

EXPERIMENTÁLNÍ, MODELOVÉ A VÝPOČTOVÉ VYŠETŘOVÁNÍ VLIVU NESYMETRIE PŘI KMITÁNÍ MECHANICKÝCH SOUSTAV – APLIKACE NA VOZIDLA

EXPERIMENTAL, MODEL AND CALCULATION INVESTIGATIONS OF THE ASYMMETRY INFLUENCE IN VIBRATION OF A MECHANICAL SYSTEMS – APPLICATIONS IN A VEHICLE

Jan VOLEK, Josef SOUKUP¹

Abstrakt

Pri experimentálnom skúmaní základných parametrov mechanických vlastností pre analýzu kmitania kolesového vozidla bola zistená nesymetria usporiadania štruktúry. To bolo impulzom pre systematický výskum vplyvu nesymetrie vibrácie na mechanický systém pri rôznych metódach: experimentálnych metódach na modeli a reálnej štruktúre a pri analytických a numerických metódach výpočtu. Po úvodnej fáze analytického riešenia nasleduje experimentálne skúmanie na modeli. V príspevku je uvedená informácia o priebehu a výsledkoch aktuálneho riešenia ako aj o ďalších krokoch.

Kľúčové slová: kmitanie, mechanický systém, nesymetria.

Abstract

Asymmetry in the structure layout was found during the experimental investigation of the basic parameters of mechanical properties for the wheel vehicle vibration analysis. This was an impulse for systematic investigation of the asymmetry influence in vibration of a mechanical system by several methods: experimental methods on the models of a real structure and analytic and numeric calculation methods. After the introductory phase of the analytic solution, the experimental investigation on the models is in progress. In the contribution the information about the course and results of the actual solution and its further steps is given.

Keywords: vibration, mechanical system, asymmetry.

ÚVOD

Při analýze vlivu nesymetrie na vertikální kmitání vozidel je třeba rozlišovat tři základní případy nesymetrie vzhledem k osám geometrické symetrie, které jsou určeny dvěma vzájemně kolmými osami symetrie rozchodu a rozvodu vozidla:

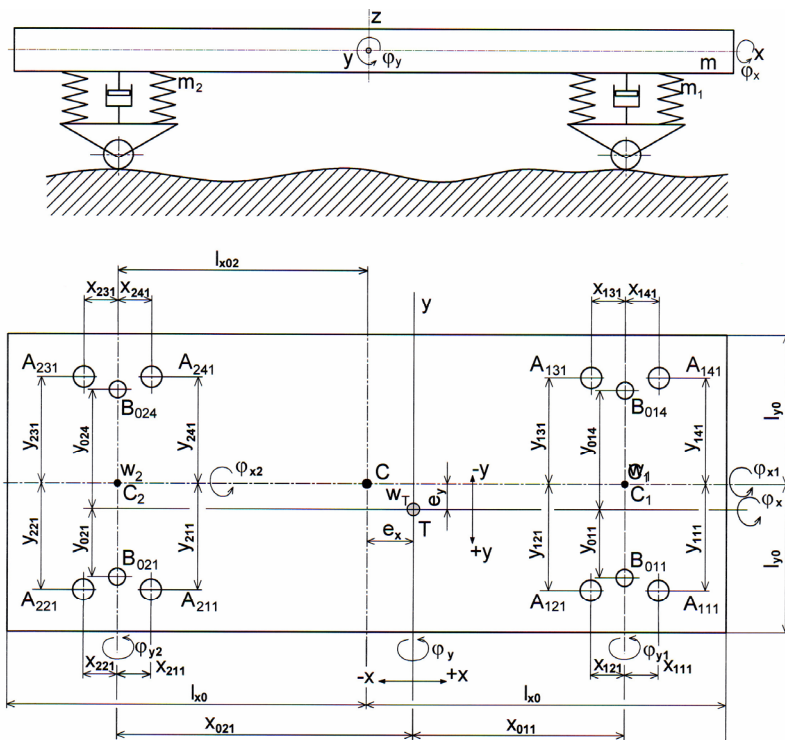
1. nesymetrie rozložení hmoty vozidla vzhledem k osám geometrické symetrie – poloha těžiště, poloha hlavních centrálních os setrvačnosti a jim odpovídající momenty setrvačnosti jak vlastní konstrukce, tak i vozidla loženého,
2. nesymetrie rozložení pružných a disipativních prvků vazeb jednotlivých těles soustavy, vozidla a jejich mechanické charakteristiky,
3. nesymetrie rozložení nerovností povrchu vozovky, resp. kolejí definujících kinematické buzení soustavy v místě kontaktu kolo - vozovka, resp. kolo – kolejnice.

¹ Ing. Jan VOLEK, PhD., doc. Ing. Josef SOUKUP, CSc., Ústav techniky a řízení výroby, Univerzita J. E. Purkyně, Ústí n. L., soukupj@utrv.ujep.cz
Lektoroval: doc. Ing. Štefan SEGĽA, CSc., KAMaM, SJF TU v Košiciach, stefan.segla@tuke.sk

Tyto druhy nesymetrie mohou existovat samostatně nebo společně. Nejčastěji se vyskytuje třetí případ nesymetrie. Při aplikaci nové experimentální metody stanovení polohy těžiště, hlavních centrálních os setrvačnosti a k nim příslušných momentů setrvačnosti, deviačních momentů a vlastních frekvencí kolejových a silničních vozidel [6] byl prokázán první případ nesymetrie v mnoha (cca 75%) vyšetřovaných případech. Naproti tomu, řešení vlivu nesymetrie na provoz vozidel nebylo v literatuře nalezeno.

NÁVRH MODELŮ A ŘEŠENÍ

Cílem experimentálního vyšetřování kmitání vozidel je získání časových průběhů mechanických veličin, posuvů a sil, umožňujících posouzení vlivu nesymetrie a namáhání, životnost a stabilitu jízdy vozidla. Experimentální vyšetřování vozidla v provozních podmínkách předpokládá teoretické řešení kmitání modelu vozidla, vytvořeného na základě určitých zjednodušujících předpokladů – tuhost skříně a podvozků, charakteristika pružných a disipativních (lineárních viskózních tlumičů) prvků, způsobu kinematického buzení, apod. Základním požadavkem na tvorbu modelu vozidla pro vyšetřování vlivu nesymetrie je nutnost prostorového modelu, neboť rovinný model umožňuje analýzu jen dílčí nesymetrie a tzv. čtvrtinový model, s libovolným počtem pružně vázaných těles je možno užít jen při úplné symetrii soustavy a jejího buzení.

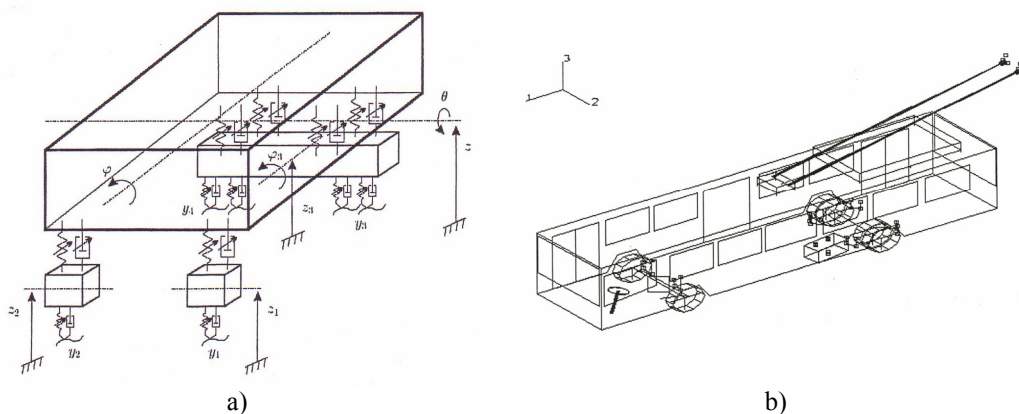


Obr.1 Schéma modelu dvounápravového kolejového vozidla s tlumením

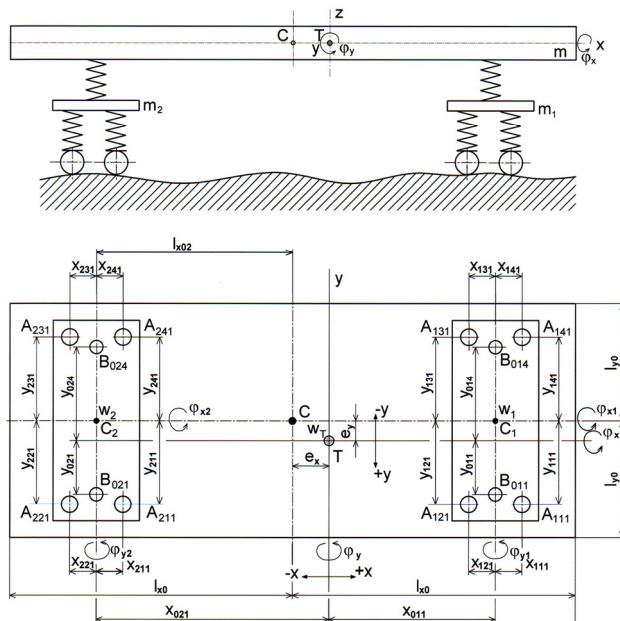
Jako příklad zjednodušených prostorových modelů pro dynamickou analýzu lze uvést:

- a) model dvounápravového kolejového vozidla – pružně uložená tuhá deska s disipativními prvky – soustava o třech stupních volnosti: vertikální posuv těžiště desky, pootočení desky φ_x , φ_y kolem centrálních os setrvačnosti [1], obr. 1

- b) model silničního vozidla – nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr – mechanická soustava čtyř těles (tuhé desky skříně, tuhé desky zadní nápravy a dvou tuhých těles – přední kola) pružně uložených a vázaných s disipativními prvky – soustava o sedmi stupních volnosti: vertikální posuv těžiště, pootočení φ_x , φ_y kolem centrálních os skříně, vertikální posuv těžiště a pootočení φ_x zadní nápravy, vertikální posuv odpružených předních kol [3] – obr. 2
- c) model podvozkového kolejového vozidla – soustava tří tuhých desek, skříně a dvou podvozků, pružně uložených a vázaných – soustava o devíti stupních volnosti – vertikální posuv těžiště všech desek a dva úhly pootočení φ_x , φ_y tří desek k jejich centrálním osám setrvačnosti [2] – obr. 3.



Obr.2 Řešený model dvounápravového trolejbusu ŠKODA 21 TR
a) schéma jednoduchého modelu trolejbusu, b) výpočetní model prázdného trolejbusu



Obr.3 Jednoduchý model podvozkového vozidla (dvounápravové podvozky, jednoduché vypružení)

Teoretické řešení modelů vozidel, soustavy tuhých těles pružně uložených a pružně vázaných s disipativními prvky (lineární viskózní tlumiče) vychází z pohybových rovnic pro danou soustavu těles odvozených pomocí Lagrangeových rovnic druhého druhu, které je možno zapsat v maticové formě [3]

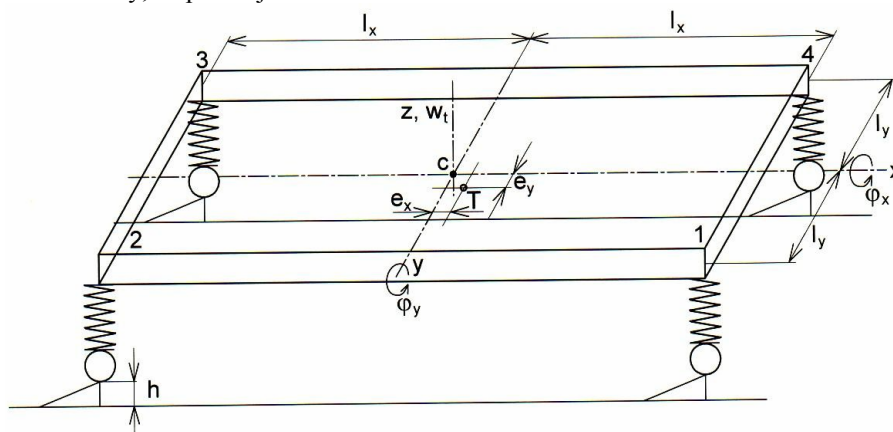
$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (1)$$

kde $\mathbf{M}$ - matice hmotnosti (hlavní prvky: hmoty a momenty setrvačnosti I_x, I_y jednotlivých těles v případě symetrického rozložení hmoty, v případě nesymetrického rozložení se nad a pod diagonálou vyskytují v řádcích momenty mimo setrvačnosti I_x, I_y též deviační momenty D_{xy}), $\mathbf{B}$ - matice lineárního viskózního tlumení, $\mathbf{K}$ - matice tuhosti, $\mathbf{q}$ - vektor zobecněné funkce $\mathbf{q} = (z_j, \varphi_x, \varphi_y)^T$ pro $j = 1$ až celkový počet tuhých těles n , $\mathbf{F}$ - vektor funkcí kinematického buzení.

Vznikne simultánní soustava p diferenciálních rovnic, p - počet stupňů volnosti. V uvedeném případě je možno s určitými výhodami provést řešení aplikací Laplaceovy integrální transformace [3]. Řešení soustavy diferenciálních rovnic (1) se získá ve tvaru součtu konvolutorních integrálů

$$q_j(t) = \sum_{i=1}^p (-1)^{j+i} \sum_{k=1}^p \left[K_{jk} \int_0^t F_i(\tau) e^{-b_k(t-\tau)} \cdot \cos \Omega_k(t-\tau) d\tau + \frac{L_{jk} - b_k K_{jk}}{\Omega_k} \int_0^t F_i(\tau) e^{-b_k(t-\tau)} \cdot \sin \Omega_k(t-\tau) d\tau \right]. \quad (2)$$

Získané vztahy pro výpočet zobecněných funkcí q_j - vertikální posuvy těžiště a pootočení φ_x, φ_y kolem centrálních os setrvačnosti jednotlivých těles, ve tvaru rozvoje harmonických funkcí podle příslušných frekvencí. Funkce kinematického buzení $F(t)$ jsou definovány geometrickou nerovností vozovky, resp. koleje.



Obr.4 Vyšetřovaný model. Symetrické buzení – seskok ze všech čtyř klínů současně, Nesymetrické buzení – nesymetrické seskakování z klínů (případ 1 - seskok z klínů 1 a 4; případ 2 - seskok z klínů 3 a 4; případ 3 - seskok z klínu 3)

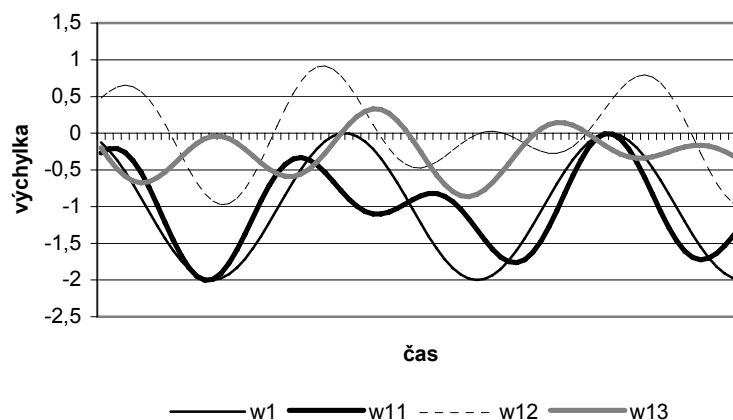
Pro porovnání výsledku teoretického a experimentálního řešení je nutno určit vertikální posuvy jednotlivých těles, v nichž budou umístěny snímače posuvů. Při tom je možno zjišťovat v libovolných bodech časový průběh absolutního vertikálního posuvu, tj. posuvu vůči vozovce, respektive kolejnici, nebo relativní vertikální posuv dvou bodů vozidla. Vztah pro výpočet vertikálního posuvu libovolného bodu tělesa soustavy je možno zapsat ve tvaru

$$z_j = z_T + x_j \cdot \varphi_y - y_j \cdot \varphi_x \quad (3)$$

kde z_T – vertikální posuv těžiště tělesa podle [2], φ_x, φ_y – pootočení kolem centrálních os setrvačnosti tělesa podle [2], x_j, y_j – souřadnice bodu v rovině centrálních os setrvačnosti tělesa.

Jako příklad je možno uvést nejjednodušší případ seskoku desky, tj. modelu vozidla, z klínu – viz obr.4.

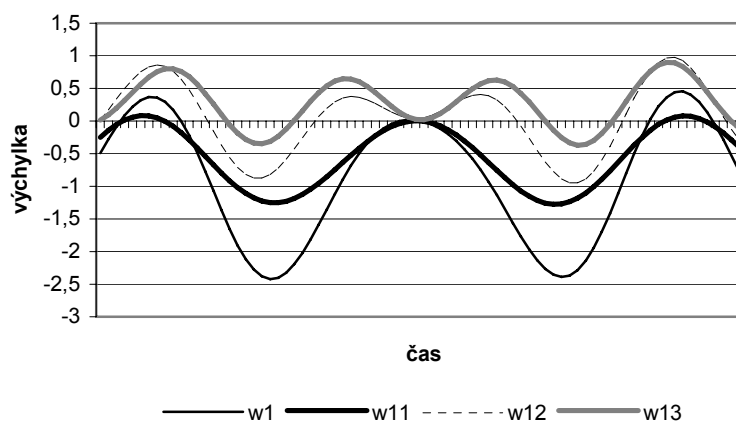
**Symetrická soustava nesymetricky buzená
(pohyb bodu 1, všechny případy buzení)**



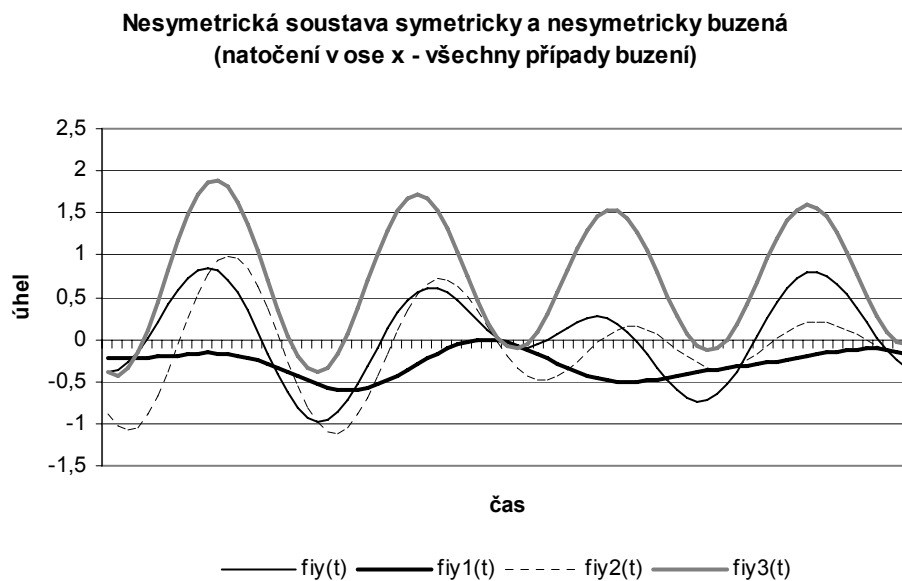
Obr.5 Průběh posuvů vybraných bodů symetrické desky nesymetricky buzené

Pro tyto případy buzení byly stanoveny průběhy posuvu v jednotlivých bodech, včetně těžiště (viz obr.4, body 1 – 4 a T) pro symetrickou desku symetricky buzenou, nesymetricky buzenou (viz obr.1 – bod 1) a pro nesymetrickou soustavu nesymetricky buzenou (viz obr.6 – bod 1). Obdobně byly pro jednotlivé případy stanoveny i úhly natočení hlavních os setrvačnosti obr.7 – natočení osy y , obr.8 – natočení osy x .

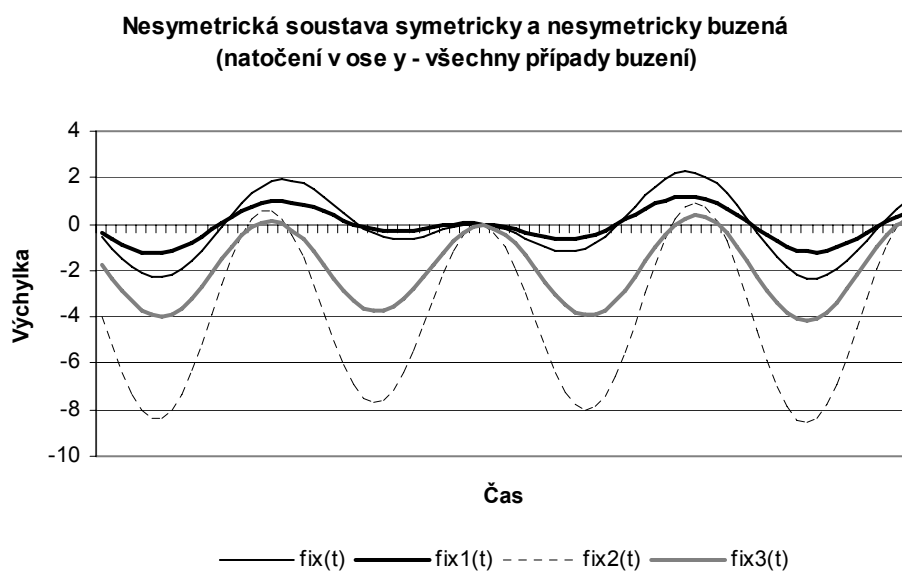
**Nesymetrická soustava nesymetricky buzená
(pohyb bodu 1 - všechny případy buzení)**



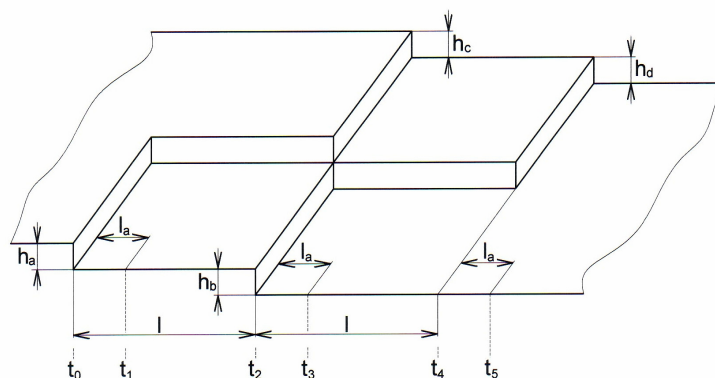
Obr.6 Průběh posuvů vybraných bodů nesymetrické desky nesymetricky buzené



Obr.7 Průběh natočení osy y – všechny případy buzení nesymetrické soustavy



Obr.8 Průběh natočení osy x – všechny případy buzení nesymetrické soustavy



Obr.9 Schéma překážek pro přejezd trolejbusu ŠKODA 21 Tr. l - vzdálenost překážek ($l=20$ m), l_a - rozvor ($l_a=5,7$ m), h_a, h_b, h_c, h_d - výška překážek ($= 0,06$ m)

Složitější je případ teoretického a experimentálního vyšetřování přejezdu trolejbusu konstantní rychlostí přes systém překážek [5] – viz obr. 9. Pro základní informaci o vlivu tvaru nerovností a jejich následnosti byla v první fázi zvolena nerovnost ve tvaru skoků (ve výpočtu i experimentech prezentována Heavisideho funkcí) následujících podle předepsané metodiky. V tomto případě jsou hledané funkce v jednotlivých úsecích přejezdů dány vztahem

$$q_{j,m} = \sum_i (-1)^{j+i} F_i \cdot \Phi_m + q_{j,m-1} \quad \text{pro } m = 0, \dots, 5, \quad (4)$$

kde q_j – zobecněná j -tá souřadnice, F_i – i -tý prvek vektoru budící funkce určené nerovností povrchu a k -tých harmonických složek s vlastní tlumenou frekvencí Ω_k , s koeficientem lineárního viskózního tlumení b_k a s amplitudami určenými koeficienty $K_{ji,k}$, $L_{ji,k}$, vyjadřujícími vlastnosti mechanické soustavy.

$$\begin{aligned} \Phi_m = \sum_{k=1}^7 \frac{\Omega_k}{\Omega_k^2 + b_k^2} & \left\{ K_{ji,k} \left[\frac{b_k}{\Omega_k} - e^{-b_k(t-t_m)} \left(\frac{b_k}{\Omega_k} \cos \Omega_k(t-t_m) - \sin \Omega_k(t-t_m) \right) \right] + \right. \\ & \left. + \frac{L_{ji,k} - b_k K_{ji,k}}{\Omega_k} \left[1 - e^{-b_k(t-t_m)} \left(\frac{b_k}{\Omega_k} \sin \Omega_k(t-t_m) + \cos \Omega_k(t-t_m) \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

Tím je určen časový průběh hledaných veličin a následně vertikální posuv libovolného bodu soustavy ve tvaru součtu jednotlivých složek harmonických funkcí v závislosti na budící frekvenci Ω_k pro $k = 1, 2, \dots, n/2$.

ZÁVĚR

Po analýze časových průběhů vertikálních posuvů libovolného bodu modelu získaných teoretickým a experimentálním řešením přijatého modelu vozidla bude možno provést měření na vlastním vozidle a provést zhodnocení vlivu nesymetrie na kmitání vozidla.

Článek vznikl za podpory grantu GA ČR 101/05/2371.

LITERATURA

- [1] VOLEK, J., SOUKUP, J., SKOČILASOVÁ, B.: *Kmitání prostorově pružně uložené tuhé desky s uvažováním vlivu nesymetrie, viskózního tlumení a obecné funkce buzení I*. Bulletin vědeckých, výzkumných a pedagogických prací ústavu za r. 2004, str. 95-102, UJEP Ústí n. L., 2005, ISBN 80-7044-657-9
- [2] VOLEK, J., SOUKUP, J.: *Vyšetřování kinematicky buzené soustavy tří těles prostorově pružně uložených a vázaných – modelu podvozkového kolejového vozidla s uvažováním vlivu nesymetrie*. Bulletin vědeckých, výzkumných a pedagogických prací ústavu za r. 2004, str. 114-124, UJEP Ústí n. L., 2005, ISBN 80-7044-657-9
- [3] VOLEK, J., SOUKUP, J., POLACH, P., HAJŽMAN, M.: *Vyšetřování vertikálního kmitání modelu nízkopodlažního trolejbusu ŠKODA 21 Tr*, In: Sb. National colloquium with int. participation Dynamika strojů 2006 (L. Pešek ed.), ÚT AV ČR, Praha, str. 169-174, 2006
- [4] VOLEK, J., SOUKUP, J.: *Kmitání symetrické a nesymetrické mechanické soustavy při nesymetrickém buzení*, In: Sb. III. konference s mezinárodní účastí Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2005 (B. Skočilasová ed.), UJEP, Ústí nad Labem, str. 121-126. UJEP Ústí n. L., 2005, ISBN 80-7044-688-9
- [5] VOLEK, J., SOUKUP, J., POLACH, P., HAJŽMAN, M.: *Investigation of vertical vibrations of the ŠKODA 21 Tr low-floor trolleybus model – II*. In: CD-ROM Proc. of the National Conference with International Participation Engineering Mechanics 2006, Svratka, 2006 – v tisku.
- [6] VOLEK, J.: *Experimentální stanovení vlastních frekvencí a tuhosti vypružení pružně uloženého tělesa, aplikace na silniční a kolejová vozidla*. Bulletin vědeckých, výzkumných a pedagogických prací ústavu za r. 1999, str. 31-51, UJEP Ústí n. L., 2000, ISBN 80-7044-287-5