

Jozef MELCER¹, Ivana MARTINICKÁ²

VOZIDLO – CESTA NUMERICKÉ RIEŠENIE VO FREKVENČNEJ OBLASTI

VEHICLE – ROADWAY NUMERICAL SOLUTION IN FREQUENCY DOMAIN

Abstrakt

Pri riešení problémov interakcie vozidlo – cesta vo frekvenčnej oblasti nás okrem iného zaujímajú funkcie frekvenčného prenosu. Predkladaný príspevok je venovaný teoretickému odvodeniu funkcií frekvenčného prenosu pre rôzne výpočtové modely nákladného vozidla a ich numerickému vyčísleniu v určitom frekvenčnom pásme. Numerické výsledky sú uvádzané pre vozidlo typu Tatra T815. Poukazujú napríklad na vzťah frekvenčnej skladby nerovností povrchu jazdnej dráhy k hodnotám kontaktných síl medzi kolesom vozidla a vozovkou.

Kľúčové slová

Vozidlo, cesta, funkcia frekvenčného prenosu.

Abstract

At the solution of the vehicle – roadway interaction problems in the frequency domain we are interested in the frequency response functions. The submitted paper is dedicated to the theoretical derivation of frequency response functions for various kind of a lorry computing models and their numerical evaluation in certain frequency band. Numerical results are introduced for the vehicle Tatra T815. For example they refer to the relation between frequency composition of road unevenness and tire forces.

Keywords

Vehicle, roadway, frequency response function.

1 ÚVOD

Pri riešení dynamických úloh vo frekvenčnej oblasti nás zaujímajú hlavne frekvenčné spektrá a funkcie frekvenčného prenosu. Funkcie frekvenčného prenosu (FFP) vyjadrujú vzťah medzi odozvou a budením dynamického systému v závislosti od hodnoty budiacej frekvencie. V prípade dynamického systému tvoreného vozidlom a vozovkou sú nerovnosti vozovky zdrojom kinematického budenia vozidla. Výpočtové modely vozidiel je možné zvoliť na rôznej kvalitatívnej úrovni – celý priestorový model, polovičný rovinný model, štvrtinový model. Pre tieto výpočtové modely je možné odvodiť rôzne frekvenčné prenosy. V prípade sledovania interakcie vozidlo – cesta nás zaujímajú funkcie frekvenčného prenosu vzťahujúce sa k zložkám posunutí charakteristických bodov vozidla (viažucich sa k stupňom voľnosti výpočtového modelu) a k hodnotám kontaktných síl vznikajúcich medzi kolesom vozidla a jazdnou dráhou. Pre rôzne výpočtové modely vozidla je vhodné sledovať a vzájomne porovnávať takzvané výkonové prenosové faktory (VPF), čo sú druhé mocniny absolútnych hodnôt funkcií frekvenčného prenosu. Dá sa ukázať, že pokiaľ sú výpočtové

¹ Prof. Ing. Jozef Melcer, DrSc., Katedra stavebnej mechaniky, Fakulta stavebná, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, tel.: (+421) 41 5135612, e-mail: jozef.melcer@fstav.uniza.sk.

² Ing. Ivana Martinická, Ph.D., Katedra stavebnej mechaniky, Fakulta stavebná, Žilinská univerzita v Žiline, Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, tel.: (+421) 41 5135649, e-mail: ivana.martinicka@fstav.uniza.sk.

modely vzájomne dynamicky ekvivalentné, tak funkcie frekvenčného prenosu pre vzájomne si korešpondujúce zložky, sú vzájomne identické. Možnosť, ako takéto údaje získať, je viac. Niektoré sú obsahom predkladaného príspevku. Využitie získaných výsledkov je rôznorodé [1], [2], [3], [4], [5], [6].

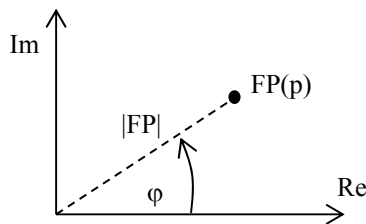
2 FUNKCIE FREKVENČNÉHO PRENOSU

Frekvenčný prenos lineárnej sústavy (funkcia frekvenčného prenosu $FP(p)$), kde $p = i \cdot \omega$ je komplexné číslo, obr. 1) sa zavádza ako pomer ustálenej odozvy $r_{ust}(t)$ k harmonickému budeniu $h(t)$. Ak budenie je harmonické s jednotkovou amplitúdou

$$h(t) = h \cdot f(t) = 1 \cdot e^{i\omega t}, \quad (1)$$

tak platí, že

$$FP(p) = FP(i \cdot \omega) = r_{ust}(t) / (h \cdot e^{i\omega t}) = r_{ust}(t) / (1 \cdot e^{i\omega t}) = r_{ust}(t) \cdot e^{-i\omega t}. \quad (2)$$



Obr. 1: Grafická interpretácia funkčných hodnôt funkcie frekvenčného prenosu

Frekvenčný prenos $FP(p)$ ako funkcia komplexne premennej sa dá zobrazit' ako vektorový súčet jej reálnej $\text{Re}[FP(p)]$ a imaginárnej časti $\text{Im}[FP(p)]$.

$$FP(p) = \text{Re}[FP(p)] + i \cdot \text{Im}[FP(p)], \quad (3)$$

alebo

$$FP(p) = |FP(p)| \cdot e^{i\varphi}, \quad (4)$$

kde $|FP(p)|$ je absolútna hodnota, alebo veľkosť frekvenčného prenosu. Platí pre ňu

$$|FP(p)| = \sqrt{\text{Re}^2[FP(p)] + \text{Im}^2[FP(p)]}, \quad (5)$$

$$\varphi = \text{arctg}(\text{Im}[FP(p)] / \text{Re}[FP(p)]). \quad (6)$$

Z rovnice (2) je možné vyjadriť $r_{ust}(t)$

$$FP(p) = r_{ust}(t) / (1 \cdot e^{i\omega t}) \rightarrow r_{ust}(t) = FP(p) \cdot e^{i\omega t}. \quad (7)$$

Ak dosadíme (4) do (7) dostaneme

$$r_{ust}(t) = |FP(p)| \cdot e^{i\varphi} \cdot e^{i\omega t} = |FP(p)| \cdot e^{i(\omega t + \varphi)}. \quad (8)$$

Grafické znázornenie frekvenčného prenosu sa nazýva frekvenčnou charakteristikou. Grafické znázornenie absolútnej hodnoty (modulu) funkcie frekvenčného prenosu od frekvencie harmonického budenia je amplitúdová charakteristika. Fázová charakteristika je grafické znázornenie argumentu (fáze) funkcie frekvenčného prenosu od frekvencie harmonického budenia.

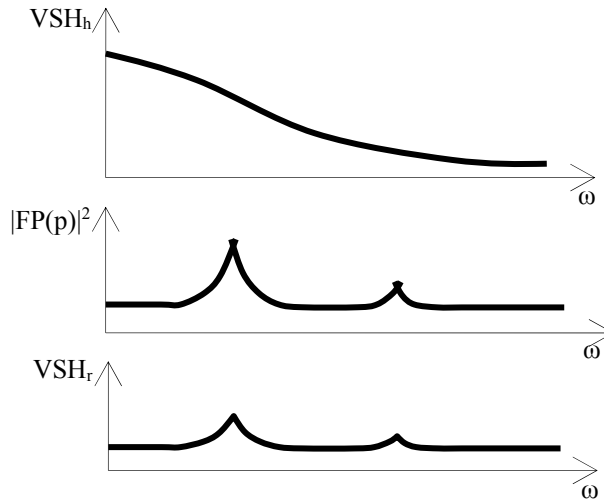
Frekvenčné spektrum výstupného signálu (odozvy – response) $FS_r(p)$ možno získať násobením prenosovej funkcie systému frekvenčným spektrom vstupného signálu (budenia) $FS_h(p)$

$$FS_r(p) = FP(p) \cdot FS_h(p). \quad (9)$$

Zavedením výkonových spektrálnych hustôt vstupného signálu $VSH_h(\omega)$ a výstupného signálu $VSH_r(\omega)$ je možné uvedené závislosti vyjadriť v tvare

$$VSH_r(\omega) = |FP(p)|^2 \cdot VSH_h(\omega), \text{ respektive } |FP(p)|^2 = VSH_r(\omega) / VSH_h(\omega) \quad (10)$$

kde $|FP(p)|^2$ nazývame **výkonový prenosový faktor (VPF)**. Schematické znázornenie fyzikálneho významu rovnice (10) je zobrazené na obr. 2. Dynamický systém si prostredníctvom frekvenčného prenosu vyberá z výkonovej spektrálnej hustoty budenia len frekvencie blízke vlastným frekvenciám systému a na ne v odozve reaguje.

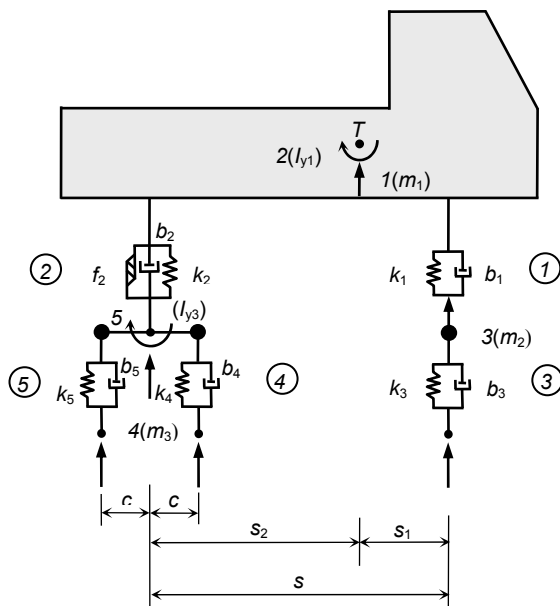


Obr. 2: Fyzikálny význam výkonového prenosového faktora

3 VÝPOČTOVÝ MODEL VOZIDLA

Výpočtové modely vozidiel je možné voliť na rôznych úrovniach, ako troj, dvoj alebo jedno dimenzionálne. Pre účely tohto príspevku je postačujúce zvoliť rovinný dvoj alebo jednodimenzionálny výpočtový model vozidla. Rovinný výpočtový model nákladného vozidla Tatra 815 je zobrazený na obr. 3.

Uvedený výpočtový model je diskretný model. Pohybové rovnice je možné odvodiť v tvare obyčajných diferenciálnych rovníc. V ďalšom texte sú uvedené pohybové rovnice pre polovičný model vozidla z obr. 3. Súčasne sú uvedené aj vzťahy pre výpočet kontaktných síl. Symboly r_i ($i = 1, 2, 3, 4, 5$) označujú zložky posunutí charakteristických bodov vozidla zodpovedajúce stupňom voľnosti. F_{d3}, F_{d4}, F_{d5} sú dynamické zložky kontaktných v mieste kontaktu kolesa s jazdnou dráhou. h_3, h_4, h_5 sú funkcie pospisujúce nerovnosti jazdnej dráhy v mieste kontaktu kolesa s vozovkou. Význam ostatných symbolov je zrejmy z obr. 3 a z nasledujúceho textu.



Obr. 3 Polovičný model vozidla Tatra 815

$$\begin{aligned}
 m_1 \cdot \ddot{r}_1 + b_1 \cdot (\dot{r}_1 - s_1 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_3) + b_2 \cdot (\dot{r}_1 + s_2 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_4) + k_1 \cdot (r_1 - s_1 \cdot r_2 - r_3) + k_2 \cdot (r_1 + s_2 \cdot r_2 - r_4) &= 0 \\
 I_{y1} \cdot \ddot{r}_2 - s_1 \cdot b_1 \cdot (\dot{r}_1 - s_1 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_3) + s_2 \cdot b_2 \cdot (\dot{r}_1 + s_2 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_4) - & \\
 -s_1 \cdot k_1 \cdot (r_1 - s_1 \cdot r_2 - r_3) + s_2 \cdot k_2 \cdot (r_1 + s_2 \cdot r_2 - r_4) &= 0 \\
 m_2 \cdot \ddot{r}_3 - b_1 \cdot (\dot{r}_1 - s_1 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_3) + b_3 \cdot (\dot{r}_3 - \dot{h}_3) - k_1 \cdot (r_1 - s_1 \cdot r_2 - r_3) + k_3 \cdot (r_3 - h_3) &= 0 \\
 m_3 \cdot \ddot{r}_4 - b_2 \cdot (\dot{r}_1 + s_2 \cdot \dot{r}_2 - \dot{r}_4) + b_4 \cdot (\dot{r}_4 - c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_4) + b_5 \cdot (\dot{r}_4 + c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_5) - & \\
 -k_2 \cdot (r_1 + s_2 \cdot r_2 - r_4) + k_4 \cdot (r_4 - c \cdot r_5 - h_4) + k_5 \cdot (r_4 + c \cdot r_5 - h_5) &= 0 \\
 I_{y3} \cdot \ddot{r}_5 - c \cdot b_4 \cdot (\dot{r}_4 - c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_4) + c \cdot b_5 \cdot (\dot{r}_4 + c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_5) - & \\
 -c \cdot k_4 \cdot (r_4 - c \cdot r_5 - h_4) + c \cdot k_5 \cdot (r_4 + c \cdot r_5 - h_5) &= 0, \tag{11}
 \end{aligned}$$

$$F_{d3} = k_3 \cdot (r_3 - h_3) + b_3 \cdot (\dot{r}_3 - \dot{h}_3)$$

$$F_{d4} = k_4 \cdot (r_4 - c \cdot r_5 - h_4) + b_4 \cdot (\dot{r}_4 - c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_4)$$

$$F_{d5} = k_5 \cdot (r_4 + c \cdot r_5 - h_5) + b_5 \cdot (\dot{r}_4 + c \cdot \dot{r}_5 - \dot{h}_5). \tag{12}$$

4 PRECHOD Z ČASOVÉHO DO FREKVENČNÉHO PRIESTORU

Pre prechod z časového do frekvenčného priestoru je možné použiť Laplaceovu integrálnu transformáciu. Dohodnime sa, že Laplaceov obraz nejakej funkcie $r(t)$ označíme $L\{r(t)\} = R(p)$. Je definovaný vzťahom

$$R(p) = \int_0^{\infty} r(t) \cdot e^{-pt} \cdot dt. \tag{13}$$

V tomto prípade $p = i \cdot \omega$ je komplexné číslo.

Funkcia $r(t)$ a jej derivácie podľa času sa budú transformovať nasledovne

$$\begin{aligned} L\{r^{(n)}(t)\} &= p^n \cdot R(p) - \sum_{i=1}^{n-1} p^{n-i} \cdot r^{(i)}(0+), \quad \text{pre } n = 1, 2, \dots \\ r^{(n)}(t) &\rightarrow p^n \cdot R(p) - p^{n-1} \cdot r(0+) - p^{n-2} \cdot \dot{r}(0+) - \dots - r^{(n-1)}(0+), \\ \dot{r}(t) &\rightarrow p \cdot R(p) - r(0+) \quad r(0+) = \lim_{t \rightarrow 0+} r(t), \\ \ddot{r}(t) &\rightarrow p^2 \cdot R(p) - p \cdot r(0+) - \dot{r}(0+). \end{aligned} \quad (14)$$

Funkcie času $r_1(t)$ až $r_5(t)$ a $h_3(t)$ až $h_5(t)$ sa budú transformovať na funkcie $R_1(p)$ až $R_5(p)$ a $H_3(p)$ až $H_5(p)$. Zavedením nasledovného označenia je možné definovať 5 frekvenčných prenosov

$$\bar{r}_1 = \frac{R_1(p)}{H_3(p)}, \quad \bar{r}_2 = \frac{R_2(p)}{H_3(p)}, \quad \bar{r}_3 = \frac{R_3(p)}{H_3(p)}, \quad \bar{r}_4 = \frac{R_4(p)}{H_3(p)}, \quad \bar{r}_5 = \frac{R_5(p)}{H_3(p)}. \quad (15)$$

Laplaceovou transformáciou pohybových rovníc (11) a zavedením frekvenčných prenosov (15) dostaneme sústavu piatich rovníc v komplexnom tvare pre výpočet funkcií \bar{r}_i , kde $i = 1, 2, 3, 4, 5$.

Zápis rovníc v maticovom tvare je nasledovný

$$[a] \cdot \{\bar{r}\} = \{PS\}. \quad (16)$$

Vo všeobecnosti platí, že

$$a_{ik} = a_{ik,re} + i \cdot a_{ik,im}, \quad \bar{r}_i = \bar{r}_{i,re} + i \cdot \bar{r}_{i,im}, \quad PS_i = PS_{i,re} + i \cdot PS_{i,im}. \quad (17)$$

Pre náš konkrétny prípad a nulové počiatočné podmienky vypadajú súčinitele a_{ik} a pravé strany PS_i nasledovne

$$\begin{aligned} a_{11} &= k_1 + k_2 - m \cdot \omega^2 + (b_1 + b_2) \cdot \omega \cdot i, \\ a_{12} &= k_2 \cdot s_2 - k_1 \cdot s_1 + (b_2 \cdot s_2 - b_1 \cdot s_1) \cdot \omega \cdot i, \\ a_{13} &= -k_1 - b_1 \cdot \omega \cdot i, \quad a_{14} = -k_2 - b_2 \cdot \omega \cdot i, \quad a_{15} = 0 + 0 \cdot i, \\ \hline a_{21} &= k_2 \cdot s_2 - k_1 \cdot s_1 + (b_2 \cdot s_2 - b_1 \cdot s_1) \cdot \omega \cdot i = a_{12}, \\ a_{22} &= k_1 \cdot s_1^2 + k_2 \cdot s_2^2 - I_{y1} \cdot \omega^2 + (b_1 \cdot s_1^2 + b_2 \cdot s_2^2) \cdot \omega \cdot i, \\ a_{23} &= k_1 \cdot s_1 + b_1 \cdot s_1 \cdot \omega \cdot i, \quad a_{24} = -k_2 \cdot s_2 - b_2 \cdot s_2 \cdot \omega \cdot i, \quad a_{25} = 0 + 0 \cdot i, \\ \hline a_{31} &= -k_1 - b_1 \cdot \omega \cdot i = a_{13}, \quad a_{32} = k_1 \cdot s_1 + b_1 \cdot s_1 \cdot \omega \cdot i = a_{23}, \\ a_{33} &= k_1 + k_3 - m_2 \cdot \omega^2 + (b_1 + b_3) \cdot \omega \cdot i, \quad a_{34} = 0 + 0 \cdot i, \quad a_{35} = 0 + 0 \cdot i, \\ \hline a_{41} &= -k_2 - b_2 \cdot \omega \cdot i = a_{14}, \quad a_{42} = -k_2 \cdot s_2 - b_2 \cdot s_2 \cdot \omega \cdot i = a_{24}, \\ a_{43} &= 0 + 0 \cdot i = a_{34}, \quad a_{44} = k_2 + k_4 + k_5 - m_3 \cdot \omega^2 + (b_2 + b_4 + b_5) \cdot \omega \cdot i, \\ a_{45} &= (k_5 - k_4) \cdot c + (b_5 - b_4) \cdot c \cdot \omega \cdot i, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{s1} &= 0 + 0 \cdot i = a_{15}, \quad a_{s2} = 0 + 0 \cdot i = a_{25}, \quad a_{s3} = 0 + 0 \cdot i = a_{35}, \\
a_{s4} &= (k_5 - k_4) \cdot c + (b_5 - b_4) \cdot c \cdot \omega \cdot i = a_{45}, \\
a_{s4} &= (k_4 + k_5) \cdot c^2 - I_{y3} \cdot \omega^2 + (b_4 + b_5) \cdot c^2 \cdot \omega \cdot i.
\end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}
PS_1 &= 0 + 0 \cdot i, \quad PS_2 = 0 + 0 \cdot i, \quad PS_3 = k_3 + b_3 \cdot \omega \cdot i, \\
PS_4 &= k_4 \cdot e^{-i\varphi_4} + k_5 \cdot e^{-i\varphi_5} + (b_4 \cdot e^{-i\varphi_4} + b_5 \cdot e^{-i\varphi_5}) \cdot \omega \cdot i, \\
PS_5 &= (k_5 \cdot e^{-i\varphi_5} - k_4 \cdot e^{-i\varphi_4}) \cdot c + (b_5 \cdot e^{-i\varphi_5} - b_4 \cdot e^{-i\varphi_4}) \cdot c \cdot \omega \cdot i.
\end{aligned} \tag{19}$$

Súčinitele φ_4 , φ_5 majú význam konštant fázového posunutia medzi pôsobiskami jednotlivých náprav. Sú závislé od rýchlosti pohybu vozidla v .

$$\varphi_4 = \frac{s - c}{v} \cdot \omega, \quad \varphi_5 = \frac{s + c}{v} \cdot \omega. \tag{20}$$

Podobným spôsobom je možné definovať aj frekvenčné prenosy pre dynamické zložky kontaktných síl

$$\begin{aligned}
\bar{F}_{d3} &= \frac{L\{F_{d3}(t)\}}{H_3(p)} = k_3 \cdot (\bar{r}_3 - 1) + b_3 \cdot (\bar{r}_3 - 1) \cdot \omega \cdot i, \\
\bar{F}_{d4} &= \frac{L\{F_{d4}(t)\}}{H_3(p)} = k_4 \cdot (\bar{r}_4 - c \cdot \bar{r}_5 - e^{-i\varphi_4}) + b_4 \cdot (\bar{r}_4 - c \cdot \bar{r}_5 - e^{-i\varphi_4}) \cdot \omega \cdot i, \\
\bar{F}_{d5} &= \frac{L\{F_{d5}(t)\}}{H_3(p)} = k_5 \cdot (\bar{r}_4 + c \cdot \bar{r}_5 - e^{-i\varphi_5}) + b_5 \cdot (\bar{r}_4 + c \cdot \bar{r}_5 - e^{-i\varphi_5}) \cdot \omega \cdot i.
\end{aligned} \tag{21}$$

5 VÝSLEDKY NUMERICKÉHO RIEŠENIA

Numerické riešenie funkcií frekvenčného prenosu bolo vykonané pre rovinný výpočtový model nákladného automobilu Tatra 815 (obr. 3) s nasledovnými parametrami:

hmotnosti a hmotné momenty zotrvačnosti hmotných objektov modelu vozidla
 $m_1 = 11\,475$ kg, $m_2 = 455$ kg, $m_3 = 1\,070$ kg, $I_{y1} = 31\,149$ kg.m², $I_{y3} = 466$ kg.m²,

tuhostné charakteristiky spojovacích členov modelu vozidla

$k_1 = 143\,716,5$ N/m, $k_2 = 761\,256$ N/m, $k_3 = 1\,275\,300$ N/m, $k_4 = 2\,511\,360$ N/m,
 $k_5 = 2\,511\,360$ N/m,

tlmiace charakteristiky spojovacích členov modelu vozidla

$b_1 = 9\,614$ kg/s, $b_2 = 130\,098,5$ kg/s, $b_3 = 1\,373$ kg/s, $b_4 = 2\,747$ kg/s, $b_5 = 2\,747$ kg/s,

treće charakteristiky spojovacích členov modelu vozidla

$f_2 = 12\,000$ N,

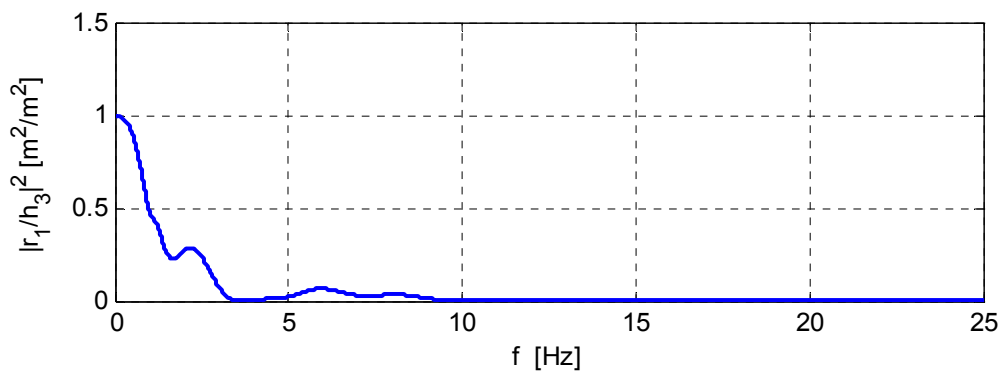
dĺžkové rozmery výpočtového modelu vozidla

$s_1 = 3,135$ m, $s_2 = 1,075$ m, $s = s_1 + s_2 = 4,21$ m, $c = 0,660$ m.

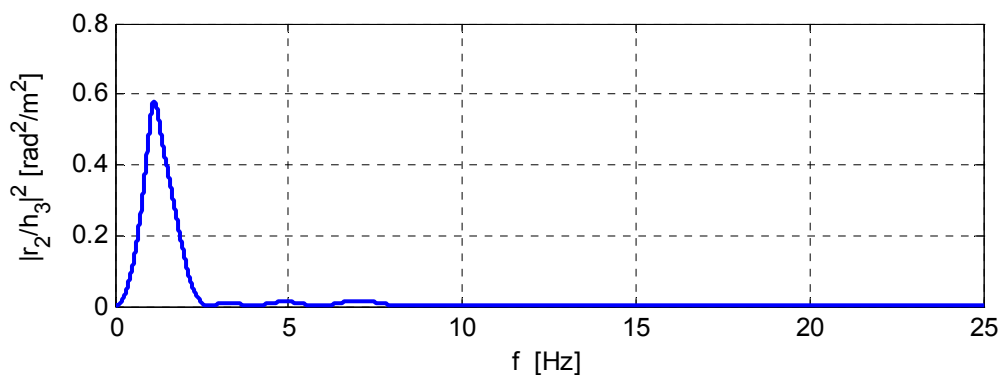
Pre úplnosť sú uvádzané aj vlastné frekvencie tohto výpočtového modelu vozidla

$f_{(1)} = 1,1333$ Hz; $f_{(2)} = 1,4512$ Hz; $f_{(3)} = 8,8966$ Hz; $f_{(4)} = 10,9054$ Hz; $f_{(5)} = 11,7152$ Hz.

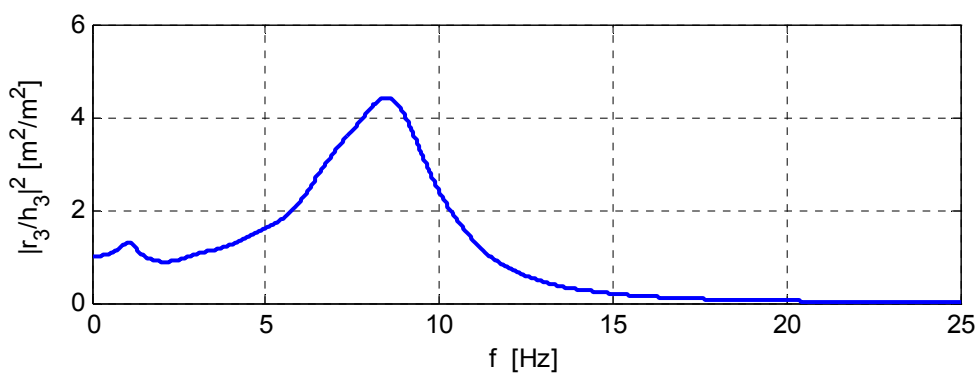
Na ďalších obrázkoch sú zobrazené výkonové prenosové faktory (VPF) jednotlivých funkcií frekvenčného prenosu (druhé mocniny absolútnych hodnôt jednotlivých frekvenčných funkcií) pri rýchlosti pohybu vozidla 10 m/s.



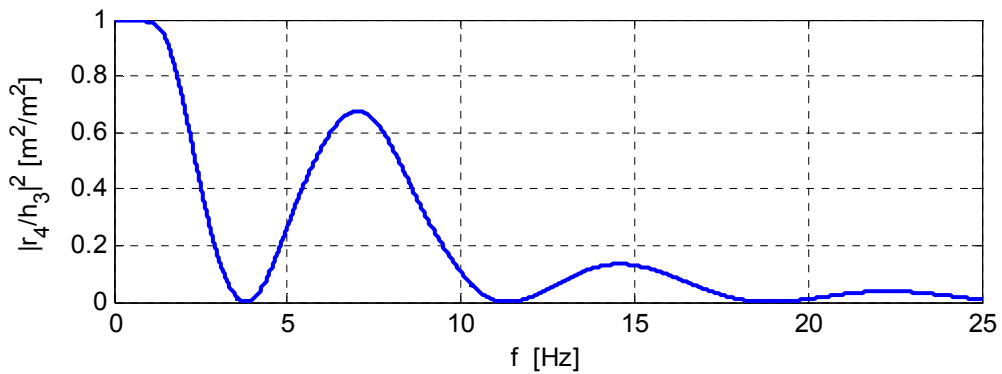
Obr. 4: VPF frekvenčného prenosu veličiny r_1



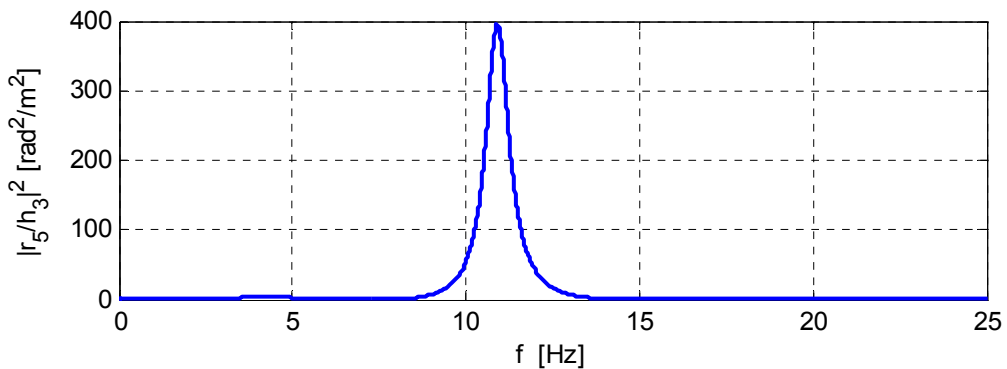
Obr. 5: VPF frekvenčného prenosu veličiny r_2



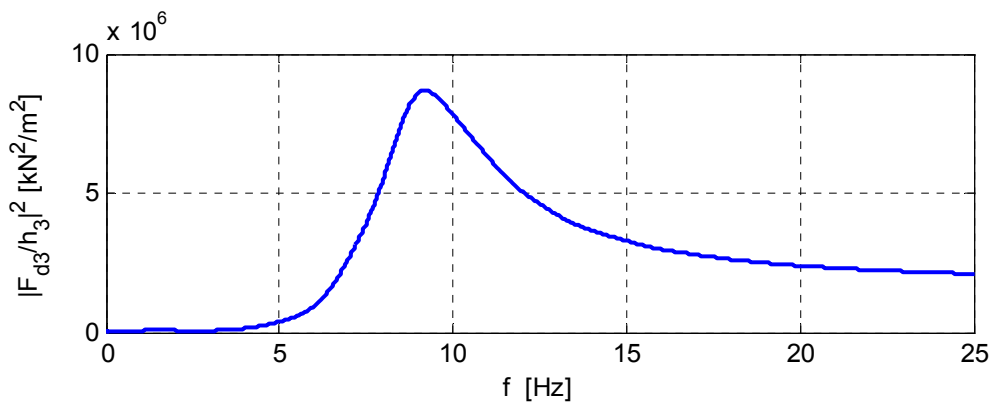
Obr. 6: VPF frekvenčného prenosu veličiny r_3



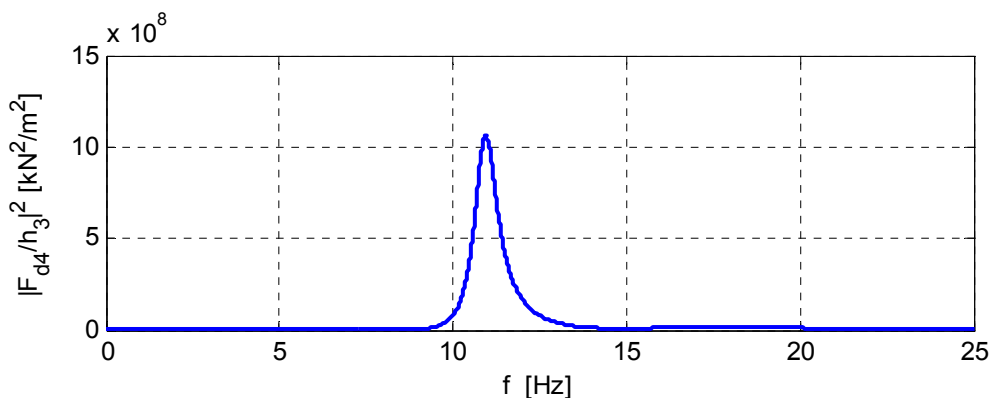
Obr. 7: VPF frekvenčného prenosu veličiny r_4



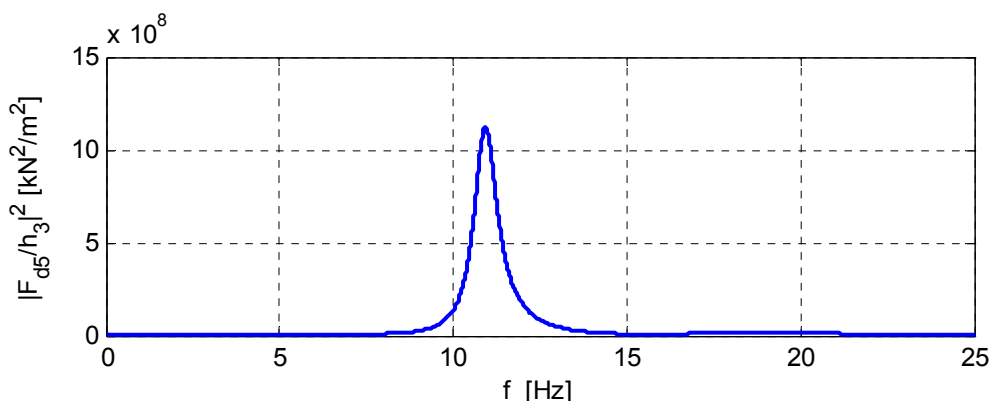
Obr. 8: VPF frekvenčného prenosu veličiny r_5



Obr. 9: VPF frekvenčného prenosu veličiny F_{d3}



Obr. 10: VPF frekvenčného prenosu veličiny F_{d4}



Obr. 11: VPF frekvenčného prenosu veličiny F_{d5}

6 ZÁVER

Pri riešení dynamických úloh vo frekvenčnej oblasti sú predmetom záujmu buď frekvenčné spektrá alebo funkcie frekvenčného prenosu. Je možné ich získať teoretickou alebo experimentálnou cestou. V predloženej práci je ukázaný spôsob riešenia funkcií frekvenčného prenosu numerickou cestou pre rovinný (polovičný) model vozidla Tatra 815 pri rýchlosti pohybu vozidla 36 km/h. V grafickej podobe sú prezentované výkonové prenosové faktory jednotlivých sledovaných veličín. Stavebného inžiniera zaujímajú v prvom rade frekvenčné prenosy týkajúce sa kontaktných síl vznikajúcich medzi kolesom vozidla a vozovkou. Z uvedených obrázkov je zrejmé, že pokiaľ ide o hodnoty kontaktných síl, tak výkonovo majú najväčší podiel na ich vzniku tie frekvenčné zložky kinematického budenia, ktoré korešpondujú vlastným frekvenciám a tvarom vlastného kmitania vťahujúcim sa k dominantným pohybom náprav vozidla. Dá sa jednoducho preukázať, že prakticky rovnaké výsledky je možné získať aj pre jednoduchšie (štvrtinové) modely vozidla, pokiaľ sú dynamicky ekvivalentné s tu použitým výpočtovým modelom.

POĎAKOVANIE

Tento príspevok vznikol s podporou GA MŠSR VEGA, grant č. 1/0259/12.

LITERATURA

- [1] IVÁNKOVÁ, O. Vplyv seizmicity na konštrukčné systémy výškových budov. Medzinárodná konferencia: *Vývoj a aplikácie MKP systémů pro analýzu stavebních konstrukcí*. VUT Brno, 2003, s. 17.1 – 17.6.
- [2] KOTRASOVÁ, K. a KORMANÍKOVÁ, E. Seismic design of liquid storage tank made from composite material. *World Journal of Engineering*. 2008, Vol. 5, No. 3, p. 445-446. ISSN 1708-5284.
- [3] LAJČÁKOVÁ, G.: Vplyv parametrov vozidla na interakčné sily vznikajúce medzi kolesom a jazdnou dráhou. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava*, roč. X, č. 1, 2010, řada stavební, ISSN1213-1962, s. 183-190.
- [4] PETŘÍK, T., LEDNICKÁ, M., KALÁB, Z., HRUBEŠOVÁ, E.: Hodnocení technické seizmicity v okolí rekonstruované komunikace. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava*, roč. XII, č. 1, 2012, řada stavební, ISSN1213-1962, s. 39-48.
- [5] PETŘÍK, T., STOLÁRIK, M.: Experimentální měření a numerický model dynamických účinků vibračního válce. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské – Technické univerzity Ostrava*, roč. XI, č. 1, 2011, řada stavební, ISSN1213-1962, s. 97-102.
- [6] PYTKA, J., TARKOWSKI, P., KUPICZ, W.: A research of vehicle stability on deformable surface. *Eksploatacja i niezawodność – Maintenance and Reliability*. Vol. 15, No. 3, 2013, ISSN 1507-2711, p. 290-297.

Oponentní posudek vypracoval:

Doc. Ing. Alexander Tesár, DrSc., Ústav stavebníctva a architektúry, Slovenská akadémia vied, Bratislava.

Ing. Petr Ferfecki, Ph.D., Výzkumný program 3, IT4Innovations, VŠB-TU Ostrava.