Механика
Транспорт
Комуникации

Научно списание http://www.mtc-aj.com

ISSN 1312-3823 (print)
ISSN 2367-6620 (online)
том 14, брой 3/3, 2016 г.
статия № 1344

АНАЛИТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ПАРАМЕТРИ, ХАРАКТЕРИЗИРАЩИ ВИБРАЦИОННАТА АКТИВНОСТ НА ПНЕВМАТИЧНАТА ГУМА

Пенко Цветков Петков
ppetkov@vtu.bg

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

Ключови думи: *пневматична гума, вибрационна активност, двуизмерен модел, свободни трептения, собствени честоти, резонанс, модулни форми*

Резюме: *При взаимодействието на ходовото колело с микронеравностите на пътното покритие (паваж, разбит асфалт и др.) интензивно се генерират високочестотни трептения, които се разпределят върху ходилото (протектора) и страниците на пневматичната гума (ПГ). Независимо, че са с малка амплитуда, вибрациите чрез оста на колелото и елементите на окачването се предават към каросерията на автомобила. Ефектът от това въздействие се изразява във вторично излъчване на шум с повишено ниво в пътническия салон на автомобила. Проблемът е актуален при експлоатацията на леки автомобили, окомплектовани с радиални ПГ и независими окачвания при движение с най-характерните скорости за градски условия.*

1. Състояние на проблема на съвременния етап

От експериментални изследвания на неподвижни и търкалящи се колела е установена основната разлика във вибрационното поведение на ПГ с радиална и диагонална конструкция. При радиалните ПГ основният резонанс на трептенията на протектора се проявява при честоти на смущенията в зоната 80 – 100 *Hz*, а при диагоналните резонансът е изместен в областта на по-високите честоти – 140 – 170 *Hz* [1], [4], [6]. Честотите в резонансната зона 80 – 100 *Hz* имат основна роля при формирането на акустичните ефекти (повишено ниво на вибрациите и вътрешния шум) в автомобила.

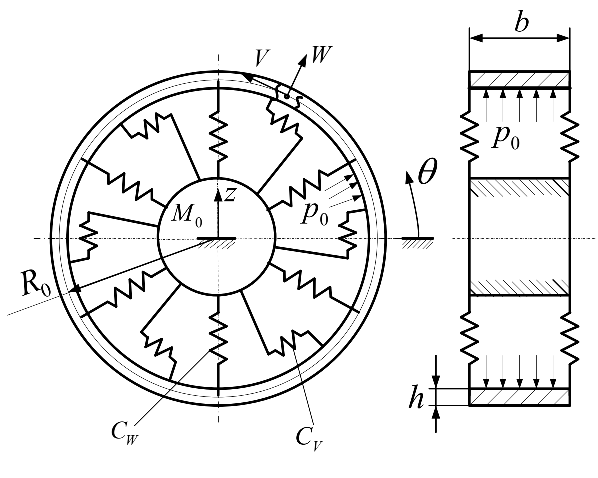
Теоретичните изследвания на механиката на ПГ и в частност на явлението високочестотни трептения, се основават на различни механо-математични модели. Чрез някои от моделите се изследват свободните трептения на ПГ при радиално смущение [5], [8]. Обикновено такива модели са опростени и позволяват определянето на собствените честоти и форми на трептенията на протектора с достатъчна за практиката точност. При дву- и трипосочни смущения на ПГ се прилагат по-сложни черупкови (2D) и мембранни (3D) модели [3], [6], [7]. Поради анизотропната структура на ПГ и сложните механични процеси на вибропредаването черупковите и мембранните модели използват от една страна сложен математически апарат, а от друга – трудно определими константи – масови, еластични и демпфиращи. За изследване на принудените импулсни вибрации на ПГ при търкалящо се колело са създадени и теоретико-експериментални (интерпретивни) модели. При тези модели се използват експериментално получени количествени резултати и полуемпирични приближения [4].

За облекчаване на изследванията в редица модели, описващи предаването на вибрации от контактната зона към оста на колелото са изключвани едни или други елементи на ПГ, а някои от разпределените параметри са приемани за постоянни величини или са заменяни с приведени. Следователно, не съществува модел, който напълно да отразява конструктивните и структурни параметри на ПГ върху нейното вибрационно поведение.

Целта на разработката е, на базата на модел, отразяващ конструктивните и структурни особености на елементите на ПГ да се определят параметри, характеризиращи нейната вибрационна активност.

2. Механо-математичен модел на ПГ

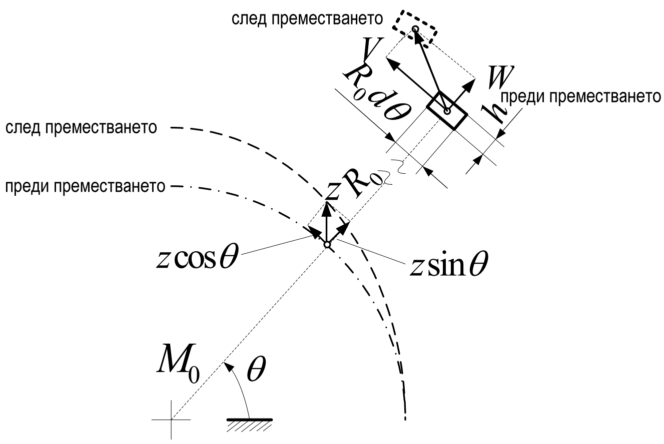
За изследване на вибрационното състояние на радиална ПГ и в частност на честотната реакция в оста на колелото е съставен механичен модел, показан на фиг. 1. Масовият център на колелото е с една степен на свобода и допуска преместване във вертикално направление по оста z. Честотната реакция в оста на колелото е непосредствено свързана с вибропредаването към окачването и каросерията на автомобила. В двуизмерния (2 D) модел ходилото на ПГ (протектор и брекер) е представено чрез еластичен кръгов мембранен пръстен, разположен в равнината на колелото. Пръстенът е свързан към джантата посредством равномерно разпределени пружини, разположени в радиално и тангенциално направление. Пружините имитират еластичните свойства на основата (страниците на ПГ). Демпфирането в основата не се отчита. От вътрешната страна на мембранния пръстен с постоянна интензивност действа вътрешното налягане p_0. При наличие на смущение диференциален елемент от пръстена е в състояние да извършва премествания в радиално и тангенциално направление.



Фиг. 1. Схема на механичния модел на радиална ПГ

В съответствие с фиг. 1 при съставяне на математическия модел, описващ свободните хармонични трептения на пръстена са приети следните означения: R_0 - среден радиус на пръстена, m; θ - ъглова координата, rad; b - широчина на пръстена, m; h - дебелина на пръстена, m; W - радиална компонента на преместването на диференциалния елемент от пръстена, m; V - тангенциална компонента на преместването на диференциалния елемент, m; C_W - коефициент на радиална еластичност на единица площ от основата, N/m^3; C_V - коефициент на тангенциална еластичност на единица площ от основата, N/m^3; ρ - плътност на материала на пръстена, kg/m^3.

На фиг. 2 е показана връзка между равновесното положение и отклонението на диференциалния елемент от пръстена под въздействие на смущението. Разглеждат се малки трептения на пръстена около равновесното му положение. Удължаването на пружините в радиално и тангенциално направление е, съответно $(W - z\sin\theta)$ и $(V - z\cos\theta)$. При съставяне на диференциалните уравнения за движението на пръстена е използван вариационният принцип на Хамилтън.



Фиг. 2. Преместване на диференциален елемент от пръстена спрямо масовия център

За разглежданата трептяща система функцията на Лагранж има вида

$$L = T - U + A_{\text{р}}, \tag{1}$$

където T е амплитудната стойност на кинетичната енергия на движението на всеки елемент от пръстена, извършващ хармонични трептения; U - потенциалната енергия вследствие на еластичната деформация на пръстена и радиалното и тангенциално удължаване или свиване на пружините (страниците на ПГ); $A_{\text{р}}$ - работата за деформация на материала на ПГ от действието на вътрешното налягане p_0. Съгласно принципа на Хамилтън вариационното уравнение има вида

$$\delta\int_{t_0}^{t_1}\left(T - U + A_P\right)dt = 0. \tag{2}$$

В случая движението на системата се описва чрез функции, които превръщат времевия интеграл в стационарен. Следователно, уравненията на движение на системата съвпадат с диференциалните уравнения на Ойлер – Лагранж за зависимите променливи величини W и V и удовлетворяват двете независими променливи – ъгловата координата θ и времето t. С прилагането на този подход за елемент с единична широчина са изведени следните диференциални уравнения за движението на цилиндричния мембранен пръстен:

$$\frac{D}{R_0^4}\left(\frac{\partial^3 V}{\partial\theta^3}-\frac{\partial^4 W}{\partial\theta^4}\right)-\frac{K}{R_0^2}\left(\frac{\partial V}{\partial\theta}+W\right)+\frac{N_\theta^r}{R_0^2}\frac{\partial^2 W}{\partial\theta^2}-C_W\left(W-z\sin\theta\right)=\rho h\frac{\partial^2 W}{\partial t^2}; \quad (3)$$

$$\frac{D}{R_0^4}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial\theta^2}-\frac{\partial^3 W}{\partial\theta^3}\right)+\frac{K}{R_0^2}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial\theta^2}+\frac{\partial W}{\partial\theta}\right)-C_V\left(V-z\cos\theta\right)=\rho h\frac{\partial^2 V}{\partial t^2}, \quad (4)$$

където $D=\dfrac{E_z h^3}{12\left(1-\mu_{\theta z}^2\right)}$ е еластичността при огъване на пръстена, Nm; (E_z е модулът на линейна еластичност на материала на пръстена на ПГ в радиално направление, Pa; $\mu_{\theta z}$ - коефициентът на Поасон); $K=\dfrac{E_\theta h}{1-\mu_{\theta z}^2}$ - еластичността на мембранния пръстен при опън, N/m; (E_θ - модулът на линейна еластичност на материала на пръстена в тангенциално направление, Pa); N_θ^r - силата на опън, създадена от вътрешното налягане p_0 (или от въртеливото движение), която натоварва брекера на единица дължина от контура (интензивност на натоварването на единица дължина), N/m.

Движението на масовия център на колелото се описва от уравнението

$$\int_0^{2\pi} C_W\left(W-z\sin\theta\right)bR_0\sin\theta d\theta+\int_0^{2\pi} C_V\left(V-z\cos\theta\right)bR_0\cos\theta d\theta=M_0\ddot{z},$$

откъдето след групиране се получава

$$M_0\ddot{z}+\pi R_0 b\left(C_W+C_V\right)z=R_0 b\int_0^{2\pi}\left(C_W W\sin\theta+C_V V\cos\theta\right)d\theta. \quad (5)$$

Възможните решения на уравнения (3), (4) и (5), представени в комплексна форма имат вида

$$W=W_n\left(\theta\right)e^{i\omega_n t};\; V=V_n\left(\theta\right)e^{i\omega_n t};\; Z=Z_n e^{i\omega_n t}, \quad (6, a, б, в)$$

където ω_n е собствената честота на трептенията на мембранния пръстен, s^{-1}; W_n и V_n - видът на собствените форми на трептенията на пръстена, съответно в радиално и тангенциално направление; Z_n - амплитудата на трептенията на масовия център, m.

3. Резултати от числен експеримент

Необходимите входни параметри за провеждане на изчислителната процедура са избрани за радиална ПГ от типоразмер 245/70 R 16 H [2]. Отчетени са стойностите на геометричните параметри на профила на напречното сечение на ПГ и модулите на еластичност на материала на пръстена в радиално E_z и тангенциално E_θ направление. Коефициентите на еластичност са определени от следните изрази [9]:

- в радиално направление $C_W=2p_0/btg\alpha_0$, MN/m^3; (7)

- в тангенциално направление

$$C_V=2p_0 S_0\cos\alpha_0/[b\alpha_0 h_0(1-h_0/4R_0)],\; MN/m^3, \quad (8)$$

където p_0 е вътрешното налягане в ПГ, MPa; b – широчината на пръстена, m; h_0 - височината на страницата, m; S_0 - дължината на дъгата на страницата, m; R_0 -

средният радиус на пръстена, m; α_0 - половината от ъгъла, съответстващ на дъгата на страницата, rad (°).

При високочестотни трептения коефициентът на демпфиране в страниците има сравнително малки стойности и практически не оказва влияние върху честотното проявление на резонансите на ПГ [4]. Поради тези обстоятелства при съставянето на модела е пренебрегнато демпфирането в еластичната основа.

Периферната сила, породена от напрежението на опън за единица широчина от пръстена е изчислена по формулата [6]

$$N_\theta^r = p_0 R_0 \Big/ (1 + C_W R_0^2 \big/ E_\theta h), \ MN/m, \tag{9}$$

където E_θ е модулът на линейна еластичност на материала на пръстена в тангенциално направление, MPa; h - дебелината на пръстена, m;

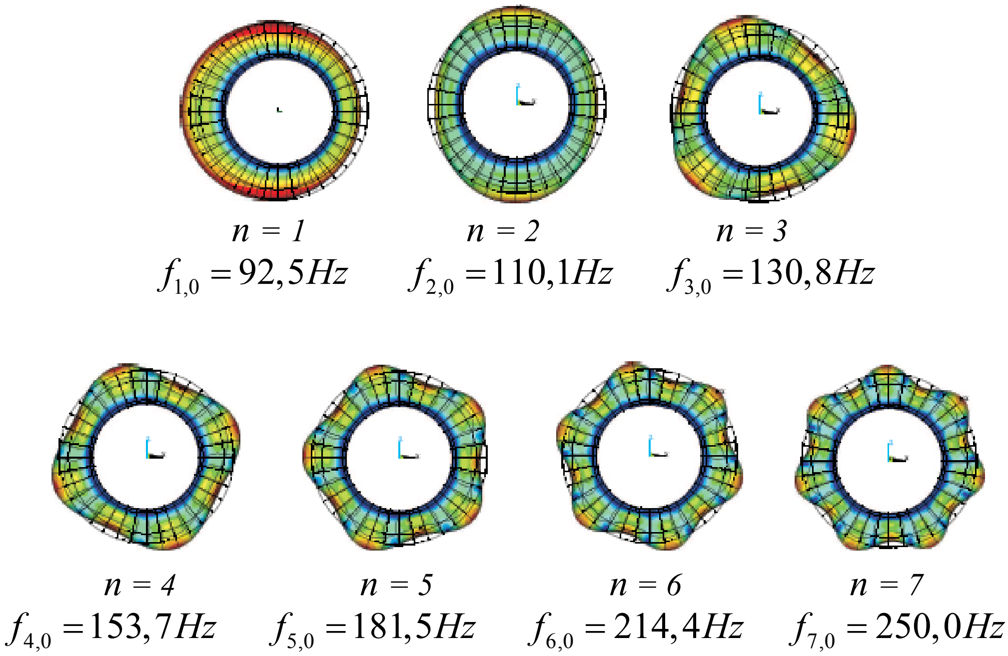
Решенията на уравнения (6, *а, б, в*) са извършени чрез използване на програмен продукт Mathcad. В таблица 1 са представени пресметнатите собствени честоти на ПГ до седмата форма на трептене за случаите при фиксиран и подвижен с една степен на свобода масов център на колелото.

Таблица 1. Собствени честоти (*Hz*), получени за серийна радиална ПГ, типоразмер 245/70 R 16 H

№ по ред	Форма на трептене n	радиално преместване		тангенциално преместване	
		неподвижен масов център	подвижен масов център	неподвижен масов център	подвижен масов център
1	2	3	4	5	6
1.	0	76,0	76,0	343	343
2.	1	92,5	0; 92,5; 164	478	478
3.	2	110,1	110,1	747	747
4.	3	130,8	130,8	1053	1053
5.	4	153,7	153,7	1370	1370
6.	5	181,5	181,5	1693	1693
7.	6	214,4	214,4	2019	2019
8.	7	250,0	250,0	2346	2346

Резултатите от числения експеримент показват, че собствените честоти за форми на трептенията $n \neq 1$ на пръстена са напълно еднакви за подвижен и фиксиран масов център на колелото. Стойностите на честотите на радиалните форми на трептения се намират в активната вибрационна област (50 – 250 *Hz*) на ПГ. Относително високи са собствените честоти при тангенциалните форми на трептения на мембранния пръстен. При специфични пътни условия високият порядък на честотите на тези форми нямат съществено значение за вибрационното поведение на системата „ПГ – окачване". Очевидно високите честоти на тангенциалните (периферни) трептения на ходилото (над 300 *Hz*) имат отношение към шумообразуването при търкаляне на ПГ.

Модулните форми на трептенията на ПГ са представени на фиг.3. При $n > 1$ преобладават радиалните компоненти на преместванията на пръстена. Видът на формите показва, че поясът на радиалната ПГ се движи в равнината на колелото, когато масовият му център е неподвижен.



Фиг. 3. Теоретични модулни форми на радиални трептения, получени чрез 2 D модел на ПГ 245/70 R 16 H при неподвижен масов център на колелото

4. Заключение

Създаденият 2D механо-математичен модел на радиална ПГ отразява влиянието на геометричните и масови параметри на пръстена и механичните свойства на материала, от който той е изработен върху проявлението на собствените честоти и форми на трептенията в радиално и периферно направление. Анализът на получените зависимости показва, че собствените честоти зависят в голяма степен от коефициентите на еластичност на основата. Изчислените собствени честоти до седмата форма на трептене в радиално направление се намират в зоната 50 – 250 *Hz*, която се характеризира с най-интензивно предаване на вибрации от ходилото на ПГ към оста на колелото. Определящ фактор за вибрационното състояние на радиалната ПГ е транслацията на ходилото и центъра на колелото при първата радиална форма на трептене. Следователно, с достатъчна за практиката точност вибрационната активност на ПГ може да бъде изучавана при радиално смущение.

Литература

[1]. Бухин Б. Л. Введение в механику пневматических шин. М., Химия, 1988. 223 с.

[2]. Исследование вибрационных характеристик системы "шина – подвеска" с целью повышения комфортабельности легковых автомобилей вышего класса "ЗИЛ". Технически отчет по Договор №38 – 70/1116 – 22. Москва – София, 1988. 271 с.

[3]. A new Analytical Tire Model for Vehivle Dynamic Analysis. J. Shane Sui and Johne A. Hirshey// Daimler Chraysler Corporation, 2000. 11 p.

[4]. Clark S. K. Mechanics of pneumatic tires. National Bureau of Standarts. Washington, D. C., 1981. 931 p.

[5]. Ferrarese A., L. R. Padovese and A. L. A. Costa. Tire Dynamical Models. Computationa l Methods in Engineering, 1999. 12 p. E – mail: anfer @ usp. br.

[6]. Gent A. N. and J. D. Walter. The Pneumatic Tire. U. S. Department of Transportation, Washington DC 20590, 2006. 699 p.

[7]. Kindt P., P. Sas and W. Desmet. Three-dimensional Ring Model for the tire Structura l Dynamic Behavior. Vehicle Noise and Vibration (NVH). Proceeding of ISMA, 2008. pp. 4155 – 4170.
[8]. Yong J. K. and J. S. Bolton. Modeling Tire Treadband Vibrations. Inter–noise 2001. The Hague, The Netherlands 2001, August 27 – 30.
[9]. Zegelaar P. W. A. The Dynamic Response of Tyres to Brake Torque Vibrations and Road unevennesses. Delft University of Technology, 1998. 316 p.

ANALYTICAL DETERMINE THE PARAMETERS IS CHARACTERIZED THE VIBRATION ACTIVITY OF PNEUMATIC TIRE

Penko Tzvetkov Petkov
ppetkov@vtu.bg

Department „Transport Technique”
Todor Kableshkov Univercity of Transport,
Geo Milev str. 158, Sofia 1574,
BULGARIA

Key words: *pneumatic tire, vibration activity, two dimensional model, freedom of oscillations, natural frequencies, resonance, module shapes*

Abstract: *The vibration activity of the pneumatic tire is characterized by an intense generation of oscillations with high frequency and small amplitude distributed over the tread band and sidewalls of the tire. In order to determine the parameters on the vibrations, a two-dimensional (2D) mechanical model of a radial pneumatic tire is presented in this work. Based on the model, equations are composed, describing the radial and tangential vibrations of the tire tread and the shift of center of the wheel. The solutions of the equations were obtained by using PC software and the natural frequencies forms of the oscillations of the pneumatic tire treads had been determined.*