POČÍTAČOVÉ SIMULACE BUZENÍ NÁKLADNÍHO ŽELEZNIČNÍHO VAGONU NA ZKUŠEBNÍM STENDU A SROVNÁNÍ S VÝSLEDKY EXPERIMENTU

COMPUTER SIMULATIONS OF COAL WAGON EXCITATIONS ON A TEST STAND AND COMPARISON WITH EXPERIMENTAL RESULTS

Pavel POLACH, Michal HAJŽMAN, Jaroslav VÁCLAVÍK, Jan CHVOJAN[1]

Abstrakt

V prostředí software **alaska** byly vytvořeny multibody modely dvounápravového otevřeného nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA určené pro simulace laboratorních zkoušek provedených v akreditované Dynamické zkušebně ŠKODA VÝZKUM s.r.o. S multibody modely je možné simulovat deset variant laboratorního kinematického buzení kol vagonu širokopásmovým lineárně rozmítaným sinusovým signálem ve svislém směru, které odpovídají skutečným zatěžovacím stavům realizovaným na zkušebním stendu. Výstupem těchto počítačových simulací a experimentálních měření jsou časové nebo frekvenční průběhy kinematických a dynamických veličin vypovídajících o vyšetřovaných vlastnostech vagonu. Cílem laboratorních zkoušek a počítačových simulací je především posouzení vlivu použití dvoulistových kompozitních pružin vypružení vagonu místo pětilistových parabolických ocelových na sledované kinematické a dynamické veličiny.

Klíčová slova: železniční vagon, laboratorní zkoušky, simulace, experiment.

Abstract

Using the **alaska** software the multibody models of the MGR Coal Hopper HAA two-axle open coal wagon were created. They were intended for the laboratory tests simulations. Multibody models of an empty wagon and three variants of a partly loaded one, which correspond to the wagon loading by concrete panels during testing on the Accredited Dynamic Laboratory ŠKODA VÝZKUM s.r.o test stand, were created. With multibody models it is possible to simulate ten variants of the laboratory kinematic excitation of wagon wheels by a wideband sweep signal in vertical direction, which correspond to real loading states performed on the test stand. Time histories or frequency domain responses of kinematic and dynamic quantities reflecting the wagon examined properties are the output of the computer simulations and the experimental measurements. The aim of the laboratory tests and computer simulations is especially the evaluation of the impact of using two-leaf composite springs of the wagon suspension instead of five-leaf parabolic steel ones on the monitored kinematic and dynamic quantities.

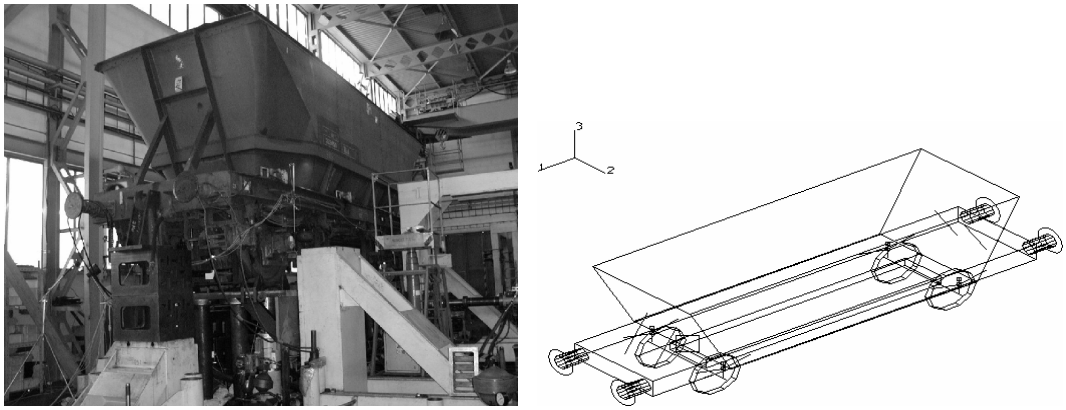
Keywords: coal wagon, laboratory tests, computer simulations, experiment.

ÚVOD

Obecně se na celkové kvalitě každého vozidla rozhodujícím způsobem podílí jeho dynamické vlastnosti. Optimálních dynamických vlastností kolejového vozidla určeného pro

[1] Dr. Ing. Pavel POLACH, Ing. Michal HAJŽMAN, Ing. Jaroslav VÁCLAVÍK, Ing. Jan, CHVOJAN ŠKODA VÝZKUM s.r.o., Plzeň, pavel.polach@skoda.cz
Lektoroval: doc. Ing. Jozef BOCKO,CSc., KAMaM, SjF TU v Košiciach, jozef.bocko@tuke.sk

přepravu nákladu lze zpravidla, v závislosti na celkovém konstrukčním řešení, dosáhnout správnou volbou prvků vypružení náprav, která musí být určitým kompromisem mezi požadavky na kvalitu jízdy, na životnost podvozkových částí, na opotřebení železniční trati a na bezpečnost provozu.



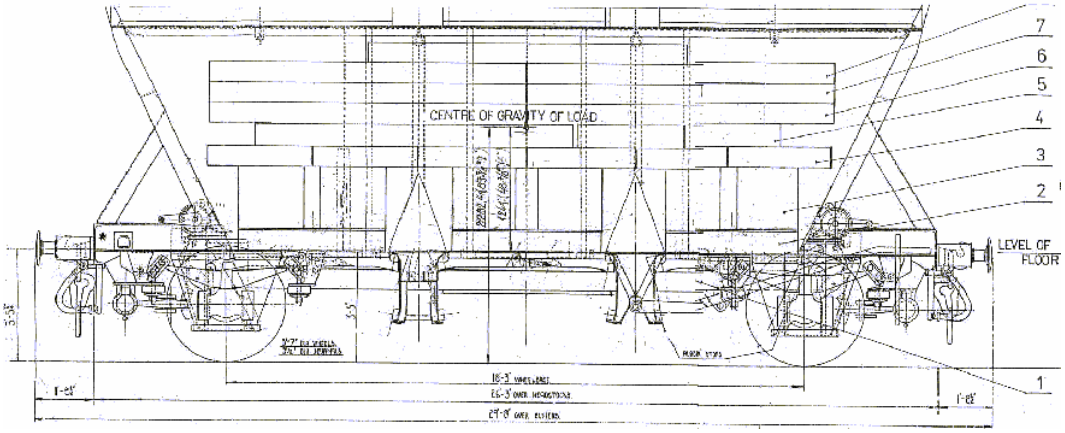
Obr.1 Nákladní vagon MGR Coal Hopper HAA a vizualizace jeho multibody modelu v software **alaska**

Dlouhodobě ověřeným konstrukčním řešením vypružení nákladních železničních vagonů jsou listové parabolické ocelové pružiny. Vlivem povětrnostních podmínek dochází k jejich korozi. Běžným provozem vagonu se pružiny znečišťují, což vede k zanášení mezer mezi jednotlivými listy. Tyto faktory mají za následek změnu tlumicích i tuhostních vlastností původně optimálně navržených ocelových pružin. Možným řešením je náhrada stávající oceli kompozitními materiály. Referenčním kolejovým vozidlem, pro které je výzkum a vývoj listových kompozitních pružin prováděn a na němž jsou tyto pružiny ověřovány, je dvounápravový otevřený nákladní železniční vagon MGR Coal Hopper HAA. Vliv použití kompozitních místo původních ocelových pružin na kinematické a dynamické vlastnosti vagonu byl vyšetřován při laboratorních zkouškách na zkušebním stendu v akreditované Dynamické zkušebně ŠKODA VÝZKUM s.r.o. Z důvodu predikce chování vagonu při jízdě po reálné železniční trati, která je plánována v následující etapě ověřování vhodnosti konstrukčního řešení kompozitních pružin, byly na základě multibody přístupů vytvořeny virtuální počítačové modely vagonu, jejichž vypovídací schopnost byla ověřována při simulacích vybraných realizovaných laboratorních zkoušek.

EXPERIMENTÁLNÍ LABORATORNÍ ZKOUŠKY

Výhodou ověřování vozidel v laboratorním prostředí je možnost variabilně měnit některé parametry vozidel, které mohou ovlivňovat jejich dynamické vlastnosti, a možnost volby různých zatěžovacích režimů. V případě železničního vagonu jsou těmito parametry např. zatížení vagonu, změna prvků vypružení apod., zatěžovacími režimy lze simulovat různou kvalitu železniční trati, rychlost jízdy apod.

Při laboratorních zkouškách byl nákladní železniční vagon MGR Coal Hopper HAA (obr.1) zkoušen prázdný a ve třech variantách částečného naložení. Zatížení bylo realizováno betonovými panely. Celková hmotnost prázdného vagonu byla 13 967 kg, vagonu při 1. variantě naložení 22 846 kg, vagonu při 2. variantě naložení 31 562 kg a vagonu při 3. variantě naložení 39 839 kg. Rozměrový výkres vagonu (při 3. variantě naložení) převzatý z [1] je na obr.2.



Obr. 2 Rozměrový výkres vagonu s nákladem

Ve vypružení vagonu byly postupně použity pětilistové parabolické ocelové a dvoulistové kompozitní pružiny (viz obr.3).

Obr.3 Pětilistové parabolické ocelové a dvoulistové kompozitní pružiny

Kinematické a dynamické vlastnosti nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA byly vyšetřovány na počítačově řízeném elektrohydraulickém zatěžovacím systému Instron Schenck. Základem zkušebního stendu byl univerzální stavebnicový upínací a opěrný systém Schenck 4000. Kola vagonu byla umístěna na přípravcích, které zabraňovaly pohybu vagonu v příčném a podélném směru; kola byla v průběhu zkoušek odbrzděna. Přední kola vagonu byla kinematicky buzena zatěžovacími servoválci Schenck PL 630 kN s třístupňovými ventily, zadní kola servoválci Schenck PL 400 kN s dvoustupňovými ventily. Pohyb zatěžovacích servoválců byl řízen čtyřkanálovým digitálním systémem Schenck S59.

Vagon byl podroben na zkušebním stendu několika zatěžovacím režimům. Vlastní frekvence a vlastní tvary kmitů vagonu byly identifikovány při kinematickém buzení kol širokopásmovým lineárně rozmítaným sinusovým signálem ve svislém směru („sweep test“). Kola byla buzena zatěžovacími servoválci ve fázi („bump test“) nebo v protifázi („roll test“). Stabilita vagonu byla vyšetřována při buzení předních kol „sweepem“ (ve fázi) ve svislém směru („cyclic top test“); budicí signál simuloval jízdu vagonu přes nerovnosti železniční trati, resp. spojení kolejí. Seznam vybraných zatěžovacích režimů a jejich parametry jsou uvedeny v tab. 1.

Časový průběh vertikálních výchylek $y(t)$ kol vagonu kinematicky buzených širokopásmovým lineárně rozmítaným sinusovým signálem (rozmítaný sinusový signál je vhodný především pro studium nelinearit) na zkušebním stendu lze popsat vztahem

$$y(t) = A \cdot \sin(\omega(t) \cdot t) \ , \tag{1}$$

kde A je amplituda vertikálních výchylek, $\omega(t)$ je časově lineárně proměnná úhlová frekvence, pro kterou platí vztah (např. [2])

$$\omega(t) = 2 \cdot \pi \cdot f(t) \ , \tag{2}$$

kde $f(t)$ je časově lineárně proměnná frekvence, kterou lze vyjádřit vztahem $f(t) = k \cdot t$ (k je konstanta). Potom lze časový průběh výchylek kinematicky buzených kol vagonu určit ze vztahu

$$y(t) = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot k \cdot t^2) \ . \tag{3}$$

Seznam vybraných zatěžovacích režimů **Tabulka 1**

Kinematické buzení kol vagonu		
Zatěžovací režim	**Parametry rozmítaného sinusového signálu**	
„bump test“	A = 1 mm, interval frekvencí buzení f 0 Hz až 30 Hz, buzení kol předního dvojkolí ve fázi	k = 0.2 Hz·s^{-1}
		k = 0.03 Hz·s^{-1}
„bump test“	A = 0.5 mm, interval frekvencí buzení f 0 Hz až 30 Hz, buzení kol předního dvojkolí ve fázi	k = 0.2 Hz·s^{-1}
		k = 0.03 Hz·s^{-1}
„roll test“	A = 0.5 mm, interval frekvencí buzení f 0 Hz až 30 Hz, buzení kol předního dvojkolí v protifázi	k = 0.2 Hz·s^{-1}
		k = 0.03 Hz·s^{-1}
„cyclic top test“	A = 6 mm, interval frekvencí buzení f 0 Hz až 7 Hz, buzení kol předního dvojkolí ve fázi	k = 0.2 Hz·s^{-1}
		k = 0.03 Hz·s^{-1}
„cyclic top test“	A = 2 mm, interval frekvencí buzení f 0 Hz až 7 Hz, buzení kol předního dvojkolí ve fázi	k = 0.2 Hz·s^{-1}
		k = 0.03 Hz·s^{-1}

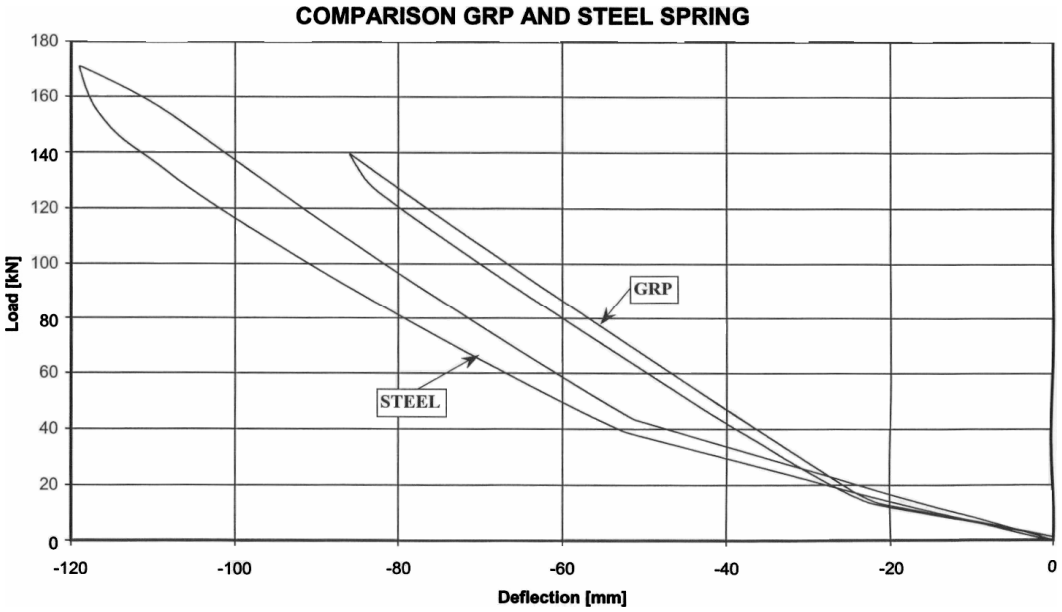
Měřenými (a zdokumentovanými) kinematickými a dynamickými veličinami byly relativní výchylky a zrychlení zatěžovacích servoválců, síly působící mezi servoválci a koly vagonu, zrychlení kol v kontaktních bodech se servoválci, relativní výchylky mezi koly a skříní vagonu, zrychlení na středu nápravy předního dvojkolí a zrychlení na šesti místech skříně vagonu.

POČÍTAČOVÉ MULTIBODY MODELY VAGONU

V prostředí software **alaska** [3] (software pro vyšetřování kinematických veličin a dynamického chování nelineárních prostorových vázaných mechanických systémů tvořených soustavou těles) byly vytvořeny modulové multibody modely nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA určené pro simulace laboratorních zkoušek [4]. Byly vytvořeny multibody modely prázdného a tří variant částečně naloženého vagonu, které odpovídají zatížení vagonu při provádění laboratorních zkoušek [1]. Výchozími údaji pro tvorbu multibody modelů vagonu MGR Coal Hopper HAA byly zejména zprávy [1,5] a článek [6]. Se stávajícími multibody modely vagonu je možné simulovat deset variant laboratorního kinematického buzení kol vagonu

širokopásmovým lineárně rozmítaným sinusovým signálem ve svislém směru (viz tabulka 1). Cílem těchto simulací je výpočet časových nebo frekvenčních průběhů kinematických a dynamických veličin vypovídajících o vyšetřovaných vlastnostech vagonu.

Multibody modely nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA jsou tvořeny devíti tuhými tělesy navzájem svázanými devíti kinematickými dvojicemi. Tuhá tělesa odpovídají jednotlivým konstrukčním částím vagonu nebo se jedná o tzv. pomocná tělesa. Multibody modely vagonu mají v kinematických dvojicích celkem deset stupňů volnosti. V multibody modelech lze ve vypružení vagonu uvažovat pětilistové parabolické ocelové nebo dvoulistové kompozitní pružiny.



Obr.4 Laboratorně změřené statické deformační charakteristiky ocelové a kompozitní pružiny

Pružiny a kontakty kol se zkušebním stendem jsou v multibody modelech vagonu modelovány propojením příslušných bodů silovými pružně tlumicími prvky. Nelineární deformační charakteristiky pětilistových parabolických ocelových a dvoulistových kompozitních pružin byly stanoveny na základě laboratorně změřených statických charakteristik uvedených na obr. 4 (převzatý z [5]); z důvodu, že software **alaska 2.3** neumožňuje, aby charakteristikou pružně tlumicího prvku byla hysterezní křivka, byly charakteristiky z obr. 4 zprůměrovány. Lineární součinitelé vertikálního tlumení ocelových a kompozitních pružin byly převzaty z [5]. Zdroje pro stanovení lineární vertikální tuhosti a lineárního součinitele vertikálního tlumení v kontaktu kola se zkušebním stendem jsou uvedeny ve [4].

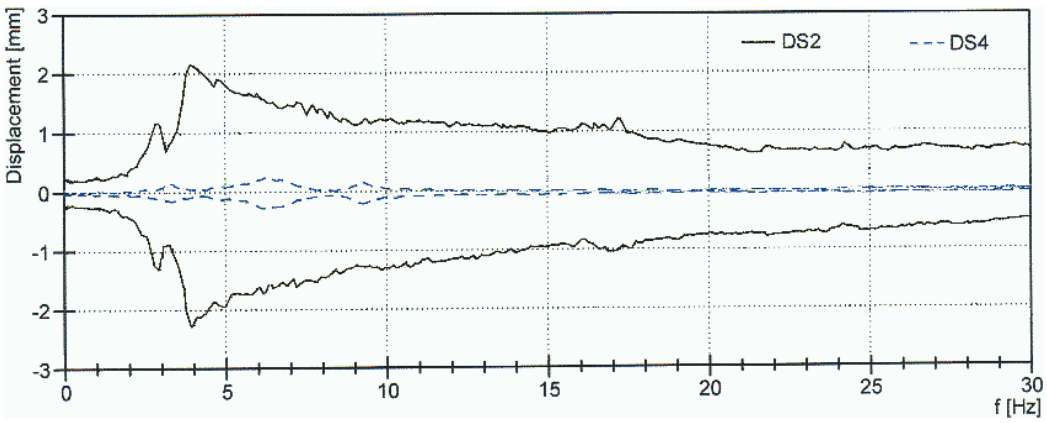
VÝSLEDKY LABORATORNÍCH ZKOUŠEK A POČÍTAČOVÝCH SIMULACÍ

S multibody modely nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA byly provedeny simulace všech vybraných zatěžovacích režimů, kterým byl vagon podroben na zkušebním stendu (viz tabulka 1), a další studijní výpočty.

Při simulacích pohybu s multibody modely jsou softwarem **alaska** generovány Lagrangeovou metodou nelineární pohybové rovnice, které jsou řešeny přímou numerickou integrací. Uvedené výsledky byly získány při použití Shampinova-Gordonova integračního algoritmu (ve [3] odkaz na [7]).

Všechny kinematické a dynamické veličiny naměřené při laboratorních zkouškách byly porovnávány s odpovídajícími veličinami stanovenými při simulacích. V tomto příspěvku jsou uvedeny pouze výsledky „bump testu“ s prázdným vagonem s pětilistovými parabolickými ocelovými pružinami při amplitudě vertikálních výchylek předních kol A = 1 mm. Poznatky vyplývající ze srovnání výsledků této laboratorní zkoušky a její počítačové simulace lze však zobecnit pro všechny zatěžovací režimy:

- K rezonančním stavům identifikovaným ze záznamů pořízených při laboratorních zkouškách dochází při vyšších frekvencích (v případě prázdného vagonu s parabolickými pětilistovými ocelovými pružinami cca 4 Hz – viz obr.5) než při počítačových simulacích (v případě prázdného vagonu s parabolickými pětilistovými ocelovými pružinami cca 2 Hz – viz obr.6).
- Velikosti amplitud sledovaných veličin v rezonančních stavech naměřené při laboratorních zkouškách jsou nižší (v případě relativních výchylek mezi předním pravým kolem a skříní prázdného vagonu s parabolickými pětilistovými ocelovými pružinami cca 2 mm – viz obr. 5) než stanovené při počítačových simulacích (pro relativní výchylky mezi předním pravým kolem a skříní prázdného vagonu s parabolickými pětilistovými ocelovými pružinami cca 13 mm – viz obr. 6).
- Charakter průběhu sledovaných veličin stanovených při laboratorních zkouškách a při počítačových simulacích se příliš neliší.



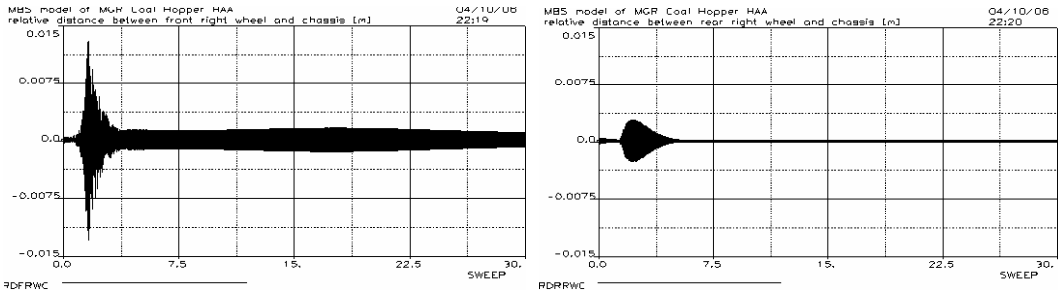
Obr.5 Obálky experimentálně změřených relativních výchylek mezi koly a skříní prázdného vagonu s pětilistovými parabolickými ocelovými pružinami při „bump testu“ s amplitudou vertikálních výchylek předních kol A = 1 mm (DS2 – pravé přední kolo, DS4 – pravé zadní kolo)

Na základě výsledků studijních výpočtů se podle předpokladu ukázal nejproblematičtější model listových pružin:

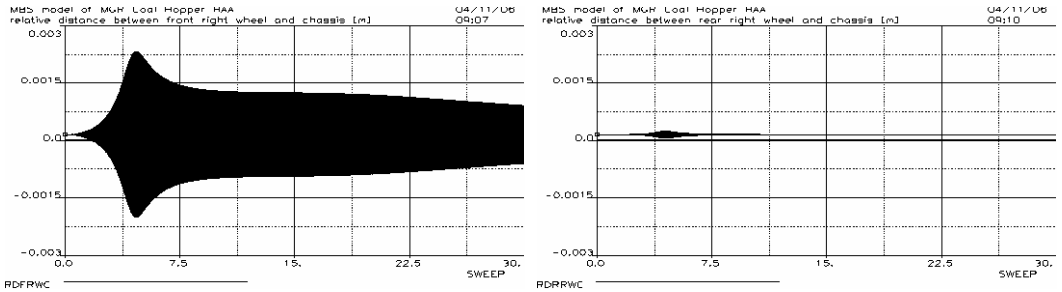
1. Vertikální tuhostní charakteristiky listových pružin použité v multibody modelech byly stanoveny v laboratorních podmínkách při jejich statickém zatěžování, nikoli zatěžování dynamickém.
2. Software **alaska 2.3** neumožňuje, aby charakteristikou pružně tlumicího prvku byla hysterezní křivka.

3. Z konstrukčního řešení pětilistové parabolické ocelové pružiny (viz obr. 3) je zřejmé, že mezi jednotlivými listy pružiny působí při její deformaci třecí síly. Velikost těchto sil nebyla experimentálně zjišťována.
4. Laboratorně stanovené součinitele vertikálního tlumení listových pružin zjevně neodpovídají skutečnosti (tlumení ovlivňuje velikosti amplitud sledovaných veličin v rezonančních stavech). V dostupné literatuře jsou uváděny hodnoty součinitelů vertikálního tlumení listových pružin nákladních vagonů větší – např. v [8] cca o řád.

S cílem zlepšit shodu výsledků laboratorních zkoušek a počítačových simulací byly v multibody modelech zvětšovány vertikální tuhosti i součinitelé vertikálního tlumení listových pružin. V případě prázdného vagonu s parabolickými pětilistovými ocelovými pružinami bylo dosaženo dobré shody výsledků simulací (viz obr. 7) s výsledky laboratorních zkoušek (tzn. rezonanční stav při frekvenci cca 4 Hz a odpovídající si velikosti amplitud sledovaných veličin v rezonančním stavu) při uvažování desetinásobně strmější deformační charakteristice (oproti uvedené na obr. 4) a při sedmdesátinásobně zvětšeném součiniteli vertikálního tlumení pružin.



Obr.6 Relativní výchylky [m] mezi pravým předním a pravým zadním kolem a skříní prázdného vagonu s pětilistovými parabolickými ocelovými pružinami stanovené při počítačové simulaci „bump testu“ s amplitudou vertikálních výchylek předních kol A = 1 mm



Obr.7 Relativní výchylky [m] mezi pravým předním a pravým zadním kolem a skříní prázdného vagonu s pětilistovými parabolickými ocelovými pružinami s upravenými deformačními charakteristikami a součiniteli tlumení při „bump testu“ s amplitudou vertikálních výchylek předních kol A = 1 mm; stanovené při počítačové simulaci

ZÁVĚR

Vliv použití kompozitních místo původních parabolických ocelových pružin na kinematické a dynamické vlastnosti dvounápravového otevřeného nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA byl vyšetřován při laboratorních zkouškách na zkušebním stendu v akreditované Dynamické zkušebně ŠKODA VÝZKUM s.r.o. Byly vytvořeny multibody modely

prázdného a tří variant částečně naloženého vagonu, které odpovídají zatížení vagonu betonovými panely při provádění laboratorních zkoušek na zkušebním stendu [1]. Se stávajícími multibody modely je možné simulovat deset variant laboratorního kinematického buzení kol vagonu, které odpovídají skutečným zatěžovacím režimům realizovaným na zkušebním stendu.

Stávající multibody modely jsou prvním přiblížením virtuálních modelů vagonu (určených pro vyšetřování kinematických a dynamických veličin) k reálnému vagonu. Před uvažovaným rozšířením multibody modelů o model kontaktu kolo - kolejnice, který umožní provádět i simulace jízd vagonu po železniční trati, a o zpřesnění modelu dvojkolí, který bude schopen podchytit jejich elastické vlastnosti, bude nutné se nejdříve zabývat zkvalitněním modelu listových pružin (např. podle [8] nebo [9]).

V současné době zároveň probíhá ověřování multibody modelů vagonu MGR Coal Hopper HAA vytvořených na základě jiného kinematického schématu v software SIMPACK [10]. Výsledky studijních výpočtů s těmito multibody modely potvrzují nedostatečné množství vstupních údajů pro správnou interpretaci reálných vlastností listových pružin [11].

Příspěvek vznikl v rámci řešení projektu Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy České republiky 1M0519 „Výzkumné centrum kolejových vozidel“.

LITERATURA

[1] VÁCLAVÍK, J., CHVOJAN, J., KOTAS, M.: *Interaction between coal wagon and rail at shaker rig at different performance conditions using UIC parabolic five leave steel suspensions*. Technical Report ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 54/02/2003, Plzeň, 2003, 45s.

[2] BROUSIL, J., SLAVÍK, J., ZEMAN, V. *Dynamika*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha, 1989, 328 s. ISBN 80-03-00164-1

[3] ***alaska**, User Manual, Version 2.3*. Institute of Mechatronics, Chemnitz, 1998

[4] POLACH, P. *Multibody modely nákladního železničního vagonu MGR Coal Hopper HAA v software **alaska** pro simulace laboratorního zkoušek*. Výzkumná zpráva ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 0773/2005, Plzeň, 2005. 25 s.

[5] VÁCLAVÍK, J., CHVOJAN, J., POLACH, P. *Project of numerical modelling of the vehicle footprint*. Technical Report ŠKODA VÝZKUM s.r.o., VYZ 54/03/2003, Plzeň, 2003,. 18 s.

[6] CHVOJAN, J., CHERRUAULT, J.Y., KOTAS, M., MAYER, R., GIL MARCOS, N.M., VÁCLAVÍK, J.: Dynamic investigation on freight wagon suspensions. In *Proceedings of ICEM 12 – 12th International Conference on Experimental Mechanics. Bari, 29 August-2 September 2004.* Edit. by C. Pappalettere. Politecnico di Bari, 2004. ISBN 88 386 6273-8

[7] SHAMPINE, L.F., GORDON, M.K.: *Computer-lösung gewöhnlicher Differentialgleichungen.* Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, 1984

[8] PETERSEN, D.E.; HOFFMANN, M. *Dry friction and impact dynamics in railway vehicles*. M.Sc.Eng. Thesis, Informatics and Mathematical Modelling, Technical University of Denmark, Lyngby, 2003, 183 s.

[9] SUGIYAMA, H., SHABANA, A.A., OMAR, M.A., LOH W.-Y.: *Development of nonlinear elastic leaf spring model for multibody vehicle systems*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, article in press. 17 s. ISSN 0045-7825

[10] *SIMPACK 8.800, User Manual*. INTEC GmbH, Weßling, 2006

[11] POLACH, P.; HAJŽMAN, M.: *Computer simulations of wagon excitations on a test stand*. In: Proceedings of presentations from the SIMPACK User Meeting 2006, Baden-Baden, 21-22 March 2006, INTEC GmbH, 2006, not paged (Proceedings: 12). 20 s.