2], [3] використання для великих підресорених мас основних ресор з додатковими (підресорниками), що мають криволінійну поверхню; для менших підресорених мас – ресор з додатковими коректуючими пружинами; торсіонів з пружинами; пневматичних пружних елементів у поєднанні з механічними або самостійно.

До недоліків листових ресор належать: висока металоємність (енергоємність одиниці об'єму листової ресори в 4 рази менше ніж у пружин і торсіонів); наявність міжлистового тертя, що негативно впливає на характеристику ресори і її довговічність.

Використання пружин і торсіонів вимагає наявності автономного направляючого пристрою, що ускладнює конструкцію підвіски в цілому, незважаючи на простоту пружних елементів.

Пневматичні пружні елементи досить гарно забезпечують плавність руху автомобіля, можуть використовуватись як в легкових, так і у вантажних автомобілях і автобусах. Але їх застосування вимагає додаткових систем підтримки та керування, що значно збільшує вартість підвіски.

Отже бажаним є створення підвіски, яка б мала відповідну нелінійну характеристику, малу металоемність, простоту та вартість.

Мета роботи: дослідження схеми підвіски на основі чотириланкового важільного механізму з додатковими пружними елементами на можливість отримання нелінійної пружної характеристики.

Основний зміст. Процонується можливість задавання нелінійної пружної характеристики підвіски за допомогою пружно-демпферного модуля на основі чотириланкового важільного механізму, описаного в роботі [4]. За схемою (рис. 2) традиційний пружно-демпферний модуль, що складається з пружного елемента 6 та демпферного елемента 7, паралельно розміщених та жорстко об'єднаних в один модуль і закріплених між верхнім 2 і нижнім 3 шарнірами чотириланкового важільного механізму 1. З бічними шарнірами 4 і 5 жорстко пов'язані поздовжні горизонтальні напрямні 8, які можуть поступально переміщатися в підшипниках 9. Підресорена маса спирається через кріплення 10 підресореної маси на підшипники 9. Кріплення 11 непідресореної маси з'єднано з нижнім шарніром 3.

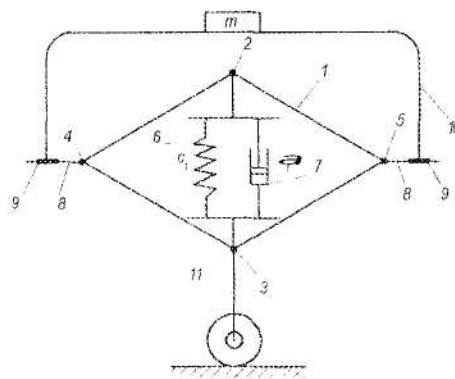


Рис. 2

При їзді колеса автомобіля на нерівність спочатку вертикальний вплив дороги (при абсолютно жорсткому колесі) сприймає механізм 1, який, в свою чергу, деформує пружний 6 та демпферний 7 елементи. Бічні шарніри 4 та 5 розходяться в сторони, при цьому горизонтальні напрямні 8 переміщуються у підшипниках 9 кріплення 10 підресореної маси. При цьому вертикальному переміщенню нижнього шарніра, рівного $2z$, відповідає вертикальне переміщення бокового шарніра на величину z , а отже і таке ж переміщення підресореної маси. Це значить, що підресорна маса сприймає вдвічі менший вплив ніж збурення дороги.

Власна частота коливань підресореної маси в даному випадку буде:

$$P_1 = \sqrt{\frac{2c_1}{m}}, \tag{5}$$

де m – величина підресореної маси, c_1 – коефіцієнт жорсткості пружного елемента 6.

Але така схема пружно-демпферного модуля при використанні лінійного пружного елемента 6 дасть можливість отримати лише лінійну пружну характеристику підвіски.

Задача отримання нелінійної пружної характеристики вирішується шляхом введення в схему (рис. 2) додаткових пружних елементів, розміщених по осі поздовжніх напрямних 8 і віддалених від їх торців на задані зазори, як показано на рис. 3.

Суть роботи такого пружно-демпферного модуля полягає в тому, що додаткові пружні елементи розміщуються по осі поздовжніх напрямних з віддаленням від їх торців на визначені зазори і вступають в роботу лише тоді, коли поздовжня горизонтальна деформація чотириланкового важільного механізму (горизонтальне переміщення бічних шарнірів) перевищує значення зазорів. При цьому пружно-демпферний модуль набуває більшої жорсткості.

Дана схема дозволяє використовувати декілька додаткових пружних елементів з різними жорсткостями та розміщенням їх з різними зазорами від торців поздовжніх напрямних. При цьому вони будуть включатись до роботи підвіски по черзі, в міру того, як горизонтальне

зміщення бічних шарнірів ставатиме більшим відповідного зазору між торцем поздовжньої напрямної та поточним пружним елементом.

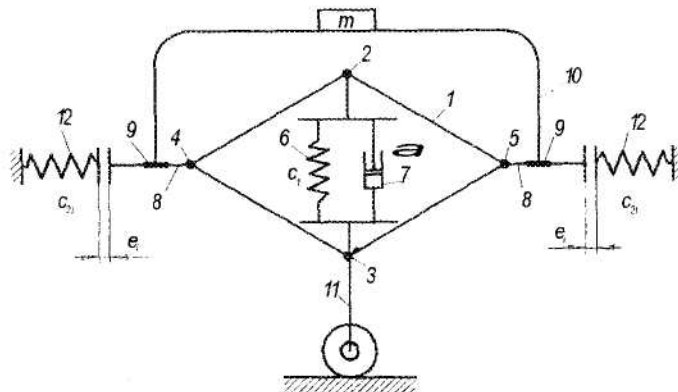


Рис. 3

Пружно-демпферний модуль підвіски працює таким чином.

При вертикальному переміщенні бічних шарнірів 4, 5 на величину z (рис. 4), що відповідає переміщенню підресореної маси, діагональ 23 чотириланкового важільного механізму zdeформується на величину $2z$, що становитиме деформацію пружного 6 і демпферного 7 елементів. Бічні шарніри 4 і 5 при цьому отримають горизонтальне зміщення:

$$y = kz, \tag{6}$$

де k – коефіцієнт, що залежить від співвідношення півдіагоналей a і b чотириланкового важільного механізму та кута β між ними.

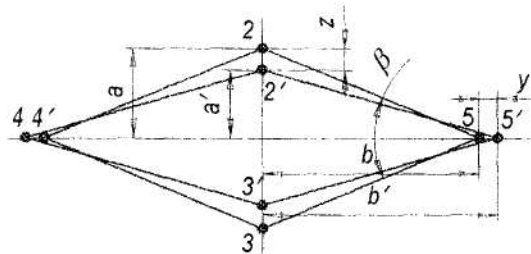


Рис. 4

Кожний i -тий додатковий пружний елемент 12 (рис. 3) віддалений від торця поздовжньої напрямної 8 (лівої чи правої) на величину зазору e_i .

Коливання підресореної маси при виконанні умови $y < e_{i\min}$, де $e_{i\min}$ – величина найменшого із зазорів, описується наступним диференціальним рівнянням [2]:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + p_1^2 z = 0, \tag{7}$$

де $2n = \frac{2\alpha}{m}$, $p_1^2 = \frac{2c_1}{m}$, α – коефіцієнт в'язкого опору демпферного елемента 7.

Власна частота коливань підресореної маси буде визначатися за формулою (5).

При $y \geq e_{i\min}$ в роботу підвіски вступають додаткові пружні елементи 12 і коливання підресореної маси будуть описуватись системою рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2n\dot{z} + \frac{2c_1}{m}z + \sum_i \frac{c_{2i}}{m}(kz - e_i) = 0, \\ kz - e_i \geq 0 \end{cases} \tag{8}$$

де c_{2i} – коефіцієнт жорсткості i -того додаткового пружного елемента 12.

Звідси власна частота коливань підресореної маси буде дорівнювати:

$$p_2 = \sqrt{\frac{2c_1 + \sum_i c_{2i} (k - \frac{e_i}{z})}{m}} \quad (9)$$

Порівнюючи формули (9) і (5), видно, що власну частоту коливань підресореної маси буде забезпечувати збільшена на величину $\sum_i c_{2i} (k - \frac{e_i}{z})$ жорсткість. При цьому з формули (9) випливає, що із збільшенням переміщення підресореної маси z збільшується жорсткість пружно-демпферного модуля підвіски.

Висновок. Встановлено, що схема підвіски на основі чотириланкового важільного механізму з додатковими пружними елементами дозволяє задавати нелінійну пружну характеристику підбором необхідної кількості та жорсткості додаткових пружних елементів, а, отже, забезпечувати задану плавність ходу при збільшенні підресореної маси в широких межах чи при значному зростанні динамічного навантаження на підвіску.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: Навч. посібник. – Житомир: РВВ ЖІТІ, 1998. – 200 с.
2. Лукин П.И., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Мельничук С.В., Рибалкин Е.М. Моделирование подвески автомобиля на основе важильного чотириланкового механізму // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2003. – № 3. – С. 36–39.

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

Наукові інтереси:

- плавність ходу автомобіля.

Подано 17.01.2005