

ИЗСЛЕДВАНЕ ВЛИЯНИЕТО НА НЯКОИ ПАРАМЕТРИ НА ВИБРОИЗОЛАТОРИТЕ В АВТОМОБИЛНО ОКАЧВАНЕ ВЪРХУ ПРЕДАВАНЕТО НА ВИСОКОЧЕСТОТНИ ТРЕПТЕНИЯ

Пенко Цветков Петков

ppetkov@vtu.bg

*Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”, Гео Милев 158, София 1574,
Катедра „Транспортна техника”,
БЪЛГАРИЯ*

***Ключови думи:** лек автомобил, предно окачване, високочестотни трептения, виброизолиращи елементи, коефициент на еластичност, еквивалентен модел, изчислителна схема*

***Резюме:** В работата теоретично е изследвано влиянието на някои параметри на виброизолиращи елементи в независимо окачване на лек автомобил върху предаваните към каросерията високочестотни трептения. Окачването е представено чрез еквивалентен модел от свързани помежду си прътови елементи. За провеждане на изследването е съставена изчислителна схема на системата „пневматична гума – окачване”. На базата на програмен продукт за РС е предложен алгоритъм за провеждане на изчислителната процедура. Получените резултати от числените експерименти са представени в графичен вид. Чрез анализ на резултатите е оценено влиянието на коефициентите на еластичност на виброизолаторите върху параметрите на вибрациите, предавани към каросерията на автомобила.*

В резултат на взаимодействието на пневматичните гуми (ПГ) с микронеравностите на пътното покритие интензивно се генерират високочестотни трептения (вибрации) в звуковата честотна област 50 – 250 Hz. Независимо от тяхната малка амплитуда, тези вибрации не се поглъщат от еластичните елементи и амортизаторите, а чрез контактните точки на окачването се предават към каросерията на автомобила без забележимо намаляване на нивата им. Водачът и пътниците възприемат това въздействие като вибрации на пода, тавана, капците и други елементи от каросерията, т. е. ефектът предизвиква вторично излъчване на шум в пътническия салон на автомобила. Проблемът е актуален при леки автомобили, окомплектовани с радиални ПГ, работещи в състава на независими окачвания и каросерии „самоносещ” тип.

1. Състояние на проблема на съвременния етап

Пневматичната гума съвместно с основните еластични елементи и амортизаторите от окачването са съставна част от еластичната система, отделяща каросерията на автомобила от пътната повърхност. При периодично възбуждане с честоти до 50 Hz ПГ с радиална и диагонална конструкция предават към каросерията на автомобила практически едни и същи трептения. В областта на високите честоти (50 – 250 Hz)

съществува разлика във вибрационното поведение на ПГ с радиална и диагонална конструкция. Основният резонанс при радиалните ПГ се проявява при честоти на смущение 80 – 100 Hz, а при диагоналните резонансът е изместен в областта на по-високите честоти – 140 – 170 Hz. [2].

Конструкциите на съвременните окачвания и каросерии осигуряват поглъщане в голяма степен на трептенията с ниски и средни честоти (до 50 Hz). В областта на ниските честоти (0,5 – 25 Hz) експериментално или теоретично обикновено се изследват трептенията на отделни елементи от окачването [5]. Предлагат се и подходи за оптимизиране параметрите на автомобилни окачвания без да се отчитат вибрационните характеристики на каросерията на автомобила [4].

Вибрациите, генерирани от ПГ в звуковата честотна област 50 – 250 Hz, независимо че са с малка амплитуда, не се поглъщат от еластичните елементи и амортизьорите в окачването, а чрез контактните точки се предават към каросерията. В зависимост от типа на ПГ и конструктивните особености на окачването високочестотните трептения могат съществено да бъдат отслабени или усилены от механичните вибрации на отделни елементи на каросерията. Това въздействие създава звуково поле в пътническия салон, от нивото на което се определя виброакустичният комфорт на автомобила [3].

За намаляване нивата на предаваните вибрации в повечето случаи се прилага вграждане на гумено-метални виброизолатори (сайлентблокове) във връзките между елементите на окачването и каросерията на автомобила. Еластично-демпфиращите характеристики на виброизолаторите се избират основно по експериментален път, без да се отчитат техните свойства в звуковата честотна област.

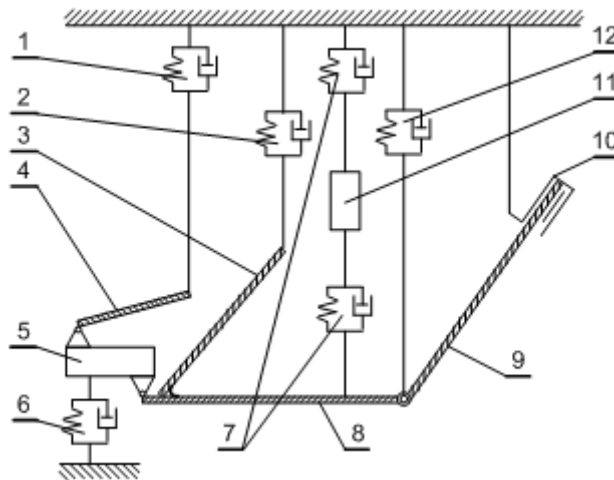
Целта на изследването е аналитично да се оцени влиянието на коефициентите на еластичност на виброизолатори в конкретен тип независимо окачване върху интензивността на предаваните високочестотни трептения.

2. Модел на системата «пневматична гума – предно окачване»

Обект на изследване в работата е предно независимо окачване на лек автомобил от висок клас «ЗИЛ – 4104» [2]. Предпоставка за намаляване на акустичния комфорт на автомобила в честотния обхват 50 – 250 Hz, е несъответствието на вибрационните свойства на радиалните ПГ с вибрационните характеристики на някои от елементите на предното окачване. На фиг. 1 е представена схема на еквивалентен модел на системата «ПГ – предно окачване» на автомобила.

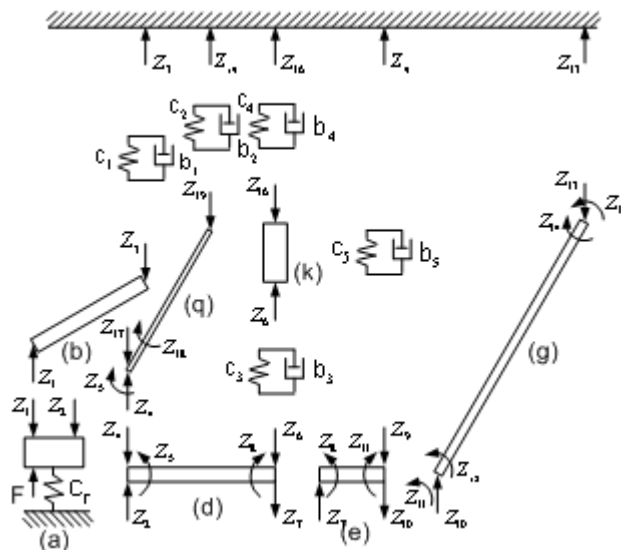
Характерна особеност на лостовите и прътови елементи от окачването е, че са в състояние да извършват два вида движения – като твърдо тяло и като тяло с разпределени параметри [1]. При увеличаване на вибрационната честота преобладава вторият вид движение. Често собствените честоти на надлъжните и напречните вибрации на лостовете се намират в зоната на собствените честоти на трептенията на ПГ с радиална конструкция.

За механо-математическото описание на високочестотните трептения на системата на базата на еквивалентния модел е съставена изчислителна схема, показана на фиг. 2. Съгласно схемата, системата е разделена на отделни модули: (а) – колелото с ПГ и елементите, свързани с оста му (главината, спирачният механизъм и вертикалната стойка на окачването); (b) – горното рамо на окачването; (d) – частта от долното рамо от вертикалната стойка до мястото на закрепване на амортизьора; (e) – частта от долното рамо от мястото на закрепване на амортизьора до опората към каросерията; (g) – торсионът от края на долното рамо до твърдата опора към каросерията; (k) – амортизьорът; (q) – надлъжният опорен лост, свързан твърдо с долното рамо до еластичната връзка с каросерията.



Фиг. 1. Схема на еквивалентен модел на предното окачване на лек автомобил „ЗИЛ – 4104”

1 – виброизолатор на горното рамо; 2 – виброизолатор на надлъжния опорен лост; 3 – надлъжен опорен лост; 4 – горно рамо; 5 – редуцирана маса, включваща масите на джантата, главината и спирачния механизъм; 6 – ПГ; 7 – виброизолатори на амортизьора; 8 – долно рамо; 9 – торсион; 10 – опора на торсиона; 11 – амортизьор; 12 – виброизолатор на долното рамо



Фиг. 2. Изчислителна схема на системата „ПГ – предно окачване”

Взаимовръзката между модулите се осъществява чрез съответстващи геометрични, кинематични и силови зависимости. В местата на разделяне на модулите във вертикално направление са приложени хармоничните реакции $Z_k \cos \omega t$. Те се определят от условието за свързване по преместване

$$(1) \quad \sum_{k=1}^n Z_k h_{j,k} = 0, \quad (j=1, 2, 3, \dots, n)$$

където $h_{j,k}$ е относителното преместване на два съседни модула по направление на j^{-ma} обобщена сила под действие на k^{-ma} единична хармонична сила $\cos \omega t$ (динамични податливости), m/N .

От израза (1) се получава матричното уравнение

$$(2) \quad C \times Z = B$$

където C е матрицата на динамичните податливости на системата; Z - матрицата на реакциите на модулите; B - матрицата на свободните членове.

От решението на матричното уравнение (2) могат да бъдат определени стойностите на действителните сили Z_k , чрез които си взаимодействат отделните модули на системата. В случай, че са известни силите Z_k , параметрите на вибрациите в избраните точки на окачването се определят от израза

$$(3) \quad x_j = \sum_{k=1}^n Z_k h_{j,k}$$

Предложеният подход дава възможност да се извърши пресмятане на параметрите на трептенията на системата „ПГ – окачване” с използване на теоретично или експериментално получени данни за динамичните податливости на ПГ и каросерията на автомобила. В разглеждания случай не съществува възможност за определяне на динамичните податливости на каросерията. За целта каросерията се разглежда като маса с безкрайно голяма коравина, а въздействието на системата се оценява чрез силите, които действат в местата на свързване на елементите на окачването към рамата на автомобила.

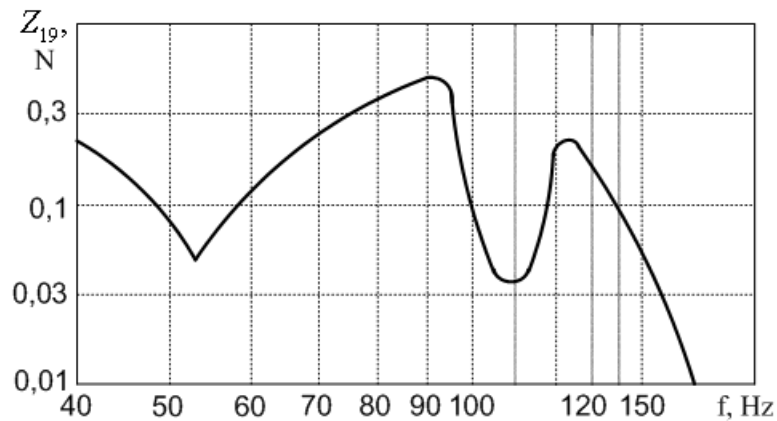
Като критерии за оценка на въздействието на окачването върху рамата в различните точки на свързване са приети честотата и амплитудата на вибрациите. В съответствие с приетия подход за определяне на вибрационните параметри на окачването е съставен алгоритъм за провеждане на изчислителната процедура. Стойностите на входните параметри, необходими за изчисленията се отнасят за предното окачване на лекия автомобил „ЗИЛ – 4104” [2]. За извършване на пресмятане е използван програмен продукт MATLAB Simulink.

3. Резултати от изследването и обсъждане

Резултатите, получени от числения експеримент са представени във вид на графики. Те изобразяват изменението на модулите на силите, действащи от страна на съответни елементи от окачването върху рамата на автомобила във функция от честотата на смущаващото въздействие.

В изследваната честотна зона 50 – 200 Hz предното окачване на автомобила, като еластична система, проявява редица собствени честоти – 50, 92, 125, 145, 180 Hz. Като цяло въздействието е от един порядък, но в зависимост от честотата на смущаващата сила амплитудите на силите, действащи върху рамата се изменят в по-широки граници. В честотните зони 90 – 95 Hz и 120 – 130 Hz при смущаваща сила 10 N най-високи стойности на силата, действаща върху рамата, са получени в мястото на закрепване на надлъжния опорен лост (фиг.3).

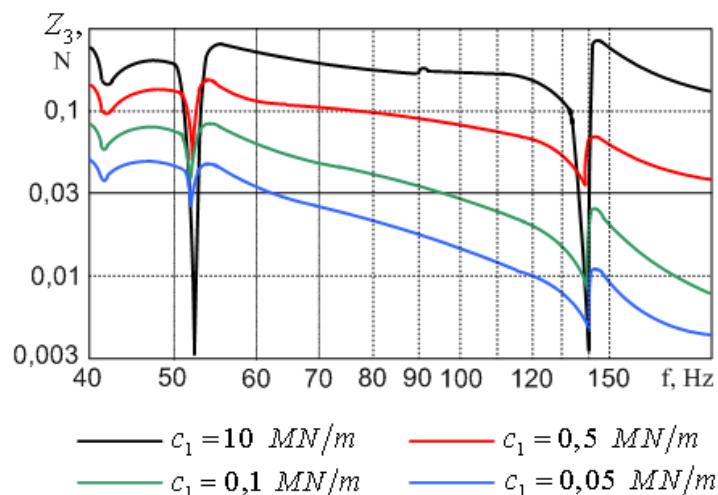
Най-голям интерес представлява втората резонансна зона 90 – 95 Hz, в която радиалната ПГ проявява своята основна резонансна честота. От анализа на резултатите следва, че увеличаването на интензивността на вибрациите и шума в пътническия салон на автомобила „ЗИЛ – 4104” в терцоктавната честотна лента с честота 90 Hz е вследствие не само на повишената вибрационна активност на радиалните ПГ, но и на повишеното предаване на вибрации от отделни елементи на предното окачване.



Фиг.3. Модул на силата, действаща върху рамата на автомобила от надлъжния опорен лост

Интензивността на вибрациите, предавани към рамата (каросерията) на автомобила зависи и от параметрите на гумено-металните виброизолиращи елементи в предното окачване. Чрез числени експерименти е оценено и влиянието на еластичностите на виброизолатори върху изменението на собствените честоти и амплитудите на модулите на силите, предавани от елементите на окачването към рамата. Експериментите са проведени за различни стойности или комбинации от стойности на коефициентите на еластичност на отделни виброизолатори в окачването.

Анализът на резултатите показва, че коефициентите на еластичност на гумено-металните виброизолатори на горното c_1 (фиг.4) не оказват влияние върху изменението на собствените честоти на окачването в изследваната честотна област. Еластичността c_1 на виброизолатора на горното рамо влияе само върху вибропредаването към рамата. С намаляване на коефициента на еластичност се намалява модулът на силата Z_3 , действаща върху рамата от горното рамо. Параметрите на виброизолаторите в края на долното рамо и в долния и горния монтажни възли на амортизатора също не променят собствените честоти на системата. Намаляването на коефициентите на еластичност c_3 , c_4 и c_5 е свързано единствено с понижаване на модулите на силите Z_9 и Z_{16} .



Фиг. 4. Влияние на еластичността на виброизолатора на горното рамо върху параметрите на вибрациите, предавани към рамата

Коефициентът на еластичност c_2 на гумената опора, разположена в предния край на надлъжния лост определя честотите на трептенията при втория и третия резонанс на

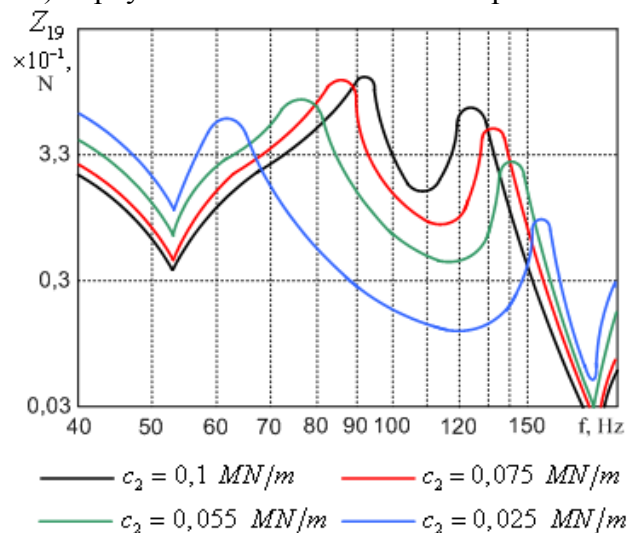
окачването (фиг.5). Изменението на еластичността на гумената втулка от 0,025 до 0,1 MN/m предизвиква увеличаване на честотата на втория резонанс от 62 до 92 Hz и намаляване на честотата на третия резонанс от 165 до 125 Hz, при което амплитудата на модула на силата Z_{19} нараства. При коефициент на еластичност на виброизолатора $c_2 = 0,1 MN/m$ вторият и третият резонанси на предното окачване, съответно при честоти 92 и 125 Hz съвпадат или са близки по стойност със собствените честоти (93 и 131 Hz) на радиалната ПГ. Следователно еластичните параметри на гумената втулка в предния край на надлъжния опорен лост оказват съществено влияние върху вибропредаването от предното окачване на автомобила. Това състояние може да предизвика повишаване на нивата на вибрациите и вътрешния шум в автомобила в областта на основната резонансна честота на ПГ с радиална конструкция.

4. Заключение

1) Една възможност за определяне на параметрите на високочестотните трептения в характерни точки на свързване на елементи от окачването с каросерията на автомобила е чрез използване на еквивалентен модел и изчислителна схема на механичната система „ПГ – окачване” и прилагане на метода на динамичните податливости.

2) В изследвания честотен обхват 50 – 200 Hz предното окачване на автомобила проявява няколко собствени честоти на трептения. С най-големи стойности е амплитудата на модула на силата, действаща в мястото на закрепване на надлъжния опорен лост в честотните зони 90 – 95 и 120 – 130 Hz.

3) Изменението на коефициентите на еластичност на гумено-металните виброизолатори в окачването в количествено отношение дават възможност за промяна до 10 % на стойностите на амплитудите на модулите на силите, действащи в опорите. Едновременно с това те не оказват влияние (с изключение на гумената втулка на надлъжния опорен лост) върху собствените честоти на трептенията на системата.



Фиг. 5. Влияние на еластичността на виброизолатора на надлъжния опорен лост върху параметрите на вибрациите, предавани върху рамата

Литература

- [1]. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний. М., Высшая школа, 1980. 408 с.
- [2]. Исследование вибрационных характеристик системы "шина – подвеска" с целью повышения комфортабельности легковых автомобилей высшего класса "ЗИЛ". Технически отчет по Договор №38 – 70/1116 – 22. Москва – София, 1988. 271 с.
- [3]. Тольский В. Е. Виброакустика автомобиля. М., Машиностроение, 1988. 139 с.

- [4]. Demić M. A. A contribution to the optimization of the characteristics of elasto – damping element of passenger cars. *Vehicle System Dynamics*, vol. 19, 1990. pp. 3 – 18.
- [5]. Sharma P., N. Saluja et all. Analysis of Automotive Passive Suspension System with Matlab Program Generation. *International Journal of Advancements in Technology*, vol. 4, №2 (July 2013). pp. 115 – 119.

STUDYING THE VIBRO-INSULATORS PARAMETERS IMPACT OF AUTOMOBILE SUSPENSION ON HIGH VIBRATIONS TRANSMISSIONS

Penko Tsvetkov Petkov
ppetkov@vtu.bg

***Todor Kableshkov Higher School of Transport, Geo Milev 158, Sofia 1574,
BULGARIA***

Key words: automobile, front suspension, high frequency oscillations, vibro-insulating elements, elasticity coefficient, equivalency model, calculating scheme.

Abstract: The current report analyses the vibro-insulating elements impact of automobile front suspension on high frequency oscillations. The suspension is presented by an equivalent model, consisted of interconnected elements. A calculating scheme, based on the pneumatic tire-suspension system for the analyses is conducted. As well as an algorithm is proposed. The results are pictured through graphs. As a conclusion the impact of vibro-insulators elasticity coefficients on vibrations parameters is evaluated.