

## SELECTED PROBLEMS ON CAR BOGIE SYSTEMS SIMULATIONS

**J. Mevald\***, **J. Barbora\***, **J. Blekta\***, **T. Krutský\***

**Summary:** *The paper shows some of the capabilities, advantages, disadvantages and restrictions for car bogie systems simulations on several examples concerning implementation of the mathematical model into a proper programming interface and using multibody system software products.*

### 1. Úvod

Vyšetřování dynamických vlastností současných konstrukcí podvozkových systémů vozidel zahrnuje jednak rozsáhlý teoretický výzkum analytický a simulační, jednak výzkum experimentální v laboratořích a v provozních podmínkách. Prvky podvozkových systémů se silnými nelinearitami omezují možnosti komplexního analytického řešení, takže se při vyšetřování dynamických vlastností větší měrou uplatňují metody simulační. Zkušenosti renomovaných firem v automobilovém průmyslu ukazují, že simulační experimenty využívající programy typu multibody system úspěšně nahrazují větší část časově náročnějších a nákladnějších experimentů na reálných objektech.

Tento příspěvek na několika příkladech ukazuje některé možnosti, výhody a nevýhody, případně omezení simulačních výpočtů podvozkových systémů vozidla. Vychází se jednak z programového zpracování matematického modelu, jednak se využívá programových produktů typu multibody system. Vzhledem k omezenému rozsahu příspěvku uvádíme popis matematického modelu pouze u příkladu simulace řízených podvozkových systémů vozidla; u ostatních příkladů odkazujeme na citované prameny.

### 2. Simulace čtvrtinového modelu vozidla

Výchozí matematický model se skládá z odpérované a neodpérované hmoty, mezi nimiž se silové účinky přenášejí kromě nelineární pružiny také řízeným tlumičem, popř. aktivním servoválcem; podrobnosti jsou v dřívějších pracích autorů o vzájemné interakci řízených podvozkových systémech vozidla (1993). Ze simulačních experimentů s kinematickým buzením od nerovností vozovky lze usuzovat o kvalitě vibroizolace z hlediska pohodlí např. podle Griffínova kriteria, resp. z hlediska bezpečnosti testováním kontaktní síly mezi

---

\* Doc. Ing. Josef Mevald, CSc., Doc. Ing. Jaromír Barbora, CSc., Jiří Blekta, Tomáš Krutský.:  
Fakulta strojní, Technická Univerzita v Liberci, Hájkova 6; 461 17 Liberec 1; tel. 48 535  
4145, fax: ; e-mail: josef.mevald@vslib.cz

pneumatikou a vozovkou. Z cyklické simulace můžeme rovněž stanovit optimální hodnotu koeficientu zesílení regulátoru servoválce s dopravním zpožděním. Ze záznamu rezonančních charakteristik při harmonickém buzení lze např. porovnat vibroizolační vlastnosti pro vibroizolační systém pasivní, semiaktivní s řízeným tlumičem podle Karnoppova algoritmu a pro systém s aktivní výkonovou regulací vypružení.

### 3. Simulace rovinného modelu vozidla Pickup s variantami vypružení zadní nápravy

Úkolem bylo posoudit a zhodnotit několik návrhů vypružení zadní nápravy vozidla Favorit Pickup, kde klasické vypružení ocelovými pružinami neposkytuje optimální pohodlí a současně bezpečnost provozu při proměnné provozní hmotnosti nákladu. Simulace ukázaly, že vhodná úprava koncepce vypružení zadní nápravy s využitím pneumatických pružin buď samostatných nebo v kombinaci s ocelovými pružinami může zlepšit jak pohodlí jízdy, tak bezpečnost provozu. Kinematické buzení odpovídalo přejezdu nerovností vozovky typu hrbol ve tvaru kruhového oblouku. Diplomová práce Vajdy (1995) potvrzuje dobrou shodu výsledků simulací rovinného modelu vozidla FAVORIT s výsledky měření na vozidle.

### 4. Simulace zkoušky tlumičů na testeru podvozku vozidla

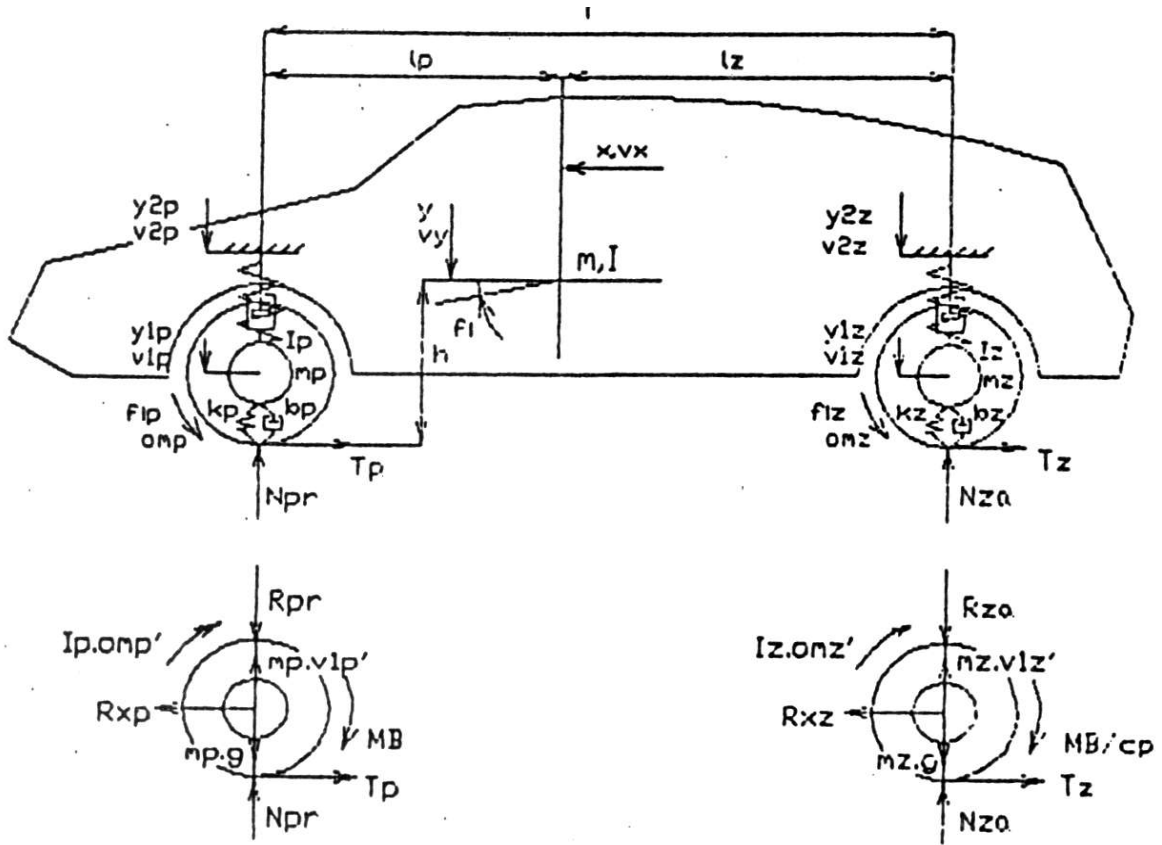
Zjednodušený výpočtový model se skládá z asynchronního elektromotoru se setrvačником, pružné spojky s převodem ozubenými koly s vůlí. Excentrem se převádí rotační pohyb na přímočarý posuvný pohyb vodící desky, která je na excentr přitlačována pružinami s předpětím. Pružné nosíkové měrné členy s tenzometry přenášejí pohyb z vodící desky na opěrnou desku, na které spočívá čtvrtinový model vozidla s testovanými tlumiči. Podrobnosti jsou uvedeny v příspěvku Mevalda & Barbory (1993). Simulace ukázaly, že setrvačné účinky opěrné desky významně zhoršují přesnost měření zejména u lehkých vozidel. Podobně negativní vliv má vůle v převodu ozubenými koly.

### 5. Simulace řízených podvozkových systémů vozidla

U tohoto příkladu uvedeme popis výchozího matematického modelu a naznačíme postup implementace v programovém prostředí Famulus 3.5. Podrobnosti jsou v dřívějších pracích autorů, např. Barbora & Mevald a kol. (1993).

Výchozí rovinný model vozidla je na obr.1. Význam jednotlivých rozměrových parametrů  $l$ ,  $lp$ ,  $lz$ ,  $h$  je zřejmý z nákresu;  $rp$ , resp.  $rz$  značí dynamický poloměr předních, resp. zadních kol. Hmotnost poloviny vozidla je  $M$ , odpérovaná hmotnost činí  $m=M-mp-mz$ , moment setrvačnosti poloviny odpérované hmoty k těžištní ose kolmé k nákresně značíme  $I$ . Obdobně  $mp$ , resp.  $lp$  je hmotnost, resp. moment setrvačnosti předního kola;  $mz$ , resp.  $lz$  analogicky pro zadní kolo. Dráhu vozidla ve vodorovném směru značíme  $x$  a příslušnou rychlost  $v_x$ ; počáteční hodnota je  $v_x\theta$ . Svislý posuv těžiště odpérované hmoty je  $y$  a rychlost  $v_y$ , úhlovou výchylku odpérované hmoty značíme  $\varphi$  a příslušnou úhlovou rychlost  $\omega$ .

Proměnnými  $y_{lp}$ , resp.  $v_{lp}$  značíme svislý posuv těžiště předního kola, resp. jeho rychlost. Svislý posuv, resp. rychlost posuvu těžiště předního odpružení značíme  $y_{2p}$ , resp.  $v_{2p}$ . Ekvivalentní význam mají veličiny  $y_{lz}$ ,  $v_{lz}$ ,  $y_{2z}$  a  $v_{2z}$  u zadní nápravy. Úhlová rychlost a úhlová výchylka předního kola je  $\varphi_p$  a  $\omega_p$ , u zadního kola  $\varphi_z$  a  $\omega_z$ .



Obr. 1. Rovinný model pro simulaci řízených podvozkových systémů vozidla

Soustavu pohybových rovnic lze napsat ve tvaru:

$$\begin{aligned}
 M \cdot (vx)' &= -Tp - Tz, \\
 m \cdot (vy)' &= m \cdot g - Rpr - Rza, \text{ kde } m = M - mp - mz, \\
 I \cdot (om)' &= (Tp + Tz) \cdot h + Rza \cdot lz - Rpr \cdot lp, \\
 mp \cdot (vlp)' &= mp \cdot g - Npr + Rpr, \\
 mz \cdot (vlz)' &= mz \cdot g - Nza + Rza, \\
 Ip \cdot (omp)' &= Tp \cdot rp - MB, \\
 Iz \cdot (omz)' &= Tz \cdot rz - \frac{MB}{cp}.
 \end{aligned}$$

V předchozí rovnici vyjadřuje  $cp$  součinitel přebrzdění předních kol:  $cp = cp0 \cdot f(y2z)$ .  
 K výše uvedeným pohybovým rovnicím doplníme kinematické vazby:

$$\begin{aligned}
 x' &= vx, \quad y' = vy, \quad (fi)' = om, \quad (y1p)' = vlp, \quad (y1z)' = vlz, \\
 y2p &= y + lp \cdot fi, \quad y2z = y - lz \cdot fi, \\
 v2p &= vy + lp \cdot om, \quad v2z = vy - lz \cdot om.
 \end{aligned}$$

V předchozích vztazích symboly  $'$  a  $(..)'$  značí derivace podle času.

Dále jsou uvedeny vztahy pro výpočet tečné složky síly na předním kole  $T_p$  a analogicky pro složku síly  $T_z$  na zadním kole:

$$T_p = N_{pr} \cdot F_{sp}, \quad T_z = N_{za} \cdot F_{sz}.$$

$F_{sp}$  v předchozím vztahu je součinitel adheze, který je nelineární funkcí skluzu předního kola  $sp$  a rychlosti vozidla  $v_x$ :

$$F_{sp} = F_p(sp, v_x), \quad \text{kde } sp = \frac{v_x - r_p \cdot \omega_{mp}}{v_x}.$$

$N_{pr}$  v tomto vztahu je tlaková normálová složka, která se počítá ze vzorce:

$$N_{pr} = [k_p \cdot (y_{1p} + Y_{0p}) + b_p \cdot (v_{1p} + V_{0p})] > 0,$$

kde  $k_p$  značí součinitel tuhosti přední pneumatiky (je přibližně lineární)  $b_p$  je součinitel lineárního tlumení, počítaný ze vztahu

$$b_p = 2 \cdot z_{ep} \cdot \sqrt{k_p \cdot m_p},$$

kde  $z_{ep}$  je poměrný útlum přední pneumatiky získaný odhadem. Analogicky lze napsat tytéž vztahy i pro zadní kolo:

$$F_{sz} = F_z(sz, v_x), \quad \text{kde } sz = \frac{v_x - r_z \cdot \omega_{mz}}{v_x},$$

$$N_{za} = [k_z \cdot (y_{1z} + Y_{0z}) + b_p \cdot (v_{1z} + V_{0z})] > 0.$$

V předchozím vztahu značí  $Y_{0p} = Y_0(t)$ , resp.  $V_{0p} = V_0(t)$  časový průběh nerovnosti vozovky, resp. její rychlost. Podobně platí  $Y_{0z}$ , resp.  $V_{0z}$  i pro zadní kola s tím rozdílem, že funkce jsou zpožděny o prodlevu úměrnou rozvoru vozidla.

Reakce v předním závěsu  $R_{pr}$  je složena ze síly  $F_{pp}$ , pružiny předního kola a síly  $F_{tp}$  předního tlumiče. Obě síly jsou získány aproximací experimentálně naměřených hodnot  $y_p[\ ] = y_p[x_p]$  a  $w_p[\ ] = w_p[v_p]$ . Při aproximaci se využívá splinových funkcí:

$$\begin{aligned} R_{pr} &= F_{pp}(y_{1p}, y_{2p}) + F_{tp}(v_{1p}, v_{2p}), \\ F_{pp}(y_{1p}, y_{2p}) &= \text{SplineInt}(x_p[\ ], y_p[\ ], p_{yp}[\ ], d_{yp}), \\ F_{tp}(v_{1p}, v_{2p}) &= \text{SplineInt}(v_p[\ ], w_p[\ ], p_{wp}[\ ], d_{vp}), \\ d_{yp} &= y_{2p} - y_{1p}, \quad d_{vp} = v_{2p} - v_{1p} \end{aligned}$$

Obdobně popisujeme síly v závěsu zadního kola:

$$\begin{aligned} R_{pz} &= F_{pz}(y_{1z}, y_{2z}) + F_{tz}(v_{1z}, v_{2z}), \\ F_{pz}(y_{1z}, y_{2z}) &= \text{SplineInt}(x_z[\ ], y_z[\ ], p_{yz}[\ ], d_{yz}), \\ F_{tz}(v_{1z}, v_{2z}) &= \text{SplineInt}(v_z[\ ], w_z[\ ], p_{wz}[\ ], d_{vz}), \\ d_{yz} &= y_{2z} - y_{1z}, \quad d_{vz} = v_{2z} - v_{1z}. \end{aligned}$$

Odezva brzdného momentu na vstupní výchylku brzdového pedálu odpovídá odezvě soustavy druhého řádu s časovými konstantami  $T1$  a  $T3$  pro přední kolo, resp.  $T2$  a  $T4$  pro zadní kolo.

Regulaci brzdných účinků (ABS) lze volit podle čtyřech algoritmů řízení. Např. tzv. výkonová regulace definuje regulační odchylku předního kola

$$DelX1 = W1 - X1, W1 = KonstVR \cdot Fsp \cdot sp,$$

$$Werk1 = rp \cdot epsp \cdot vx - rp \cdot ax \cdot omp,$$

$$X1 = -1 \text{ pro } epsp = 0 \text{ AND } omp = 0,$$

$$X1 = 1 \text{ pro } Werk1 = 0,$$

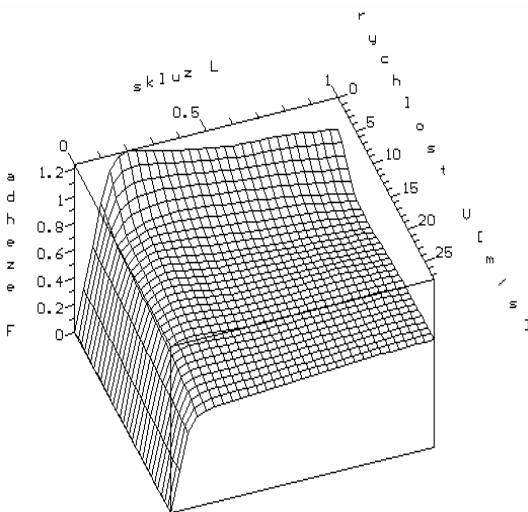
$$X1 = (Fsp - Fsp0) \cdot \frac{vx^2}{Werk1}.$$

U regulace na skluz se zadává přípustná hodnota skluzu  $Ws$ . Potom je regulační odchylka pro přední kolo:

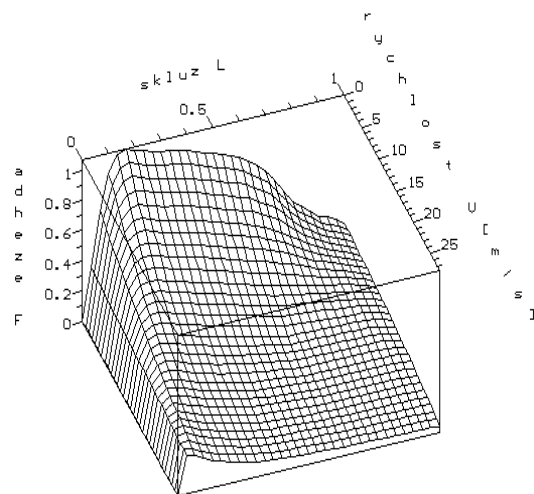
$$DelX1 = W1 - X1, W1 = Ws, X1 = sp.$$

Obdobně lze psát vztahy pro zadní kolo, přičemž index 1 vyměníme za index 2.

Optimální řízení brzdných účinků je komplikováno relativně složitou funkční závislostí adheze na skluzu a současně na rychlosti vozidla (tzv. skluzové charakteristiky). Ty se výrazně mění s typem vozovky a typem, popř. nahuštěním pneumatik. V programu lze volit čtyři typy adhezních funkcí dvou proměnných pro kontakt radiální pneumatiky s vozovkou typu suchý asfalt, mokrý asfalt, náledí a středně hrubý šterk. Tvar adhezní funkce pro suchý asfalt je patrný z obr.2, zatímco obr.3 zobrazuje adhezní funkci pro mokrý asfalt s 1 mm vrstvou vody. Můžeme také volit čtyři typy nerovností vozovky: roleta (ve tvaru harmonické funkce), pila, skok a hrbol (ve tvaru půlplny sinusovky). V programu lze zadat semiaktivní řízení tlumičů podle Karnoppova algoritmu s dopravním zpožděním řídicího signálu.

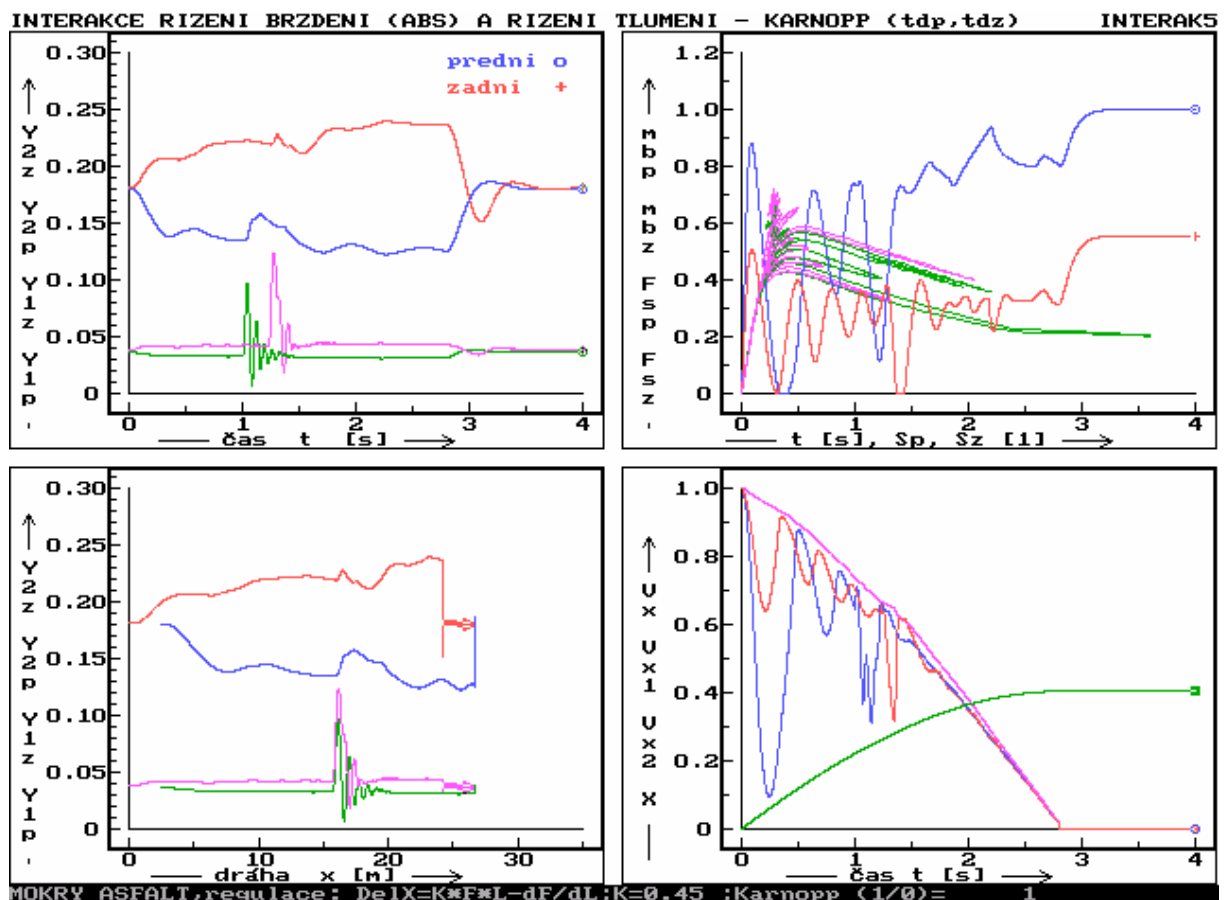


Obr.2. Adhezní funkce pro suchý asfalt



Obr.3. Adhezní funkce pro mokrý asfalt

Příklad simulace zabrzdění popsaného modelu vozidla s ABS a s regulací tlumičů podle Karnoppova algoritmu na mokrém asfaltu a s nerovností typu hrbol ukazuje obr.4. V levém horním okně jsou časové průběhy výchylek přední a zadní nápravy společně s výchylkami karoserie v místě ukotvení přední, resp. zadní pružící jednotky. Podobně jsou v levém dolním okně tytéž výchylky jako funkce dráhy  $x$  vozidla. V průběhu řešení zesílené vektory animují polohu a sklon podvozku, resp. karoserie. V pravém horním okně jsou v bezrozměrných proměnných časové průběhy brzdných momentů na přední a zadní nápravě společně s průběhy pracovních bodů adhezních funkcí na skluzových charakteristikách. V pravém dolním okně jsou poměrné hodnoty obvodových rychlostí kol vzhledem k počáteční rychlosti vozidla a poměrná rychlost vozu společně s poměrnou dráhou vozidla.

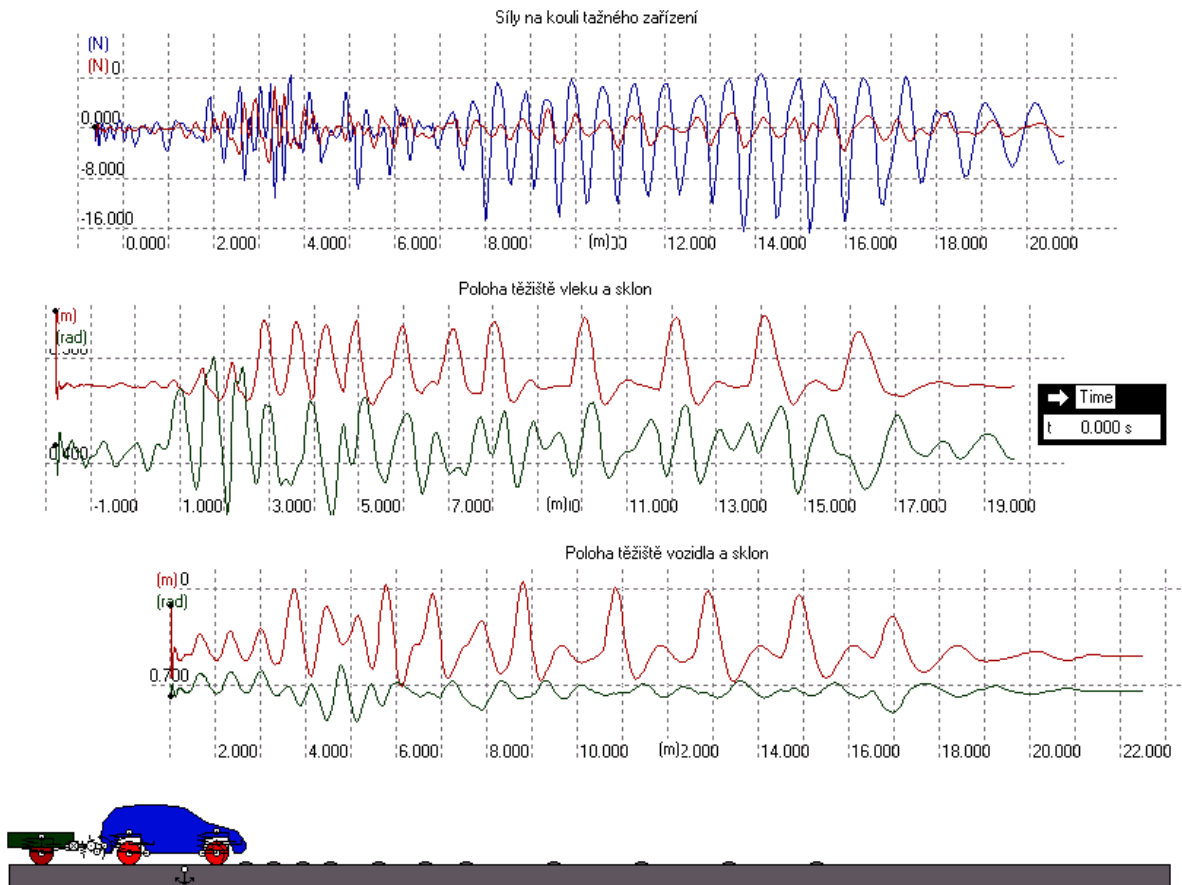


Obr.4. Brzdění vozidla s ABS a s regulací tlumičů na mokré vozovce s nerovností typu hrbol

## 6. Simulace modelu osobního vozidla s přívěsem v prostředí WM2D

V tomto příkladě se ukazují některé možnosti využití rovinného multibody programového produktu Working Model 2D při simulaci rovinného modelu osobního vozidla s přívěsem. Vyšetřuje se vliv tuhosti tažného zařízení na silové účinky a namáhání exponovaných konstrukčních částí tažného zařízení. Hlavní výhodou tohoto prostředí je velmi snadné sestavení zjednodušeného rovinného modelu, bezproblémové definování kontaktů mezi tělesy a v neposlední řadě rychlost řešení a variabilita zadávání změněných parametrů. Zřejmou nevýhodou je omezení na rovinné modely.

Na obr. 5 je záznam jedné simulace přejezdu modelu vozidla s přívěsem na vozovce s nerovnostmi typu hrboly ve tvaru kruhových oblouků. V horním grafu je modře, resp. červeně průběh vodorovné, resp. svislé složky síly na kouli tažného zařízení v závislosti na vodorovné souřadnici koule tažného zařízení. Ve středním grafu je červeně, resp. zeleně průběh svislé, resp. úhlové výchylky odpérované hmoty přívěsu v závislosti na vodorovné souřadnici těžiště odpérované hmoty přívěsu. V dolním grafu jsou obdobné průběhy pro odpérovanou hmotu (těžiště karoserie) vozidla.



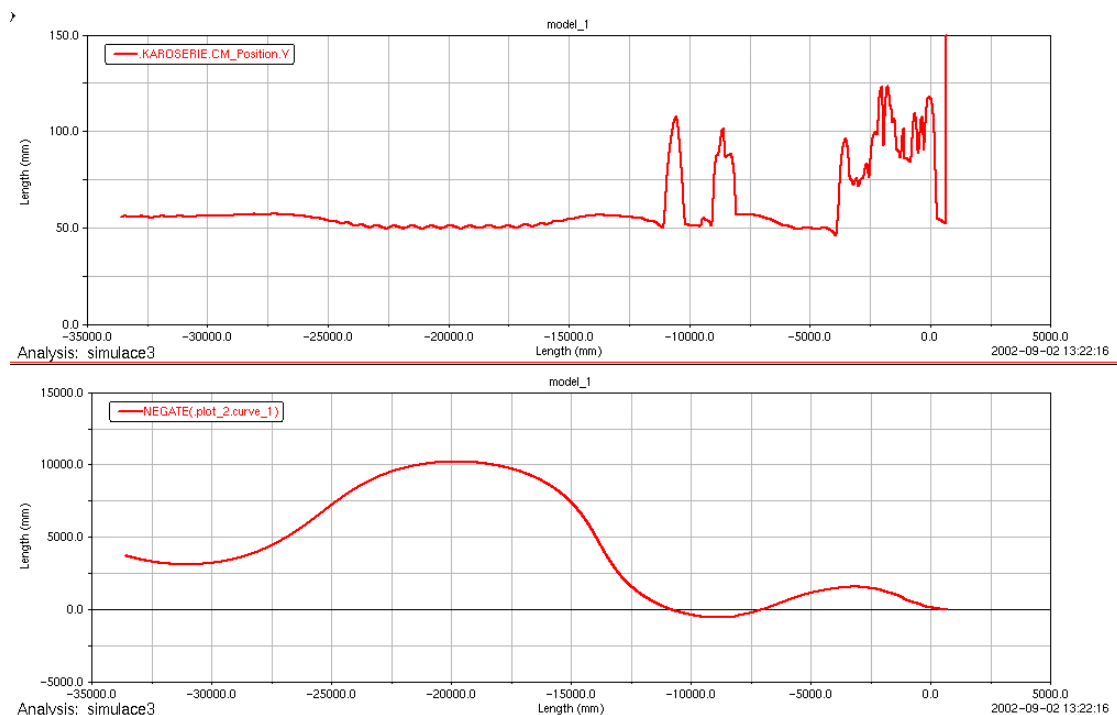
Obr.5. Záznam simulace přejezdu nerovností rovinného modelu vozidla s přívěsem

## 7. Simulace 3D modelu vozidla v prostředí Adams View

Zvolený příklad simulace umožňuje vyšetření časových průběhů kinematických a silových veličin 3D modelu podvozkového systému vozidla v programovém prostředí Adams View, kdy se simuluje přejezd několika příčných hrbolů při střídavém zatáčení. Při návrhu takového modelu se obvykle musí řešit kompromis mezi požadavky na přesnost a výstižnost modelování skutečných poměrů a na možnosti programového prostředí s ohledem na časové nároky na odladění modelu a na simulační experimenty. Podrobnější popis se zobrazením modelu a několika simulacemi je uveden v příspěvku Blekty (2002) a ve zprávě Šklíby & Mevalda & Blekty (2002).

Příklad záznamu simulace je na obr.6, kde v horní části záznamu je průběh svislé polohy těžiště vozidla v závislosti na ujeté dráze, zatím co v dolní části je příčná poloha těžiště

vozidla v závislosti na ujeté dráze (dráha vozidla je v grafech ve shodě s animací) zprava doleva. Poznamenejme, že jedna simulace 3D modelu na pracovní stanici Silicon Graphic trvala přibližně dvě hodiny.



Obr.6. Svislá poloha (nahore) a příčná poloha (dole) těžiště vozidla jako funkce dráhy

## 8. Závěr

V příspěvku se ukazují na několika příkladech některé možnosti vyšetřování dynamických vlastností podvozkových systémů vozidla. Pozornost se věnuje zejména simulacím nelineárních modelů řízených podvozkových systémů, které vycházejí z matematického popisu s implementacemi v prostředí FAM 35, kdy lze poměrně snadno a rychle vyšetřovat vliv sledovaných parametrů na dynamické chování vozidla, optimalizovat parametry apod. Tento postup je vhodný zejména pro analýzu čtvrtinových a půlových modelů řízených i neřízených nelineárních podvozkových systémů vozidla.

Simulace využívající programové produkty typu multibody system jsou vhodné pro geometricky výstižnější a podrobnější modelování podvozkových systémů. Modelování v prostředí WM2D je pohodlné a rychlé, nevýhodou je omezení na rovinné modely podvozkových systémů. Simulace 3D modelu v prostředí Adams View je velmi účinným nástrojem pro vyšetřování dynamiky vozidel. Efektivní využívání však vyžaduje dobrou znalost možností jednotlivých částí programu a zejména zkušenost s vhodným zjednodušováním modelovaného, obvykle velmi složitého, reálného systému. Časové nároky na odladění modelu a na počítačové experimenty bezprostředně závisí na složitosti modelu. V další etapě uvažujeme o efektivnějších simulacích 3D podvozkových systémů s využitím dalších bloků prostředí Adams, např. modulů Car, Tire, aj.



## 9. Poděkování

Tato práce vznikla za podpory Výzkumného záměru MSM 242100001 Optimalizace vlastností strojů a pracovních procesů.

## 10. Literatura

Barbora, J. & Mevald, J. a kol.: (1993) Interakce řízených podvozkových systémů vozidla. *Zpráva z grantového úkolu 2001*, KSK-KMP, FS TU v Liberci, p.115.

Vajda, J.(1995): Rovinný model vozidla. *Diplomová práce*. KMP, FS TU v Liberci.

Mevald, J. & Barbora, J.(1993) Modelování pohonu testeru podvozku vozidla., in: *Dynamická a pevnostní analýza pohonových systémů*, Svratka, pp.181-184.

Blekta, J. (2002) Simulace dynamického chování podvozku osobního automobilu, in:CD z 3.setkání uživatelů softwarů ADAMS. Špindlerův Mlýn.

Šklíba, J., Mevald, J. & Blekta, J. (2002) Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím.in: *Výzkumný záměr MSM 242100001 Optimalizace vlastností strojů a pracovních procesů*. KMP, FS TU v Liberci.