

## VLASTNOSTI HYDRAULICKÉHO TLUMIČE VOZIDEL

Gabriela KOREISOVÁ, Josef KOREIS

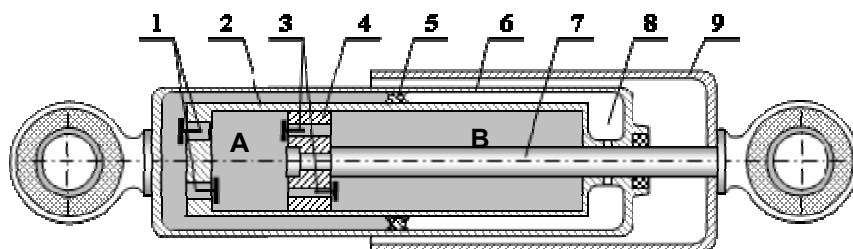
Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky

### 1. Základní vlastnosti hydraulického tlumiče

Hydraulický tlumič je součástí pružící jednotky vozidel. Pružící jednotka je obvykle tvořena mechanickou pružinou, (listovou, šroubovou, torzní), a hydraulickým tlumičem. Existují i speciální druhy odpružení vozidel s hydropneumatickými pružinami, (Citroen DS19), nebo s velkorozměrovými pneumatickými pružinami, (autobusy, kolejová vozidla). Článek je zaměřen na popis vlastností klasického uspořádání pružící jednotky osobních vozidel, tvořené vinutou šroubovou pružinou a hydraulickým tlumičem. Pružina nese část hmotnosti vozidla, připadající na odpružené kolo. Mechanický systém „závaží na pružině“ představuje teoretický kmitavý dynamický systém, charakterizovaný ustálenými kmity s konstantní amplitudou. Hydraulický tlumič tvoří tlumící sílu, která s rostoucím časem snižuje radikálně amplitudy kmitů karoserie nad kolem.

Teoreticky se hydraulický tlumič nepodílí na přenosu hmotnosti karoserie na odpružené kolo. V ustáleném stavu, (např. když vozidlo stojí), nepřenáší hydraulický tlumič žádnou sílu. Tento předpoklad je teoretický a moderních hydraulických tlumičů není splněn. Také hydraulický tlumič může v ustáleném stavu přenášet nenulovou statickou zatěžovací sílu. Rozhodující funkcí hydraulického tlumiče je, tvořit v přechodovém režimu tlumící sílu závislou na rychlosti pohybu kola a karoserie nad kolem. Tlumící síla tvořená hydraulickým tlumičem má vždy dvě složky. První složka tlumící síly je tvořena viskozním třením pístu tlumiče ve vedení pracovního válce. Druhá složka je tvořena tlumícími ventily, zabudovanými v pístu tlumiče.

Schematické uspořádání vozidlového hydraulického tlumiče je na obr.1.



Obr. 1 Schematické uspořádání tlumiče  
Fig. 1 Schematic drawing form at damper

Na obr. 1 je označeno:

- |  |                          |
|--|--------------------------|
| 1. – Základní ventily. (Sací a přepouštěcí). | 2. – Pracovní válec.     |
| 3. – Tlumící ventily.                        | 4. – Pracovní píst.      |
| 5. – Volný píst. (Oddělovací)                | 6. – vnější plášť        |
| 7. – Pístnice.                               | 8. – Vyrovnávací komora. |
| 9. – Kryt.                                   |                          |

Podle tlaku ve vyrovnávací komoře se tlumiče rozdělují na tři základní druhy.

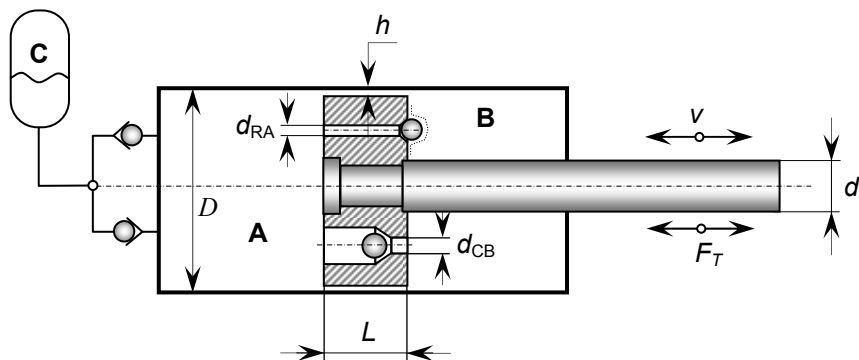
a) – Atmosférické. Vyrovnávací komora je spojena s okolní atmosférou. V ustáleném stavu je ve vyrovnávací komoře konstantní atmosférický tlak. Vyrovnávací komora je naplněna vzduchem. Při vysunování pístnice vzniká v pracovní komoře „A“ podtlak. Při velkých rychlostech pohybu pístu je vznik podtlaku příčinou pění oleje, poklesu měrné hmotnosti oleje a poklesu tlumící síly. Podtlak je také příčinou kavitace v oblasti základních ventilů. Vzduch ve vyrovnávací komoře obsahuje kyslík, který je příčinou koroze kovových materiálů. Atmosférické tlumiče jsou již technicky zastaralé.

b) – Nízkotlaké tlumiče mají vyrovnávací komoru uzavřenou, naplněnou dusíkem s nízkým tlakem 2,5 ÷ 5 bar. To je dostatečný tlak na odstranění všech nevýhod atmosférických tlumičů.

c) – Vysokotlaké tlumiče mají vyrovnávací komoru uzavřenou, naplněnou dusíkem s relativně vysokým plnicím tlakem 25 bar. Tím jsou odstraněny nevýhody atmosférických tlumičů a snižuje se hlučnost činnosti ventilů. Současně hydropneumatický tlumič působí jako slabá pneumatická pružina. Při pohybu pístu je vždy jeden tlumící ventil otevřen a umožňuje průtok oleje mezi pracovními komorami „A“ a „B“. V ustáleném stavu, bez pohybu pístu, je v obou pracovních komorách „A“ a „B“ stejný tlak oleje 25 bar totožný s plnicím tlakem dusíku ve vyrovnávací komoře. Síla přenášená pneumatickou pružinou tlumiče je určena součinem plochy pístnice a tlaku dusíku ve vyrovnávací komoře. Základní vlastností hydraulického tlumiče je, že vyvine větší tlumící sílu při zasunování pístnice a menší tlumící sílu při vysunování pístnice. To je dáno jednak konstrukčním uspořádáním základních ventilů, (může být jen jeden předpnutý pružinou, průtočný v obou směrech), a zejména rozdílným naladěním hydraulických odporů v pístu zabudovaných tlumících ventilů.

## 2. Vztahy pro určení velikosti tlumící síly.

Tlumící síla je vždy funkcí rychlosti pohybu pístu s pístnicí. Existují dva typické případy. Lineární tlumící síla je lineárně závislá na rychlosti.  $F_{T1} = b_1 \cdot v$ . Kvadratická tlumící síla je kvadraticky závislá na rychlosti.  $F_{T1} = b_2 \cdot v^2$ . Charakter tlumení je závislý na geometrických parametrech hydraulických odporů a na charakteru proudění oleje přes funkční prostor hydraulických odporů. Základní geometrické parametry jsou na obr. 2.



Obr. 2. Základní geometrické parametry  
Fig. 2. Basic geometric parameters

Na obr. 2 je plynová komora schematicky nahrazena plynovým hydraulickým akumulátorem „C“. Píst má dvě rozdílné aktivní plochy  $S_A = \pi \cdot D^2/4$ ,  $S_B = \pi \cdot (D^2 - d^2)/4$ . Plocha pístnice je  $S_C = \pi \cdot d^2/4$ . Při pohybu pístu rychlostí  $v$  tomu odpovídají průtoky  $Q_A = v \cdot S_A$ ,  $Q_B = v \cdot S_B$  a  $Q_C = Q_A - Q_B = v \cdot S_C$ . Při zasouvání pístnice protéká průtok  $Q_B$  přes otevřený tlumící ventil do uzavřeného prostoru „B“ a průtok  $Q_C$  teče do akumulátoru „C“. Tlakový spád na tlumícím odporu je  $\Delta p_{AB} = p_A - p_B$ . Při vysouvání pístnice z uzavřeného prostoru „B“ protéká průtok  $Q_B$  přes otevřený tlumící ventil do prostoru „A“, a současně z akumulátoru „C“ se prostor „A“ doplňuje průtokem  $Q_C$ . V obou směrech pohybu pístu protéká přes tlumící ventily stejně velký průtok  $Q_B$ , a přes základní ventil malý průtok  $Q_C$ .

Když odpory tlumících ventilů jsou stejně velké, nebo je použit jen jeden tlumící otvor bez zpětného ventilu, je tlumič jednočinný. Když jsou v pístu dva jednosměrné tlumící ventily stejného typu s rozdílným odporem, je tlumič dvojčinný. Tlumící síla má dvě složky.  $F_T = F_{T1} + F_{T2}$ . Viskózní tření pístu v pracovním válci tvoří lineární tlumící sílu  $F_{T1}$ , nezávislou na směru pohybu. Tlumící jednosměrné ventily v pístu tvoří buď lineární, nebo kvadratickou tlumící sílu  $F_{T2}$ , závislou na směru pohybu.

Na obr. 2 je  $h$  šířka těsnící spáry. Koeficient viskozního tření pístu v pracovním válci se odvodí z Newtonova vztahu:

$$\tau = \frac{F_{T1}}{S_T} = \mu \cdot \frac{dv}{dr}, \quad \frac{dv}{dr} = \frac{v}{h}, \quad S_T = \pi \cdot D \cdot L, \quad \Rightarrow F_{T1} = \tau \cdot S_T = \pi \cdot \rho \cdot v \cdot \frac{D \cdot L}{h} \cdot v = b_{1L} \cdot v \quad (1)$$

$$\text{Odkud pro koeficient viskozního tření plyne:} \quad b_{1L} = \pi \cdot \rho \cdot v \cdot \frac{D \cdot L}{h} \quad (2)$$

Při obvyklých rozměrech a parametrech tlumičového oleje vychází hodnota  $b_{1L}$  velmi malá, (menší než 100 Ns/m). To je dáno tím, že zahrnuje pouze vliv tření uvnitř kapaliny v těsnící spáře, při nulovém tlakovém spádu na pístu.

Takové malé viskózní tření se vyskytuje u řídicích šoupátek, které mají vodící nákrůžky bez těsnících prvků. Písty hydraulických válců, a hydraulického tlumiče, jsou opatřeny těsnícími prvky, (manžetami, nebo „O“ kroužky). Pryžové těsnící prvky jsou montovány s radiálním předpětím a zvyšují radikálně lineární koeficient tlumení pohybu pístu ve válci. (Až 30x, podle druhu těsnění).

Na obr. 2 je v horní části pístu znázorněn hydraulický odpor tvořený otvorem délky  $L$  a průměru  $d_R \ll L$ . Proudění kapilárním otvorem je laminární, ( $\lambda = 64/\text{Re}$ ), a pro tlakový spád platí:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d_R} \frac{1}{2} \rho \cdot v_R^2 = 32 \cdot \frac{L}{d_R^2} \cdot v \cdot \rho \cdot v_R \quad (3)$$

Parametry příslušející odporu jsou označeny indexem „R“, pístu s pístnicí indexem „P“. Tlakový spád na odporu se vyjádří pomocí rychlosti pístu. (Z rovnice kontinuity).

$$\Delta p = 32 \cdot \frac{L}{d_R^2} \cdot v \cdot \rho \cdot v_R = 32 \cdot \frac{L}{d_R^2} \cdot v \cdot \rho \cdot \frac{S_P}{S_R} \cdot v_P = 32 \cdot \frac{L \cdot D_P^2}{d_R^4} \cdot v \cdot \rho \cdot v_P \quad (4)$$

$$\text{Tlumicí síla je: } F_{T2L} = \Delta p \cdot S_P = 32 \cdot \frac{L \cdot d_P^2}{d_R^4} \cdot S_P \cdot v \cdot \rho \cdot v_P = 8 \cdot \pi \cdot \rho \cdot v \cdot \frac{L \cdot D_P^4}{d_R^4} \cdot v_P = b_{2L} \cdot v_P \quad (5)$$

V pístu jsou vždy dva tlumící ventily stejného druhu. U dvojčinných tlumičů jsou průtočné plochy tlumících odporů  $S_R$  rozdílné.

Na obr. 2 je v dolní části naznačen jeden jednosměrný tlumící ventil s průměrem clonky  $d_{CB}$ , propustný ve směru průtoku z prostoru **B** do prostoru **A**, při vysunování pístnice. Stejný jednosměrný tlumící ventil s průměrem clonky  $d_{CA}$ , propustný ve směru průtoku z prostoru **A** do prostoru **B**, (při zasunování pístnice), je v horní části pístu. (Na místě v obr. znázorněného lineárního odporu). Za předpokladu, že celý průtok tvořený pohybem pístu protéká clonkou otevřeného tlumícího ventilu platí:

Při zasunování pístnice je:

$$\text{Průtok: } Q_B = S_B \cdot v_P = S_{CA} \cdot v_C, \quad S_B = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad S_{CA} = \frac{\pi d_{CA}^2}{4} \quad (6)$$

$$\text{Tlakový spád: } \Delta p_{AB} = p_A - p_B = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot v_C^2 = \zeta \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot \frac{S_B^2}{S_{CA}^2} \cdot v_P^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(D^2 - d^2)^2}{d_{CA}^4} \cdot \rho \cdot v_P^2 \quad (7)$$

$$\text{Tlumicí síla: } F_{T2A} = p_A \cdot S_A - p_B \cdot S_B = \frac{\pi}{4} \cdot (p_A D^2 - p_B (D^2 - d^2)) = \frac{\pi}{4} \cdot (\Delta p_{AB} \cdot D^2 + p_B \cdot d^2) \quad (8)$$

Prostor „B“ je sací a tlak  $p_B$  může klesnout až na atmosférický. Pro zjednodušení výpočtu lze předpokládat, složka  $p_B \cdot d^2$  je zanedbatelně malá oproti složce  $\Delta p_{AB} D^2$ .

Potom tlumící síla bude: 
$$F_{T2A} = \Delta p \cdot S_A = \frac{\pi \cdot \rho}{8} \cdot \frac{D^6}{d_{CA}^4} \cdot v^2 = b_{2A} \cdot v^2 \quad (9)$$

Koeficient kvadratického tlumení 
$$b_{2A} = \frac{\pi \cdot \rho}{8} \cdot \frac{D^6}{d_{CA}^4} \quad (10)$$

Analogicky při vysunování pístnice: 
$$b_{2B} = \frac{\pi \cdot \rho}{8} \cdot \frac{D^6}{d_{CB}^4} \quad (11)$$

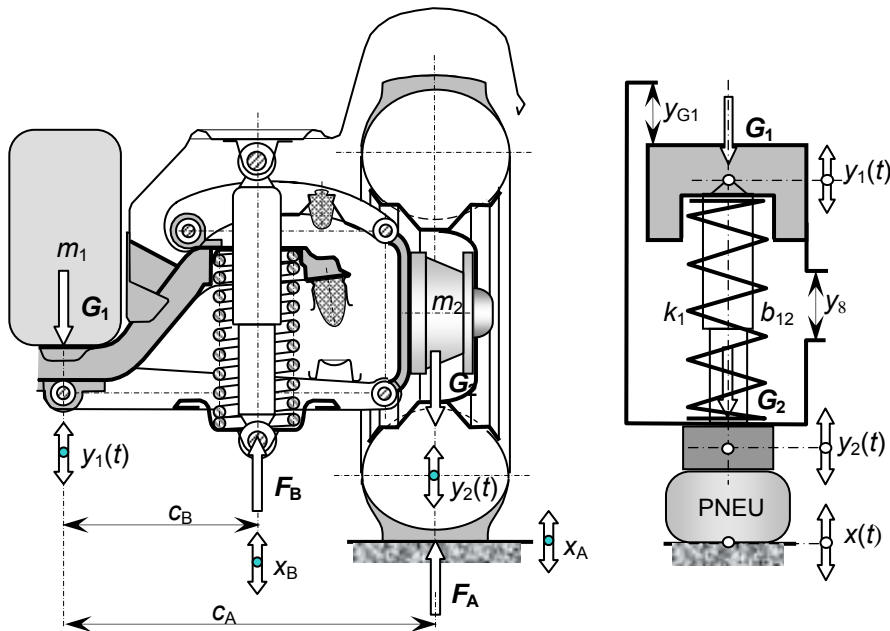
Volbou průměrů clonek  $d_{CA}$  a  $d_{CB}$  lze k daným rozměrům pístu a pístnice určit vhodné hodnoty koeficientů kvadratického tlumení  $b_{2A}$  a  $b_{2B}$ .

Kvadratické odpory nikdy nepůsobí samostatně. Současně s kvadratickým odporem vždy působí současně i lineární odpor, jehož velikost je závislá na konstrukci prvku. Také na obr. 2 dole znázorněný kvadratický odpor lze považovat za kombinaci kvadratického a lineárního odporu. Kvadratický odpor tvoří clonka průměru  $d_{CB}$  a délky  $L_C \leq d_{CB}$  a navažující otvor většího průměru, (ve kterém je uložena těsnící kulička, nebo kuželka, jednostranného ventilu), představuje lineární odpor tlumícího ventilu tohoto provedení.

Hydraulický tlumič je součástí pružící jednotky, která je součástí závěsu kola.

### 3. Uspořádání závěsu kola.

Zjednodušené schéma závěsu kola je na obr. 3.



Obr. 3 Závěs kola a náhradní mechanismus  
Fig. 3 The wheel suspension and the substitutive mechanism

Na obr. 3. je značeno:

$m_1$  - hmotnost karoserie nad kolem. ( $G_1 = g.m_1$ )

$m_2$  - hmotnost kola. ( $G_2 = g.m_2$ )

$x(t)$  - zdvih kola vyvolaný nerovnostmi vozovky. (Vstupní veličina).

$y_1(t)$  - výchylka karoserie nad kolem. (První výstupní veličina)

$y_2(t)$  - výchylka kola v přechodovém režimu. (Druhá výstupní veličina)

Základem závěsu kola je paralelogramový kinematický mechanismus. Rám mechanismu představuje karoserie a nebo nápravnice, s dvojicí upevňovacích čepů. K čepům jsou uchycena dvě ramena paralelogramu, zakončená vodorovnými čepy nosné části kola. Hmotnost karoserie nad kolem je na obr. 3. vpravo znázorněna jako závaží, položené na nápravnici. Část hmotnosti nápravnice je součástí hmotnosti karoserie nad kolem. Schematicky znázorněná část karoserie s uchycením horního oka tlumiče a s blatníkem tvoří s nápravnicí jeden celek. K nápravnici jsou otočnými čepy uchycena dvě ramena paralelogramového závěsu. O spodní rameno je opřena pružící jednotka. (Pružina s tlumičem). Na horním rameni je pryžový doraz, který brání ztrátě předpětí pružiny, když kolo ztratí styk s vozovkou. Při statickém zatížení kola, (opřeno o vozovku), hmotností  $m_1$  se karoserie přiblíží k vozovce o statický zdvih  $y_{G_1}$ , naznačený na obr. 3 vpravo. Nápravnice je zakončena opěrkou horního dorazu a pryžovým nástavcem spodního dorazu. Opěrka spodního dorazu je na spodním rameni závěsu. Spodní doraz omezuje maximální provozní stlačení pružiny na hodnotě  $y_8$ , kterému odpovídá napětí materiálu pružiny  $\tau_8$ , volené pod úrovní dovoleného napětí. Při stlačení  $y_9$  na sebe dosednou závit pružiny. (Číslování indexů zdvihů pružiny je podle ČSN 02 6001). Pružící jednotka se o spodní rameno opírá ve vzdálenosti  $c_B$  od otočného bodu a osa kola je ve vzdálenosti  $c_A$  od stejného otočného bodu. Náhradní mechanismus na obr. 3 vpravo má parametry redukované do osy kola. Pro redukci parametrů platí:

$$\text{výchylky: } \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{x_A}{c_A} = \frac{x_B}{c_B}, \quad \text{momenty a síly} \quad F_A \cdot c_A = F_B \cdot c_B$$

$$\text{tuhosti: } F_A = k_A \cdot x_A, \quad F_B = k_B \cdot x_B, \quad \rightarrow \quad k_A \cdot x_A \cdot c_A = k_B \cdot x_B \cdot c_B, \quad \rightarrow \quad k_A = k_B \cdot \left( \frac{c_B}{c_A} \right)^2 \quad (12)$$

Vlastnosti hydraulického tlumiče budou demonstrovány výpočtem a porovnáním časového průběhu kmitání karoserie nad kolem  $y_1(t)$  a kmitání kola  $y_2(t)$  s dynamickými parametry náhradního mechanismu. (Redukovanými do osy kola).

#### 4. Volba parametrů náhradního mechanismu.

Osobní vozidlo střední velikosti nechť má celkovou hmotnost 1600 kg a rovnoměrné rozložení hmotnosti na jednotlivá kola. Hmotnost karoserie nad kolem je  $m = 400$  [kg] a tíha karoserie nad kolem je  $G = 3924$  [N]. Pro pohodlí cestujících a subjektivní vnímání pohody z jízdy by vlastní frekvence vozidla měla být zhruba shodná s frekvencí činnosti lidského srdce, nebo s frekvencí normální lidské chůze.

To znamená, že vlastní kmitočet by měl mít hodnotu v rozsahu  $f_0 = 60 \div 75$  kmitů za minutu. Hodnotě  $f_0 = 72 \text{ min}^{-1} = 1,2 \text{ Hz}$  odpovídá vlastní frekvence  $\omega_0 = 2\pi \cdot f = 7,54 \text{ s}^{-1}$ .

Ze vztahů pro vlastní frekvenci  $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{g}{y_G}}$  se určí

tuhost pružiny redukovaná do osy kola  $k = \omega_0^2 \cdot m = 22,74 \text{ N/mm}$

a statické stlačení karoserie nad kolem  $y_G = g / \omega_0^2 = 17,25 \text{ cm}$ .

Při menším kmitočtu pomalé kmitání karoserie řidiče a spolujezdce uspává. Větší vlastní kmitočet, odpovídající tvrdšímu sportovnímu odpružení vozidla, zvyšuje agresivitu řidiče. Tlumící síla hydraulických tlumičů se měří na zkušebním zařízení při zdvihu  $H = 100 \text{ mm}$  a kmitočtu  $f = 180 \text{ 1/min} = 3 \text{ Hz}$ . Tomu odpovídá střední hodnota rychlosti pohybu pístu tlumiče  $v = 0,3 \text{ m/s}$ . Výsledná tlumící síla je  $F_T = F_{T1} + F_{T2} = b_1 \cdot v + b_2 \cdot v^2$  a při  $b_2 = b_{2A}$  (větší tlumení) má mít hodnotu  $F_T = (0,3 \div 0,5) \cdot G = (1177 \div 1962) \text{ [N]}$ . Po dosažení za střední rychlost bude:

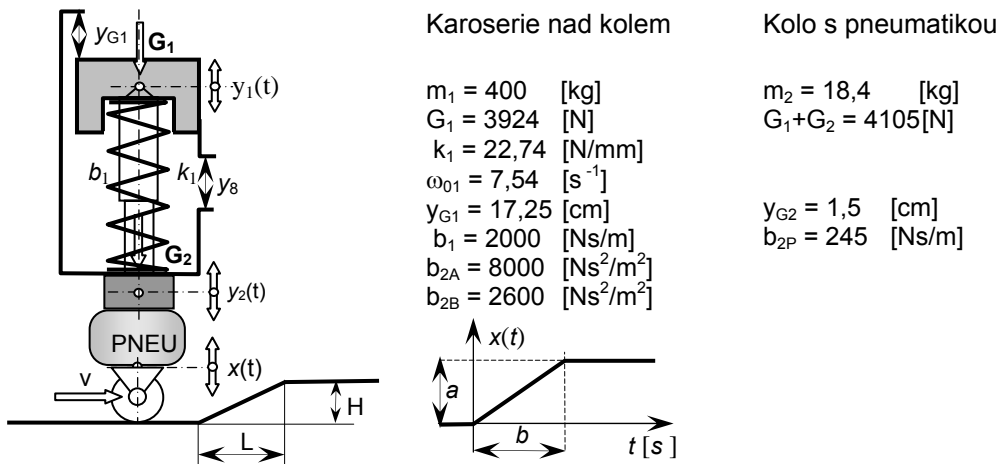
$$F_T = b_1 \cdot 0,3 + b_{2A} \cdot 0,09 = (1177 \div 1962) \text{ N}$$

Zvolené výpočtové hodnoty:  $b_{2A} = 8000 \text{ N s}^2 / \text{m}^2$ ,  $\rightarrow F_{T2A} = 720 \text{ N}$

$$b_{2B} = 2600 \text{ N s}^2 / \text{m}^2$$

$$b_1 = 2000 \text{ N s/m}, \rightarrow F_{T1} = 480 \text{ N}$$

Dvojčinný tlumič bude modelován rozdílným kvadratickým tlumením, závislým na směru pohybu a lineárním tlumením nezávislým na směru pohybu. Porovnávaný jednočinný tlumič bude vybaven vedle lineárního tlumení menším kvadratickým tlumením stejným pro oba směry pohybu. Dynamika závěsu kola bude analyzována výpočtem kmitání kola a karoserie při přejezdu definované klínové překážky. Tvar klínové překážky a její popis rampovou funkcí ukazuje obr. 4.



Obr. 4 Náhradní mechanismus, klínová překážka a rampová funkce  
 Fig. 4 The substitutive mechanism, wedge-shaped and ramp function

Časový průběh vstupní rampové funkce systému  $x(t)$  při konstantních rozměrech překážky je závislý na rychlosti jízdy  $v(t)$  podle vztahů:

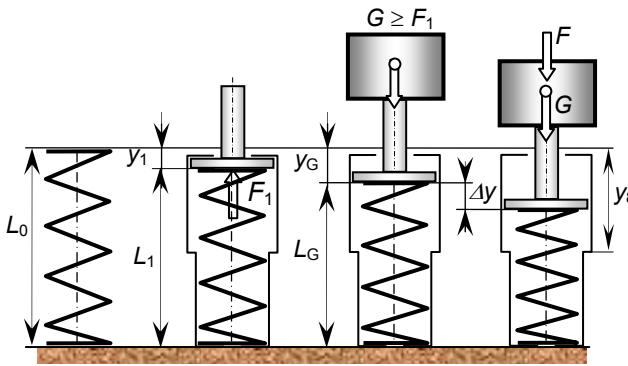
$$x(t) = \frac{H}{L} \cdot t \cdot v(t) = \frac{a}{b} \cdot t, \quad \frac{a}{b} = \frac{H}{L} \cdot v(t) \Rightarrow v(t) = \frac{a}{b} \cdot \frac{L}{H} \quad (13)$$

Klínová překážka nechť má výšku  $H = 5$  cm a délku  $L = 10$  cm. Zvolené strmosti rampové funkce  $a/b$  potom odpovídá rychlost jízdy  $v = 2 \cdot a/b$  [ $m/s$ ] =  $7,2 \cdot a/b$  [ $km/h$ ].

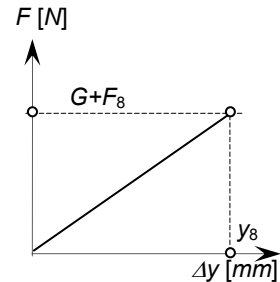
Náhradní mechanismus obsahuje mechanickou pružinu, pneumatickou a pneumatiku, která představuje pneumatickou pružinu s nelineární charakteristikou.

### 5. Lineární charakteristika mechanické pružiny.

Tato stať je uvedena zejména pro upřesnění názvosloví podle ČSN, které bude analogicky použito při odvození nelineární charakteristiky pneumatické pružiny. Deformace mechanické pružiny je naznačena na *obr. 5*. Lineární charakteristika je na *obr. 6*.



Obr. 5 Deformace mechanické pružiny  
Fig. 5 Deformation mechanical spring



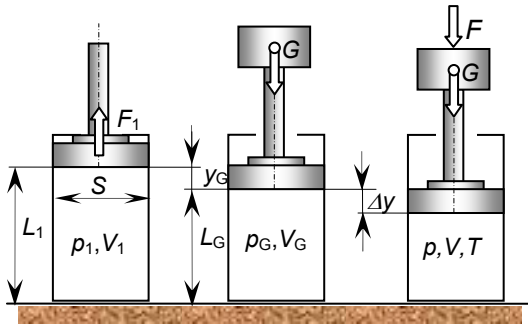
Obr. 6 Lineární charakteristika  
Fig. 6 The linear characteristic

Rovnováha statických sil v počáteční ustáleném stavu je  $G = k \cdot y_G$ . Rovnováha všech sil:  $G + F = k \cdot (y_G + \Delta y)$ . Rovnováha dynamických, v čase proměnných sil  $F(t) = k \cdot y(t)$ , vystupuje v popisu přechodového děje. Závislost  $F = k \cdot \Delta y$  v několika po sobě následujících ustálených stavech je lineární statická charakteristika pružiny.

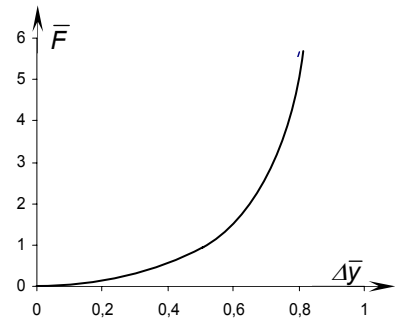
### 6. Progresivní charakteristika pneumatické pružiny.

Pneumatika kola vozidla má vlastnosti pneumatické pružiny, s trojrozměrnou deformací v místě styku kola s vozovkou. Pro zjednodušení popisu bude uvažována jen radiální deformace pneumatiky. Modelem pneumatiky je jednoduchá pneumatická pružina podle *obr. 7*. Nelineární charakteristika pneumatické pružiny je na *obr. 8*. Tuhost pružiny je derivace  $dF/dy$  a roste se zatížením. Proto progresivní charakteristika.





Obr. 7 Deformace pneumatické pružiny  
Fig. 7 Deformation air spring



Obr. 8 Nelineární charakteristika  
Fig. 8 The nonlinear characteristic

Pneumatika nahuštěná tlakem  $p_1$  má objem  $V_1$ . Pneumatika zatížená složkou hmotnosti vozidla  $m_1$  a vlastní hmotností  $m_2$  se v místě styku kola s vozovkou radiálně deformuje o statické stlačení  $y_G$ . V náhradním modelu pneumatiky plnicí tlak  $p_1$  přitlačuje píst na víko válce silou  $F_1 = S \cdot p_1$ . Přiložením tíže  $G > F_1$  se píst posune o  $y_G$ , objem se zmenší o  $\Delta V_G = S \cdot y_G$  na hodnotu  $V_G = V_1 - \Delta V_G$  a tlak vzroste na hodnotu  $p_G = p_1 + \Delta p_G$ . Tím je definován počáteční ustálený stav, při kterém platí rovnováha statických sil  $G = S \cdot p_G$ . Přiložením vnější síly  $F$  se píst posune o zdvih  $\Delta y$ , objem se zmenší o  $\Delta V = S \cdot \Delta y$  na hodnotu  $V = V_G - \Delta V$  a tlak vzroste na hodnotu  $p = p_G + \Delta p$ . Pro rovnováhu všech sil platí:

$$G + F = S \cdot p = S \cdot (p_G + \Delta p), \quad \text{odkud pro vnější sílu plyne} \quad F = S \cdot \Delta p \quad (14)$$

Vyjádření vnější síly  $F = S \cdot \Delta p$  v závislosti na stlačení  $\Delta y$  je nelineární, (progresivní), charakteristika pneumatické pružiny. Reálná změna stavu plynu je polytropická, s exponentem  $n \in \langle 1, k \rangle$ , kde  $k = c_p/c_v$  je adiabatický exponent, (Poissonova konstanta). Pouze při velmi pomalých změnách je  $n = 1$  a změna je izotermická. Pro polytropickou změnu platí:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_G \cdot V_G^n = p \cdot V^n = (p_G + \Delta p) \cdot (V_G - \Delta V)^n \quad (14)$$

$$p = p_G \frac{V_G^n}{V^n} = p_G \frac{V_G^n}{(V_G - \Delta V)^n} = p_G \frac{S^n L_G^n}{S^n (L_G - \Delta y)^n} = p_G \frac{L_G^n}{(L_G - \Delta y)^n} \quad (15)$$

U pneumatiky není plocha  $S$  definována, ale to nijak nevádí, neboť v konečném vztahu (15) nefiguruje. Dále platí:

$$p = p_G \frac{L_G^n}{(L_G - \Delta y)^n} = p_G + \Delta p, \quad \Rightarrow \quad \Delta p = p_G \left( \frac{L_G^n}{(L_G - \Delta y)^n} - 1 \right) \quad (16)$$

$$F = S \cdot \Delta p = S \cdot p_G \cdot \left( \frac{L_G^n}{(L_G - \Delta y)^n} - 1 \right) = G \cdot \left( \frac{L_G^n}{(L_G - \Delta y)^n} - 1 \right) \quad (17)$$

To už je vztah pro výpočet průběhu nelineární charakteristiky pneumatické pružiny, která je vykreslena na obr. 8. pro  $n = 1,25$  v bezrozměrném tvaru.

V bezrozměrném tvaru platí:

$$\bar{F} = \frac{F}{G}, \quad \Delta\bar{y} = \frac{\Delta y}{L_G}, \quad \bar{F} = \left( \frac{1}{(1 - \Delta\bar{y})^{1.25}} - 1 \right) \quad (18)$$

## 7. Stavba pohybových rovnic.

Na hmotu karoserie  $m_1$  působí síly:

$$m_1 \ddot{y}_1(t) + b_1 \dot{y}_1(t) + b_2 \dot{y}_1^2(t) + k_1 y_1(t) = b_1 y_2(t) + b_2 \dot{y}_2^2(t) + k_1 y_2(t) \quad (19)$$

Vstupní funkcí je zdvih kola  $y_2(t)$  a výstup je výchylka karoserie  $y_1(t)$ . Pro pohyb hmoty kola  $m_2$  je tvar pohybové rovnice (19) stejný s tím rozdílem, že vstupní funkcí je výchylka  $x(t)$  tvořená rampou, výstupní funkcí je výchylka kola  $y_2(t)$ . Tlumící efekt pneumatiky se uvažuje pouze lineární, s koeficientem  $b_{2P}$ . Místo síly lineární pružiny  $k_1 \cdot y_1$  se dosadí nelineární vztah (17), a bere se v úvahu, že setrvačná síla hmoty karoserie přitlačuje kolo k vozovce.

Pro pohyb hmoty kola  $m_2$  potom platí:

$$m_1 \ddot{y}_1(t) + m_2 \ddot{y}_2(t) + b_{2P} \dot{y}_2(t) + G_2 \left( \frac{L_G}{(L_G - y_2(t))^n} - 1 \right) = b_{2P} \dot{x}(t) + G_2 \left( \frac{L_G}{(L_G - x(t))^n} - 1 \right) \quad (20)$$

Úprava pro stavbu simulačního modelu – nejvyšší derivace samostatně.

$$\ddot{y}_1 = \frac{b_1}{m_1} (\dot{y}_2(t) - \dot{y}_1(t)) + \frac{b_{2AB}}{m_1} (\dot{y}_2^2(t) - \dot{y}_1^2(t)) + \frac{k_1}{m_1} (y_2(t) - y_1(t)) \quad (21)$$

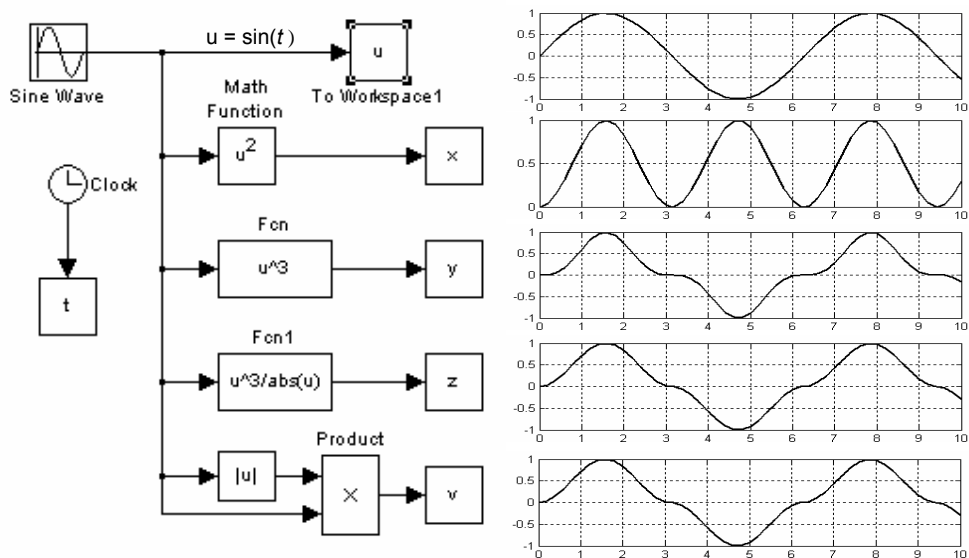
$$\ddot{y}_2 = \frac{b_{2P}}{m_2} (\dot{x}(t) - \dot{y}_2(t)) + g \cdot \left[ \left( \frac{L_G}{L_G - x(t)} \right)^n - \left( \frac{L_G}{L_{G2} - y_2(t)} \right)^n \right] - \frac{m_1}{m_2} \ddot{y}_1(t) \quad (22)$$

Dynamické parametry v rovnicích mají hodnoty.

$$\frac{b_1}{m_1} = 5 \text{ [s}^{-1}\text{]}, \quad \frac{b_{2A}}{m_1} = 20 \text{ [m}^{-1}\text{]}, \quad \frac{b_{2B}}{m_1} = 6,5 \text{ [m}^{-1}\text{]}, \quad \frac{b_{2P}}{m_2} = 13,3 \text{ [s}^{-1}\text{]}, \quad \frac{k_1}{m_1} = 56,85 \text{ [s}^{-2}\text{]}, \quad \frac{m_1}{m_2} = 21,7$$

## 8. Modelování kvadratického tlumení.

Při modelování kvadratického tlumení, např. clonky, se vyskytují problémy. Lineární tlumící síla je  $F_L = b_1 \cdot v$  a tlumící síla při kvadratickém tlumení je  $F_K = b_2 \cdot v^2$ . V simulačním modelu je třeba vytvořit kvadrát rychlosti pohybu. Proporcionální přechodová charakteristika výchylky je ve formě tlumených kmitů. Rychlost je první derivace výchylky  $v = dy/dt$  a derivační přechodová charakteristika proporcionálního členu obsahuje kladné i záporné amplitudy. Druhá mocnina, (kvadrát), rychlosti záporné amplitudy neobsahuje. Povýšení na druhou usměřňuje rozkmitaný průběh a mění záporné amplitudy na kladné. Na obr.9 je to dokumentováno na průběhu sinusovky.



Obr. 9 Modelování funkce  $\sin(t)$  a  $\sin^2(t)$   
 Fig. 9 Modelling the functions  $\sin(t)$  and  $\sin^2(t)$

Na obr. 9 vlevo je model v prostředí Matlab Simulink, vpravo jsou odpovídající výsledky simulace. Vpravo nahoře je základní sinusovka. Druhý průběh shora je  $\sin^2(t)$  s usměrněnými zápornými amplitudami. (Se zápornými amplitudami převedenými na kladné).

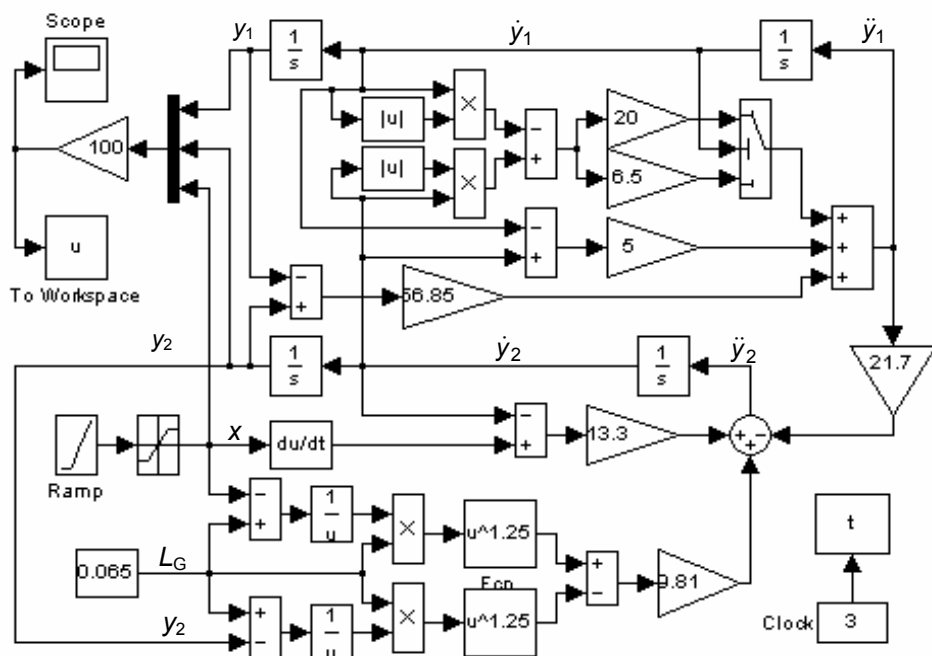
Na třetím řádku shora je průběh  $\sin^3(t)$  se zachováním kladných a záporných amplitud jako v základní sinusovce, ale s velkými deformacemi průběhu v okolí nulových hodnot. Konečně na čtvrtém a pátém řádku je průběh kvadrátu základní funkce  $u(t) = \sin(t)$  vytvořený matematickým zápisem:

$$\sin^2(t) = \frac{\sin^3(t)}{|\sin(t)|} \quad \text{nebo} \quad \sin^2(t) = \sin(t) * |\sin(t)| \quad (23)$$

Při ladění simulačního modelu pro vykreslení průběhu sinusovek a jejich mocnin na obr. 9. Matlab - Simulink všechny uvedené matematické vztahy bez problémů zpracoval a grafy na obr. 9 vykreslil. Při pokusu použít vztahy (23) pro vytvoření kvadrátu průběhu rozkmitané derivační přechodové charakteristiky už Matlab - Simulink tak úspěšný nebyl. Při použití funkce  $u^3/|u|$  po odstartování simulace se výpočet rozběhl a potom se zastavil a zůstal stát. Problém zřejmě spočívá v uzavřené výpočtové smyčce, kdy se funkce  $u(t) = dy/dt$  odebírá mezi dvěma integrátory a po provedení matematických operací se zpětnou vazbou vrací na vstup jednoho z integrátorů. Naopak kvadratickou funkci ve tvaru  $u(t) \times |u(t)|$  vloženou na stejné místo v modelu Matlab - Simulink snadno zpracoval a vykreslil do grafů. Tato kvadratická funkce byla použita při modelování kvadratického tlumení s simulačním modelem.

## 9. Simulační model a výsledky simulace.

S použitím odvozených vztahů sestavený simulační model v prostředí Matlab-Simulink je na obr. 10.



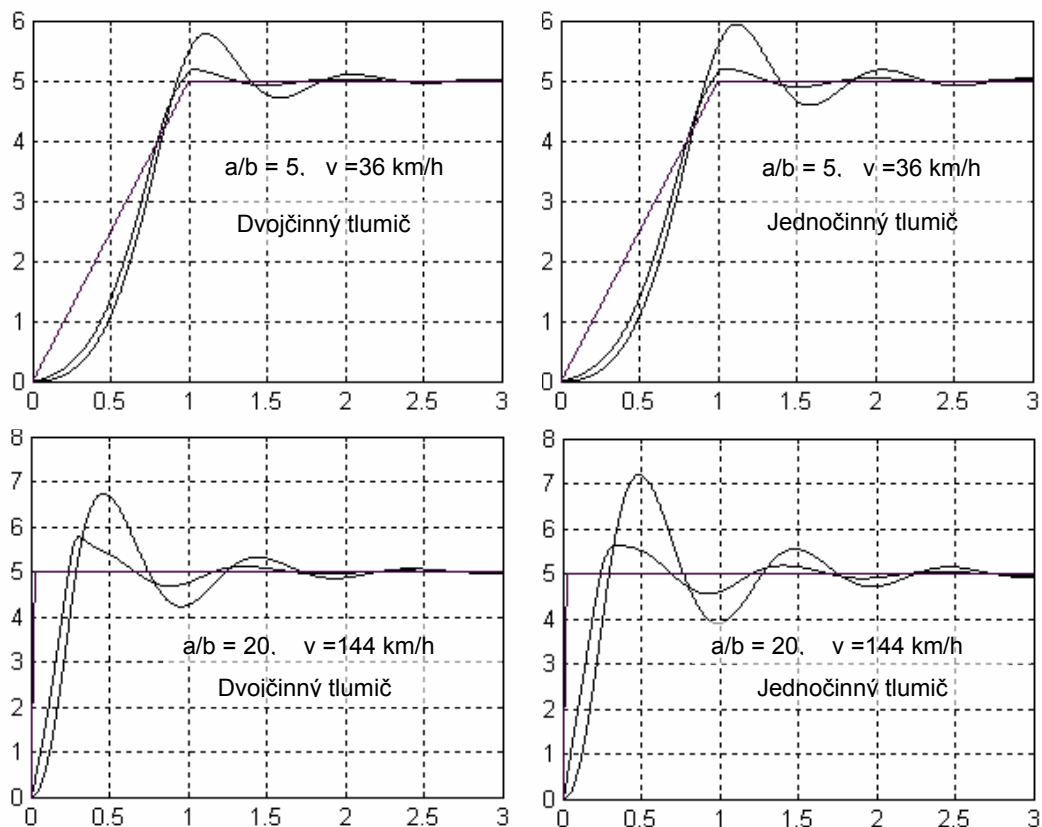
Obr. 10 Simulační model pro posouzení vlivu vlastností hydraulického tlumiče kmitů  
Fig. 10 The simulation model for property descriptions of hydraulic vibration absorber

V horní části je model dvojčinného tlumiče s kvadratickým tlumením se vstupní funkcí  $y_2(t)$  a výstupem  $y_1(t)$ . Ve spodní části je model pneumatické pružiny s progresivní charakteristikou, modelující dynamické vlastnosti pneumatiky vozidla. Vstupní funkcí je zdvih kola  $x(t)$ , generovaný klínovou překážkou na vozovce. Je vidět, že prvním blokem na vstupu  $x(t)$  je derivace, podle rovnice (20). Tato skutečnost nedovoluje použít v dynamice obvyklý vstupní blok „Step“, (skok), nebo konstantu. Tyto vstupní funkce Simulink odmítá derivovat. U konstantního vstupu je to pochopitelné, neboť derivace konstanty je nula.

Derivace Heavisideovy skokové funkce je Diracova impulsní funkce, a tak propagovaný simulační nástroj jako je Matlab-Simulink by měl s Diracovou funkcí bez problémů pracovat. Odezva na skokovou změnu je normalizovaná přechodová charakteristika. Odezva na rampovou vstupní funkci je závislá na zvolené strmosti rampy a ta je úměrná rychlosti jízdy vozidla. Viz. vztah (13). Vliv rychlosti jízdy na průběh vstupní rampové funkce a na průběh odezvy je součástí vyhodnocení výsledků simulace.

## 10. Výsledky simulace a závěry.

Výsledky simulace jsou na obr. 11.



Obr. 11 Výsledky simulace – kmitání kola a karoserie  
Fig. 11 The results simulation – Wheel and body vibrations

Největší amplitudy kmitání v obr. 11. přísluší karoserii nad kolem. Menší amplitudy vykazuje kmitání kola, přitlačovaného hmotností karoserie na vozovku. Je vidět průběh rampové funkce závislý na rychlosti jízdy.

S rostoucí rychlostí jízdy konverguje rampová funkce ke skokové funkci a odezva na rampový vstup konverguje k přechodové charakteristice. Závěs kola s dvojitým tlumičem vykazuje menší amplitudy kmitů karoserie, než závěs s jednočinným tlumičem. Vliv kvadratického tlumení se projevuje zejména deformací první amplitudy kmitů kola.

Lektoroval: Prof. Ing. Miroslav Vala, CSc.

Předloženo: 03.03.2006

## Literatura

1. NOSKIEVIČ P. *Modelování a identifikace systémů*. MONTANEX Ostrava 1999, ISBN 80-7225-030-2.
2. TURZA J. *Dynamika tekutinových systémů*. EDIS ZU, Žilina 1994. ISBN 80-7100-162-7.
3. VALA M., TESAŘ M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel – I*. Skripta DFJP UPa, Pardubice 2004. ISBN 80-7194-503-X
4. <http://www.tlumicemonroe.cz/index.php?loc=technologie>

## Resumé

### VLASTNOSTI HYDRAULICKÉHO TLUMIČE VOZIDEL

Gabrila KOREISOVÁ, Josef KOREIS

V příspěvku je proveden výpočet časového průběhu kmitání kola a kmitání karoserie při přejezdu klínové překážky. Pneumatika vozidla je modelována jako pneumatická pružina s nelineární charakteristikou a s nenulovým koeficientem tlumení. Systém obsahuje dvojčinný hydraulický tlumič. Závěs kola vozidla tvoří dvě vahadla paralelogramu, mechanická šroubová pružina, dvojčinný hydraulický tlumič a kolo s pneumatikou. Je porovnán vliv použití jednočinného a dvojčinného hydraulického tlumiče a vliv rychlosti jízdy na průběh kmitání karoserie nad kolem.

## Summary

### PROPERTIES THE HYDRAULIC CAR-DAMPER

Gabrila KOREISOVÁ, Josef KOREIS

The paper investigates the time course of the vibrations of the wheel and the vehicle body during crossing a wedge-shaped obstacle. The tyre is modelled as a pneumatic spring with nonlinear characteristics and non-zero coefficient of damping. The system contains a double-acting hydraulic shock absorber. The wheel suspension in a vehicle consists of two levers forming a parallelogram, a spiral spring, double-acting hydraulic shock absorber, and a wheel with a tyre. The response for a single-acting and double-acting hydraulic absorber is compared, and the influence studied of the vehicle velocity on the time course of vibrations of the car body above the wheel.

## Zusammenfassung

### EIGENSCHAFTEN DES HYDRAULISCHES DAMPFERS

Gabrila KOREISOVÁ & Josef KOREIS

Im Artikel wird der Verteilung die Schwindung des Rades und Körper des Automobils auf der Zeit nachgeforscht, während des Überfahrt durch den Keilverkehrshindernis. Der Radreifen wird als pneumatische Feder mit nichtlinearen Eigenschaften und nicht null durch den Koeffizienten von Dämmung modellieren. System enthält den hydraulischen Stoßdämpfer mit der doppelten Tätigkeit. Die Aufhebung des Rades besteht aus dem zwei Lenker, das Parallelogramm bildet, Spirale Feder, hydraulische Stoßdämpfer, und Rad mit Gummireifen. Reaktion für den hydraulischen Stoßdämpfer der einfachen und doppelten Tätigkeit wird verglichen, und der Einfluss der Geschwindigkeit des Automobils auf die Bewegung die Schwindung der Aufbauten über dem Rad.