



Národní konference s mezinárodní účastí
INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2002

13. – 16. 5. 2002, Svratka, Česká republika

Teoretický a experimentální výzkum dynamického systému sedačky řidiče

Jan Šklíba¹

Abstrakt

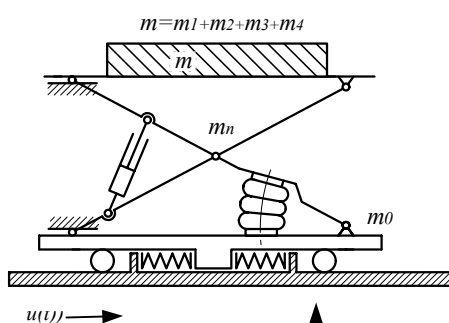
This paper presents a summary of the research, focused to the dynamic problems of the driver seat, performed at the Technical university of Liberec during the last five years.

V rámci grantu MŠMT "Řízené vibroizolační systémy" a na ně, navazujícího výzkumného záměru "Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím" byla problematika sedačky řidiče rozdělena systémově do následujících oblastí, jež se staly náplní práce jednotlivých řešitelů resp. řešitelských kolektivů:

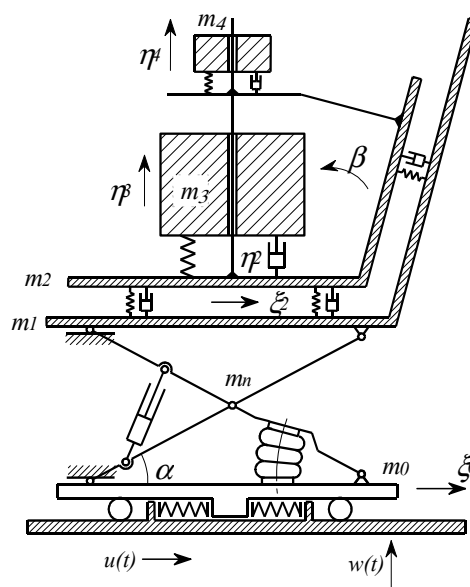
I. Analýza úplného a zkráceného modelu dynamického systému

a) Rovinný model s jedním až sedmi stupni volnosti

Nejjednodušší, zkrácený model představuje kinematicky buzený rovinný mechanismus nůžkového nebo paralelogramového typu s jednohmotovou zátěží,



obr. 1



obr. 2

¹ Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc., Technická univerzita v Liberci, Hálkova 6, 461 17 Liberec,
e-mail: jan.skliba@vslib.cz

umístěnou na horní základně mechanismu (obr.1). Pokud má sedačka ještě přidavnou horizontální vibroizolaci (dolní či horní základny) v podélném a příčném směru, má zkrácený model dva stupně volnosti. Další vibroizolační stupně představují sedák s opěrákem, na nichž je uložen rám tzv. dynamické zátěže, který může konat obecný rovinný pohyb, tzn. další tři stupně volnosti. Vlastní dynamická zátěž (podle normy ISO) představuje dvě paralelně pružně uložené hmoty, vertikálně vedené na rámu - to jsou poslední dva stupně volnosti; celkem tedy sedm (obr. 2).

Úplný dynamický systém můžeme popsat Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = - \frac{\partial U}{\partial q_i} + F_{q_i}, \quad q_i = \xi_0, \alpha, \xi_i, \eta_2, \beta, \eta_3, \eta_4$$

přičemž potenciální energie gravitačních sil je

$$U = g \left[m_n \frac{R}{2} \sin \alpha + \sum_{i=1}^4 m_i (R \sin \alpha + \eta_{1T}) + \sum_{i=2}^4 m_i \eta_2 + \sum_{i=3}^4 m_i \eta_i \cos \beta + \sum_{i=3}^4 m_i \xi_i \sin \beta \right]$$

Levé strany Lagrangeových rovnic jsou:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_0} - \frac{\partial T}{\partial \xi_0} = & \left(m_n + \sum_{j=0}^4 m_j \right) \left(\ddot{\xi}_0 + \ddot{v} \right) - \frac{m_n R}{2} \sin \alpha \dot{\alpha} + \sum_{j=2}^4 m_j \ddot{\xi}_2 - \frac{m_n R}{2} \dot{\beta}^2 + \\ & + \sum_{j=3}^4 m_j \left[-\ddot{\eta}_j \sin \beta - \ddot{\beta} (\eta_j \cos \beta + \xi_j \sin \beta) \right] - \sum_{j=3}^4 m_j \left[-\dot{\eta}_j \dot{\beta} \cos \beta - \dot{\beta}^2 (-\eta_j \sin \beta + \xi_j \cos \beta) \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}_0} - \frac{\partial T}{\partial \alpha_0} = & \left(\frac{m_n}{2} + \sum_{j=1}^4 m_j \right) R \cos \alpha \ddot{\omega} - \frac{m_n}{2} R \left(\ddot{\xi}_0 + \ddot{v} \right) \sin \alpha + \sum_{j=2}^4 m_j R \cos \alpha \ddot{\eta}_j + \\ & + \left[J_n + \frac{m_n R^2}{4} + \sum_{j=1}^4 m_j R^2 \cos \alpha^2 \right] \ddot{\alpha} - \sum_{j=1}^2 m_j R^2 \dot{\alpha}^2 \sin \alpha \cos \alpha + \\ & + \sum_{j=3}^4 m_j R \left[\ddot{\eta}_j \cos \alpha \cos \beta - \ddot{\beta} \cos \alpha (\xi_j \cos \beta - \eta_j \sin \beta) \right] + \\ & + \sum_{j=3}^4 m_j R \cos \alpha \left[-R \sin \alpha \dot{\alpha}^2 - 2 \dot{\eta}_j \sin \beta \dot{\beta} - (\xi_j \sin \beta + \eta_j \cos \beta) \dot{\beta}^2 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \xi_2} = & \sum_{j=2}^4 m_j \left(\ddot{v} + \ddot{\xi}_0 + \ddot{\xi}_2 \right) + \\ & + \sum_{j=3}^4 m_j \left[-\ddot{\eta}_j \sin \beta - \ddot{\beta} (\xi_j \sin \beta + \eta_j \cos \beta) - 2 \dot{\eta}_j \dot{\beta} \cos \beta - (\xi_j \cos \beta - \eta_j \sin \beta) \dot{\beta}^2 \right] \end{aligned}$$

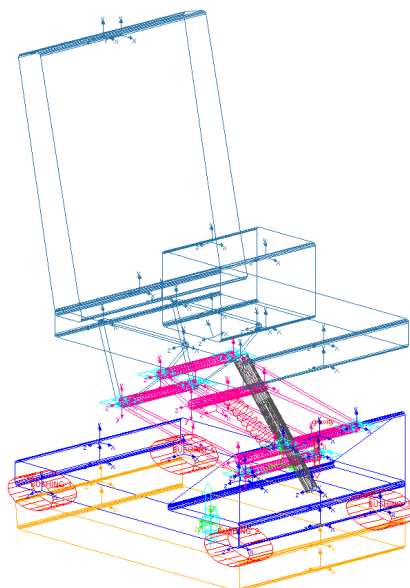
$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_2} - \frac{\partial T}{\partial \eta_2} = & \sum_{j=2}^4 m_j \left(\ddot{\omega} + R \cos \alpha \ddot{\alpha} + \ddot{\eta}_2 - R \sin \alpha \dot{\alpha}^2 \right) + \\ & + \sum_{j=3}^4 m_j \left[\ddot{\eta}_j \cos \beta + \ddot{\beta} (\xi_j \cos \beta - \eta_j \sin \beta) - 2 \dot{\eta}_j \dot{\beta} \sin \beta - \dot{\beta}^2 (\xi_j \sin \beta + \eta_j \cos \beta)^2 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= \sum_{j=3}^4 m_j \left[\left(\ddot{v} + \ddot{\xi}_0 + \ddot{\xi}_2 \right) \left(-\xi_j \sin \beta - \eta_j \cos \beta \right) + \xi_j \ddot{\eta}_j \right] + \\
&+ \sum_{j=3}^4 m_j \left[\left(\ddot{w} + R \cos \alpha \ddot{\alpha} + \ddot{\eta}_2 \right) \left(\xi_j \cos \beta - \eta_j \sin \beta \right) \right] + \\
&+ \left\{ J_2 + \sum_{j=3}^4 \left[m_j \left(\xi_j^2 + \eta_j^2 \right) + J_j \right] \right\} \ddot{\beta} - \sum_{j=3}^4 m_j \left[-R \sin \alpha \dot{\alpha}^2 \left(\xi_j \cos \beta - \eta_j \sin \beta \right) + 2 \dot{\eta}_j \dot{\beta} \eta_j \right] \\
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}_j} - \frac{\partial T}{\partial \eta_j} &= m_j \left[- \left(\ddot{v} + \ddot{\xi}_0 + \ddot{\xi}_2 \right) \sin \beta + \left(\ddot{w} + R \ddot{\alpha} \cos \alpha + \ddot{\eta}_2 \right) \cos \beta + \ddot{\eta}_j + \xi_j \ddot{\beta} \right] - m_j \eta_j \dot{\beta}^2 \\
j &= 3, 4
\end{aligned}$$

V průběhu řešení obou výzkumných projektů byly srovnány nejprve řešení úplného a zkráceného modelu, vymezeny oblasti jejich použitelnosti, možnosti vnitřní rezonance vertikální a horizontální vibroizolace, zavěšení pneumatické pružiny a hydraulického tlumiče (prof. Šklíba), vznik subharmonické rezonance v případě vynuceného kmitání se střední polohou blízkou krajním polohám mechanismu, kdy přicházejí do funkce pryžové dorazy (Ing. Loudová, doc. Mevald), vyšetření vlivu nastavení regulovaného tlumiče (Ing. Mastník, prof. Šklíba), přesnému modelování mimoosově zatěžované vlnovcové pružiny v paralelogramovém mechanismu (doc. Mevald, Ing. Loudová).

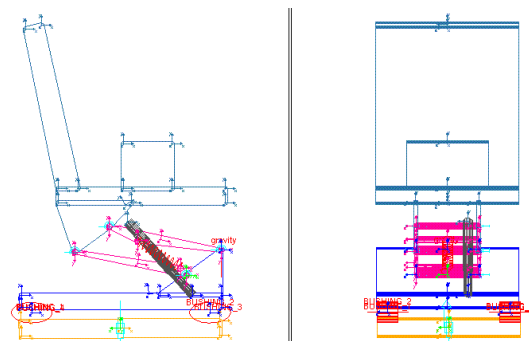
b) Prostorový model s více stupni volnosti (Ing. Loudová, doc. Mevald)

Respektuje nesymetrické rozložení hmot a vibroizolačních prvků vůči vertikální rovině souměrnosti vlastního pružícího mechanismu (viz obr. 3 a v obou průmětech obr. 4). Zde jsou v programovém prostředí ADAMS s použitím modulu VIEW



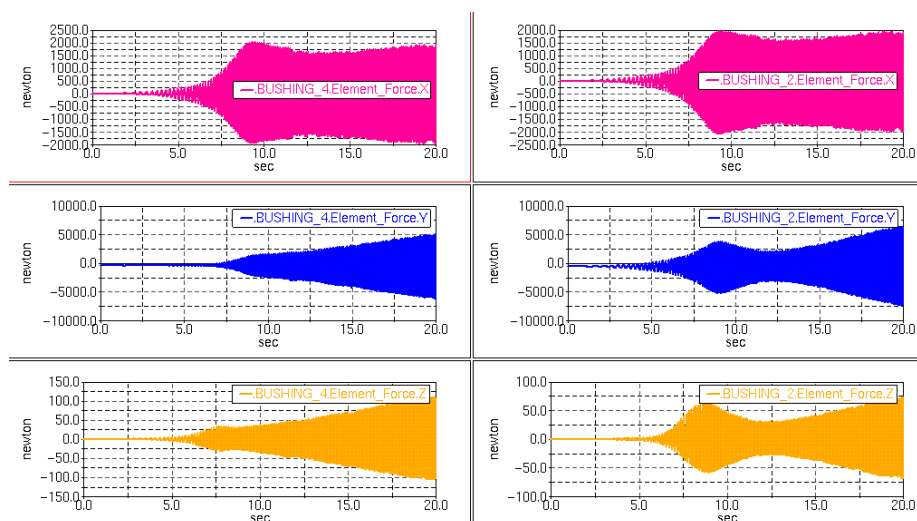
Obr.3

(který umožňuje stavbu a kinematickou a dynamickou analýzu 3D modelů prostorových mechanismů) modelovány jednotlivé části sedačky resp. mechanismu jako objemové členy s materiálovými konstantami, v modelu jsou respektovány vůle v kinematických dvojicích spojujících jednotlivé členy. Pro řešený případ nesymetricky umístěného tlumiče vidíme z výsledku simulace reakcí v uložení



Obr.4

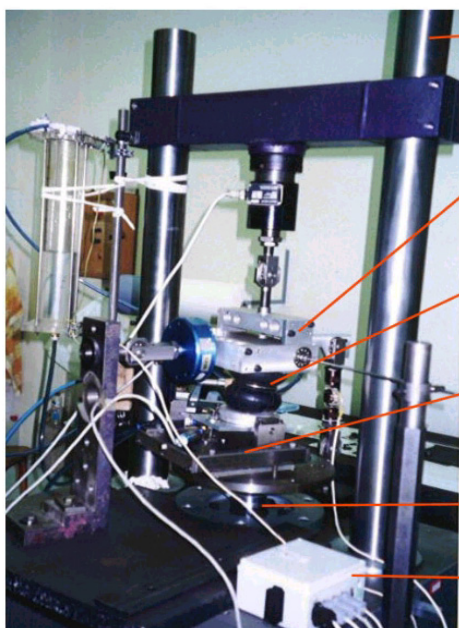
dolního čepu mechanismu, že její složka ve směru příčné osy z je nenulová (obr. 5). Tento model umožnil vysvětlit příčinu některých vyšších rezonancí.



Obr.5

II. Analýza vibroizolačních prvků, užívaných v dynamickém systému sedačky

a) Výzkum mimoosově zatěžovaných pneumatických pružin

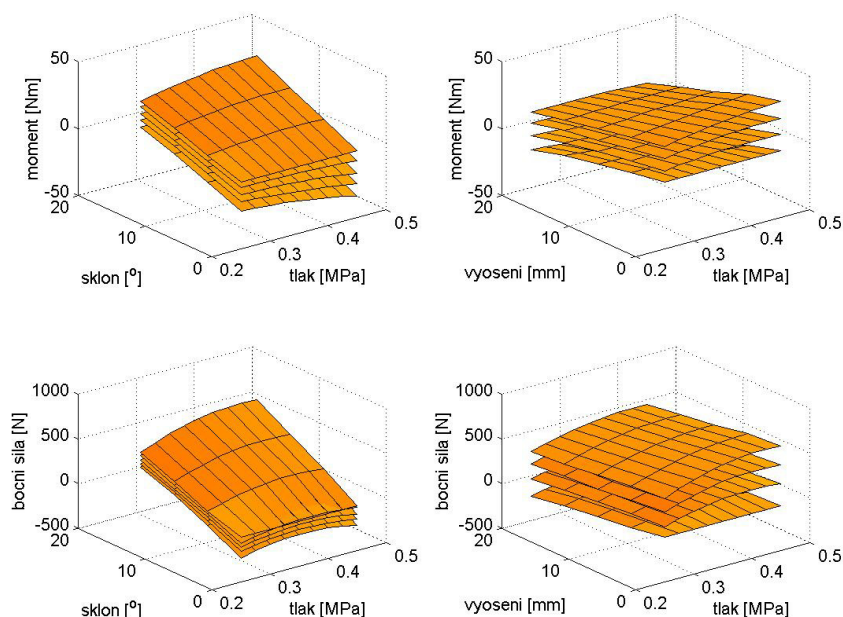


obr. 6:

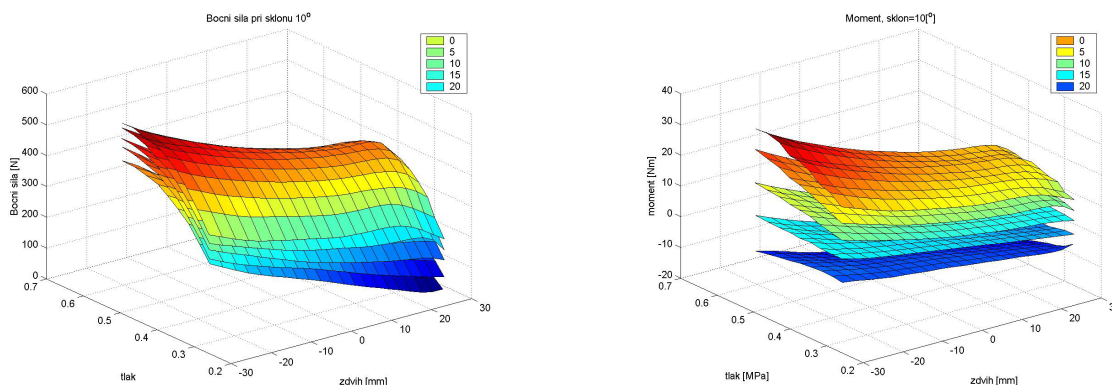
Tento výzkum představuje pokračování některých prací prof. Krejčíře (již zesnulého), který na Fakultě strojní v Liberci byl nositelem výzkumu pneumatické vibroizolace - neboť ve standardních mechanismech sedaček řidiče je obecně vždy pneumatická pružina zatěžována mimoosově. Experimentální výzkum vyžaduje speciální stand, umožňující při plynulém osovém zatěžování pneumatické pružiny při a alternativně měněném jak bočním vyosení, tak sklonění dolního čela pružiny měřit osovou sílu, příčnou sílu a ohybový moment (viz obr. 6).

Experimentální výzkum vlnovcových a hadicových pružin (doc. Marvalová, Mgr. Prokop, Ing. Loudová, doc. Mevald) probíhá odděleně. U vlnovcových pružin je možné již nyní formulovat některé zajímavé výsledky -

nezávislost efektivní plochy na příčném vyosení, závislost příčné síly na sklonění čel je výraznější než na vyosení atd. (viz obr. 7). Závislost boční síly a ohybového momentu na tlaku a zdvihu při sklonu čel 10° a několika alternativ příčného vyosení (tedy v obecné poloze) je dokumentována na (obr. 8).

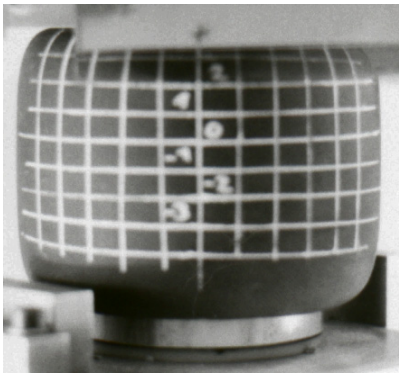


obr. 7

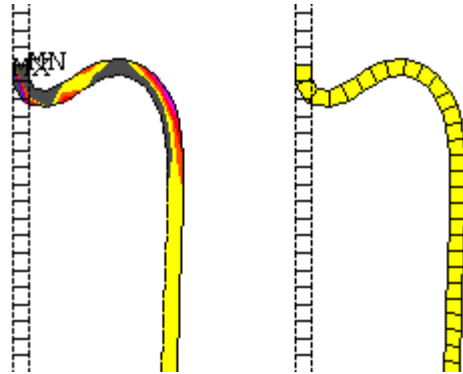


obr. 8

Vedle toho přináší zajímavé výsledky modelový výzkum hadicových pružin (doc. Marvalová, Ing. Urban); Plášť hadicové pružiny je kompozitní materiál (pryž vyztužená textilními vlákny), náležející do třídy tzv. hyperelastických materiálů; jeho analýza vyžaduje speciální materiálové modelování. Na obr. 9 je válcová pružina s nanesenou pravoúhlou mřížkou, pomocí níž byly stanoveny deformace pláště. Materiálové konstanty vstupují do výpočtu deformace pláště pomocí MKP. Jedná se o velké deformace a nelineární materiál. Na obr. 10 je zobrazen MKP model pláště pneumatikové pružiny po zatížení vnitřním přetlakem a přiblížení čel pružiny.



obr. 9



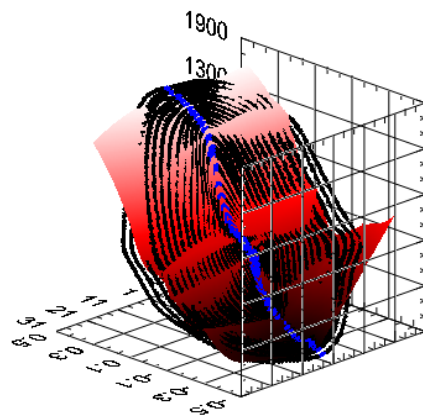
obr. 10

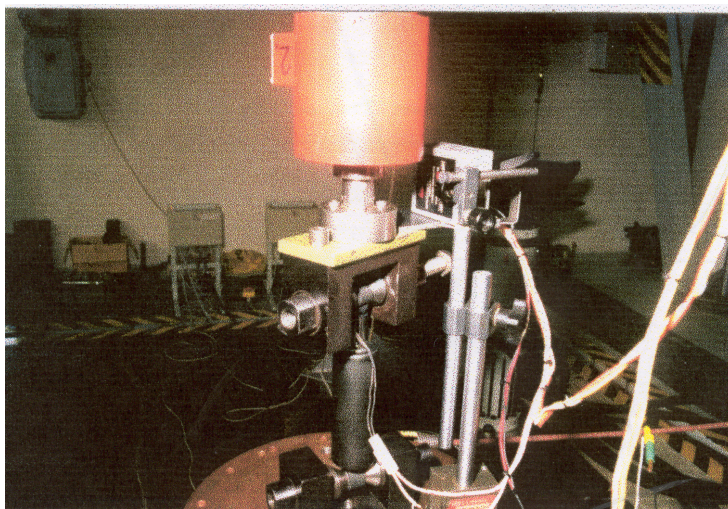
b) Modelování hydraulického tlumiče a analýza řízení tlumiče

Jsou precizovány jednak třítlakový a sedmitlakový model standardního tlumiče, jednak třítlakový model řízeného tlumiče s několika druhy řízení. (RNDr. Svoboda, prof. Šklíba). Byl dokončen vývoj staticky řízeného tlumiče $\varnothing 20$ mm (Ing. Mastník), který je v Branu Jablonec n. N. (dříve Ateso, dříve Autobrzdy) již sériově aplikován. Tlumič, aplikovaný v pružícím mechanismu sedačky, umožňuje přestavit tlumicí sílu podle hmotnosti řidiče, případně podle jeho vlastního rozhodnutí (reg. tlumič pro sedačku viz. obr. 11).

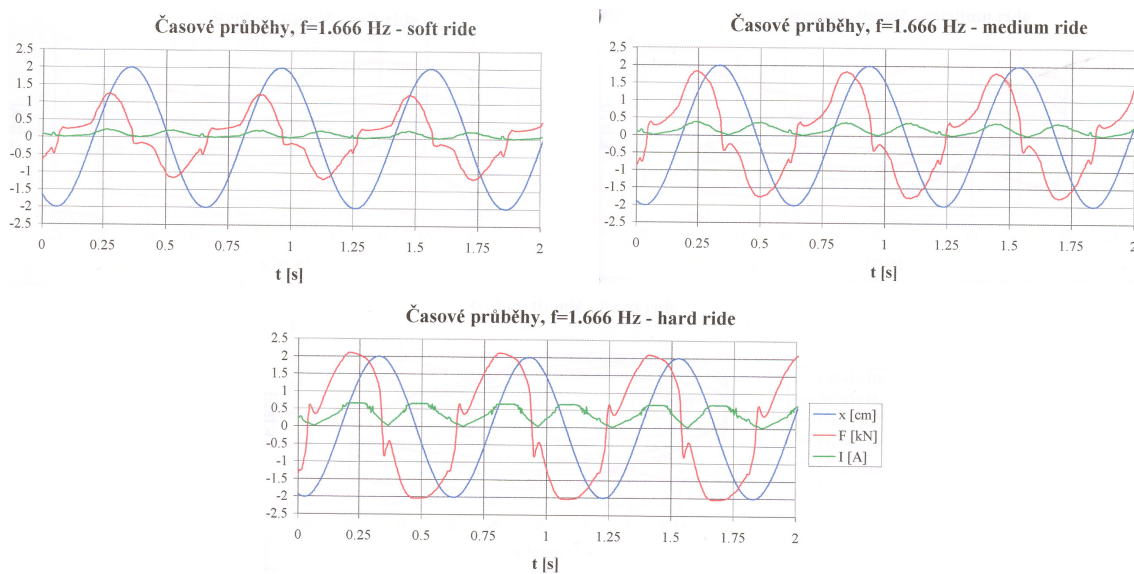


obr. 11



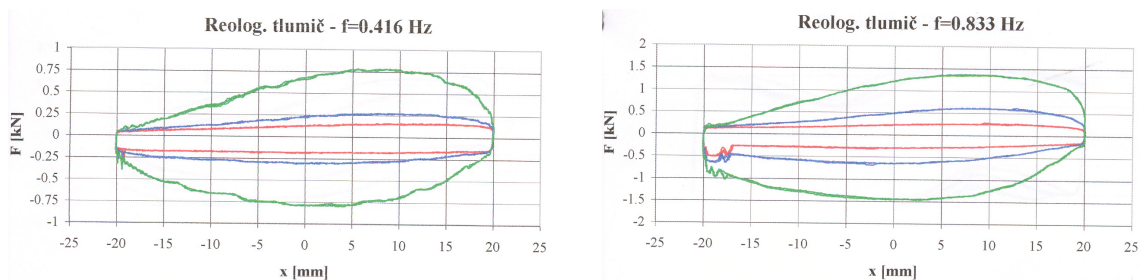


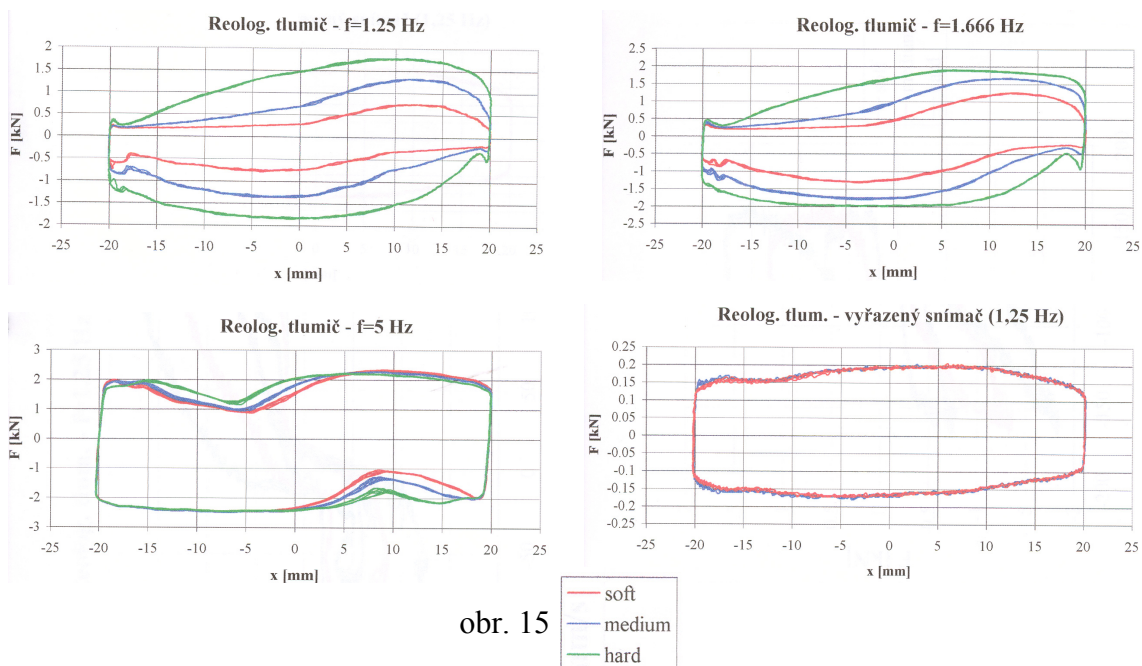
obr. 13



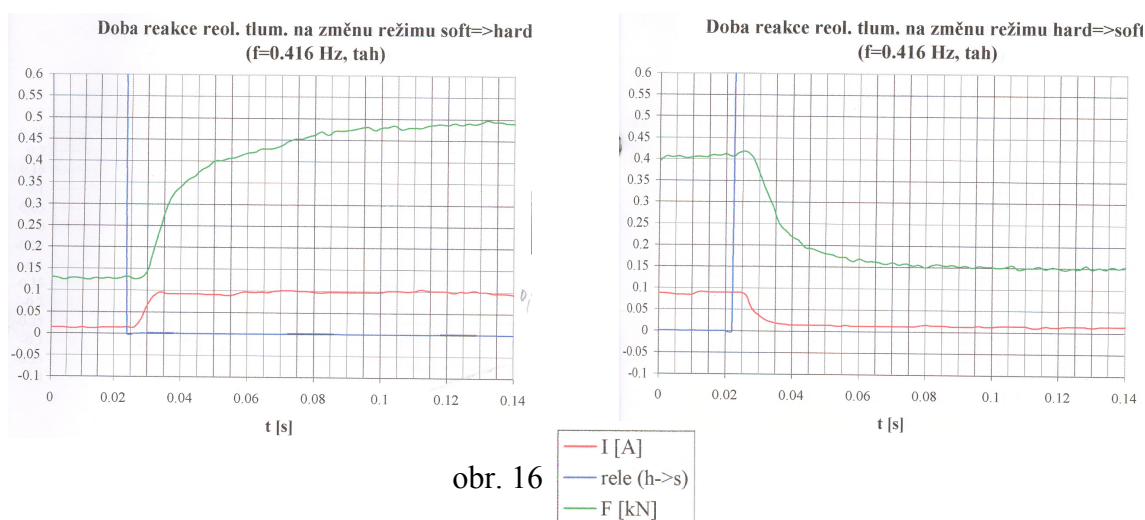
obr. 14

Byly zjištěny časové konstanty tlumiče (v rozsahu několika desítek milisekund); na obr. 16 a obr. 17 jsou znázorněny časové průběhy reakce tlumiče na změnu režimu při stlačování a roztahování. Je patrné, že časové konstanty jsou srovnatelné s časovými konstantami standardního řízeného tlumiče - a tedy značně větší, než by byly nezbytné pro dynamické řízení vibroizolačního procesu v oblasti 0 - 10Hz.

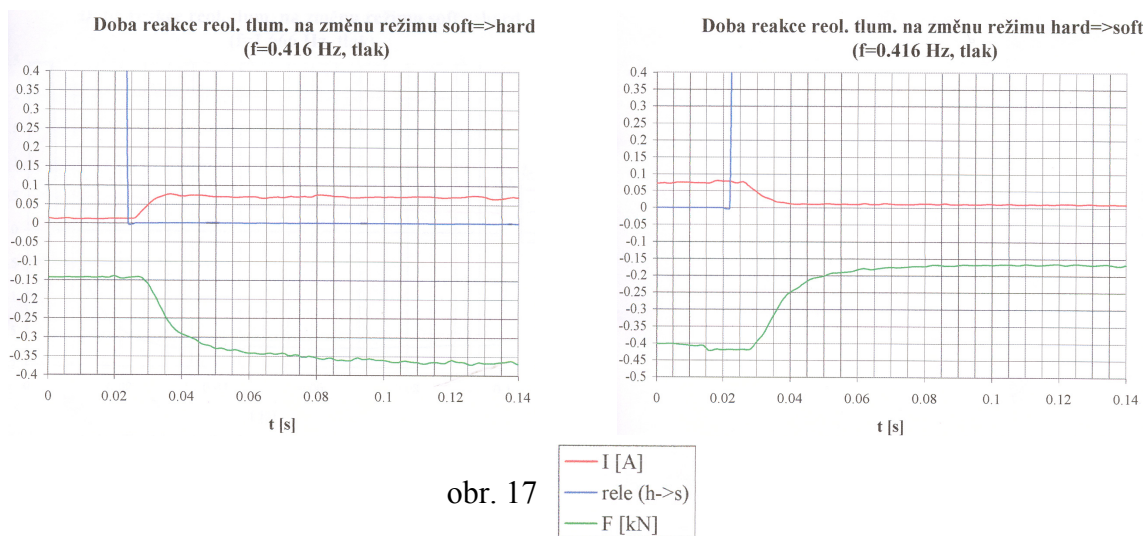




obr. 15



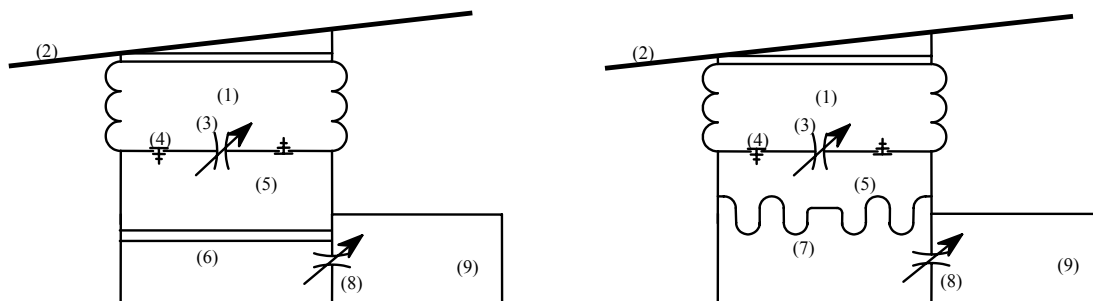
obr. 16



obr. 17

d) Výzkum aplikace hydropneumatického členu v dynamickém systému sedačky (prof. Šklíba, doc. Barbora)

Vzhledem k obtížnému přístupu ke škrťicím elementům tlumiče, jež by měly být regulovány, byla studována možnost aplikace hydropneumatického členu (obr.18).



obr. 18

Vnější hydraulická pružina (1), (jejíž horní základna je spojena s ramenem pružícího mechanismu (2)) je propojena regulovatelným škrťicím odporem (3) a odlehčovacími (4) s válcem (5), ve kterém je kapalina od vzduchu oddělena buď plovoucím pístem (6) nebo membránou (7). Tento druhý prostor tedy představuje pneumatickou pružinu (8), která je přes regulovatelný škrťací odpor (9) spojena s přidavným objemem (10). Rozbor stability ukazuje, že uvedený systém musí mít dvě polohové korekce - vedle standardní vnější ještě vnitřní podle polohy plovoucího pístu.

e) Identifikace pružících a tlumících charakteristik pěn (polštáře sedáku a opěráku (Ing. Círk))

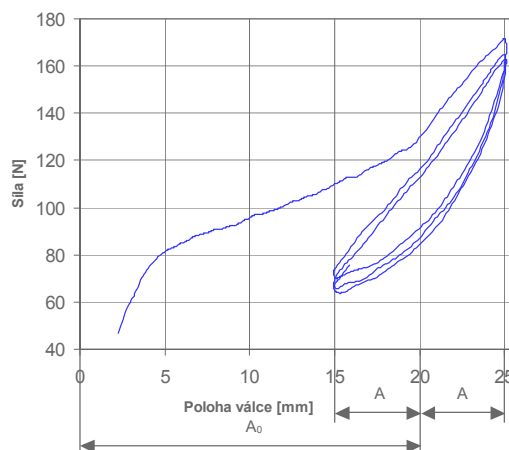
Na základě experimentálně získaných výsledků (detail snímače síly a uložení vzorku ve zkušebním stavu je na obr.19) byl sestaven nelineární model polyuretanového materiálu. Ukázka silové odezvy na harmonický budící signál je na obr. 20. Vycházíme z modelu, kde výsledná síla je výslednicí tří složek:



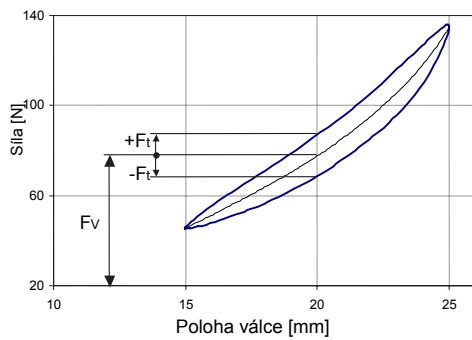
obr. 19

direkční, tlumící a relaxační. Vyhodnocení prvních dvou komponent je patrné z obr. 21 a 22., přičemž skeletová čára hysterezní smyčky výsledné síly, získané při frekvenci 5 Hz představuje direkční složku.

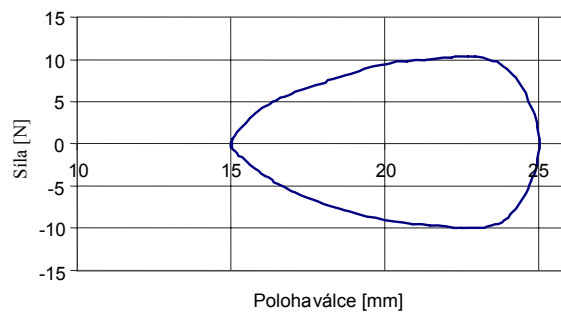
$f=3 \text{ Hz}$, $A=5 \text{ mm}$, vz. 3A



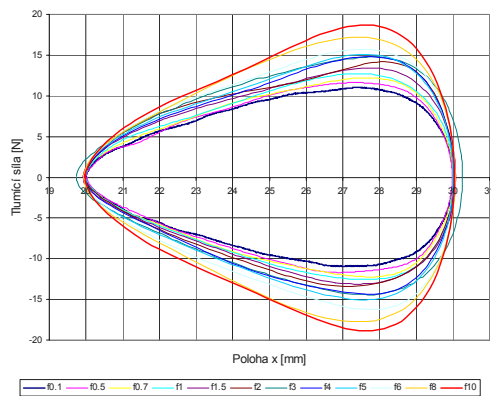
obr. 20



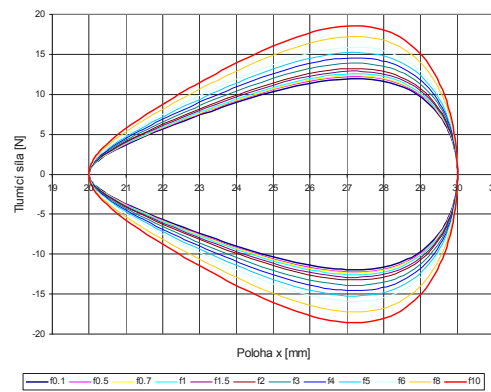
obr. 21



obr. 22



obr. 23

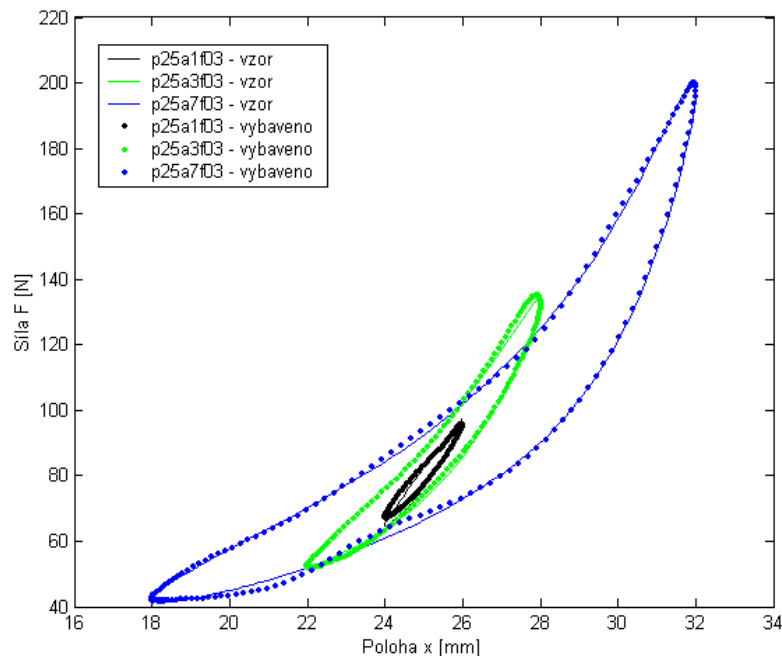


obr. 24

Na obr. 23 jsou naměřené, na obr. 24 simulované průběhy tlumicí síly ($A_0=25\text{mm}$, $A=5\text{mm}$, $f=(0,1 \text{ až } 10)\text{Hz}$). Tlumicí síly byla aproximována vztahem

$$F_{tt} = b_a |x|^\alpha |x|^\beta \text{sign}(x)$$

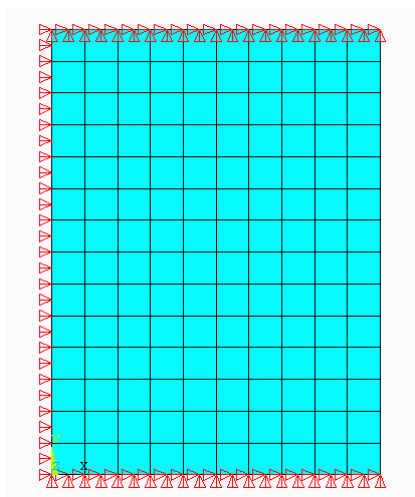
Při aproximaci hysterezních závislostí zatěžovacích charakteristik byla úspěšně aplikována metoda neuronových sítí (viz. obr. 25).



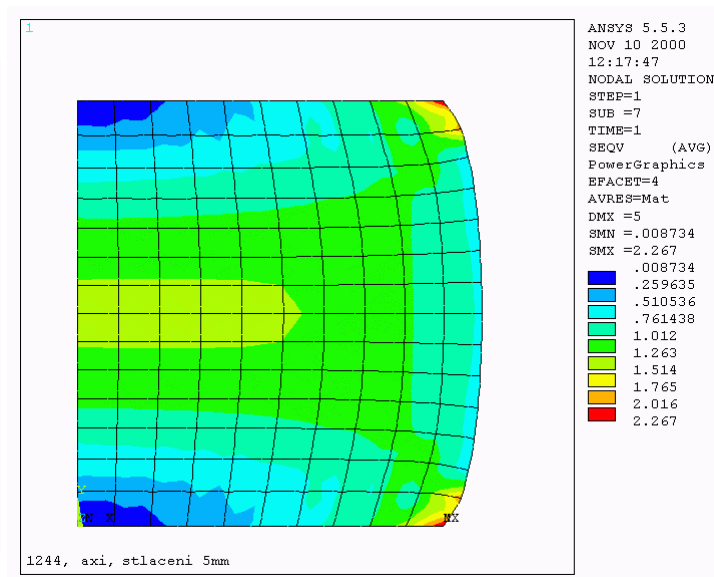
obr. 25

f) Výzkum vlastností pryžových silentbloků (Ing. Mácha)

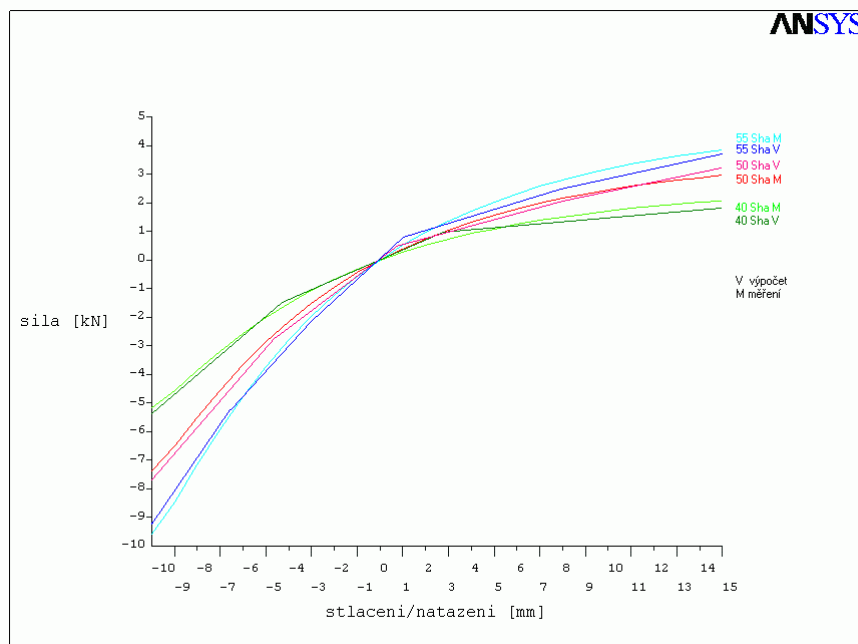
je rozdělen na experimentální část - zatěžování zkušebních těles podle normy ISO pro identifikaci materiálových konstant a na modelový výzkum s využitím metody MKP programového systému ANSYS. Výsledky řešení modelu jsou porovnány s experimentálními (diagramy síla - deformace pro silentbloky vyrobené z pryže o různé tvrdosti).



obr. 26



obr. 27



obr. 28

III. Vytvoření metodiky pro experimentální zkoušky sedačky užitých vibroizolačních prvků (doc. Barbora, Ing. Zúbek, Ing. Mastník).

Tato metodika byla vytvořena na základě jednak zkušeností z experimentálního výzkumu v SVÚSS, jednak vlastních z předchozích let od zahájení provozu zkušebny v r. 1996. Nová metodika se od předcházející liší jednak v realizaci tzv. rychlostní zatěžovací charakteristiky (pro identifikaci výsledného účinku tlumení a pasivních odporů), jednak v realizaci kinematického buzení s kvaziharmonickým signálem s pomalu se měnící frekvencí a konstantní amplitudou zdvihu, rychlosti, resp. zrychlení.

IV. Přenos zrychlení z podstavce sedačky na řidiče operátora v

- vertikálním směru
- příčným a podélným horizontálním směru
- konfrontace s přenosem zrychlení na náhradní diskrétní modely lidského těla.

Tato výzkumná etapa začala v posledním čtvrtletí r. 2001, až po zprovoznění horizontálního elektrohydraulického pulzátoru. Byla studována jednak korelace mezi evropskou (přenos zrychlení) a americkou hygienickou normou (absorbovaný výkon), jednak korelace mezi parametry vibračního procesu a fyziologickými účinky (pokles pozornosti jako důsledek).

V. Výzkum aktivní regulace dyn. systému sedačky řidiče

- Standardní poloh. regulace, pracující s odchylkou relativního zdvihu od rovnovážné polohy. Je popsána diferenciální rovnicí prvního řádu

$$\left[\frac{dV_0}{dp} + \int_{l_0}^l \frac{\partial S}{\partial p}(p, x) dx (p + p_a) + V \right] \frac{dp}{dt} + (p + p_a) S(p, l) \frac{dl}{dt} = R_p T \frac{dm}{dt}$$

přičemž pro regulační hmotnostní proud platí

$$\frac{dm}{dt} = \mu S(z_r) f(p, p_a, p_z),$$

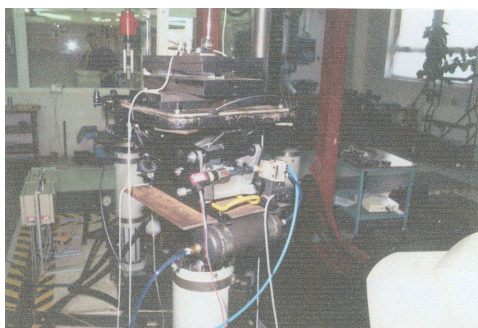
kde možnost nadkritického a podkritického proudění je vyjádřena tlakovou funkcí

$$f(p, p_a, p_z) = \begin{cases} \left[\frac{2}{R_p T} p_z (p_z - p) \right]^{\frac{1}{2}}, & p_z < 2p \\ \dots \\ \left(\frac{1}{2R_p T} p_z \right)^{\frac{1}{2}}, & p_z > 2p \\ \dots \\ \left(\frac{1}{2R_p T} p \right)^{\frac{1}{2}}, & p > 2p_a \end{cases}$$

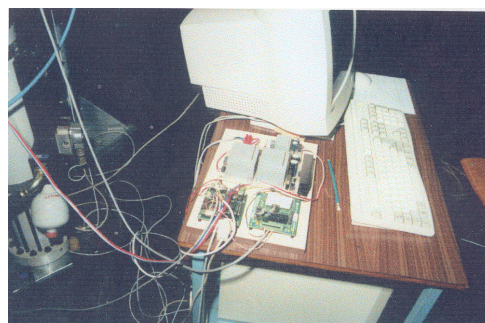
Polohový regulátor pneumat. pružiny s mechanickým náhonem, byl nahrazen elektropneumatickým proporcionálním ventilem s tím, že relativní zdvih je snímán elektricky; příslušný procesor měl symetrizovat regulační proud při plnění nebo vypouštění pružiny. I zde byl registrován neuspokojivý průběh přenosu budícího signálu v rezonanční a podrezonanční oblasti.

- Regulace pracující vedle odchylky rel. zdvihu též s absolutním zrychlením na dolní základně sedačky. Zde je aplikováno nelineární řízení elektropneumatického

ventilu ve tvaru kaskády, jejíž první část představuje lineární kombinaci regulační odchylky a odchylky ve tvaru rozdílu třetích mocnin žádané a výstupní hodnoty. V tomto případě dochází k podstatnému snížení amplitudového přenosu podrezonanční a zejména rezonanční oblasti (doc. Záda, Ing. Tůma). Na obr. 29 a 30 je patrné uspořádání experimentu na zkušebně.

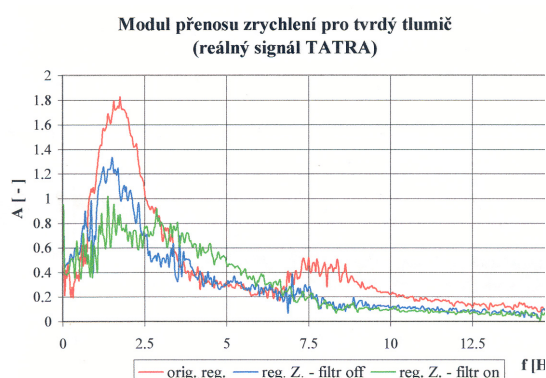


obr. 29

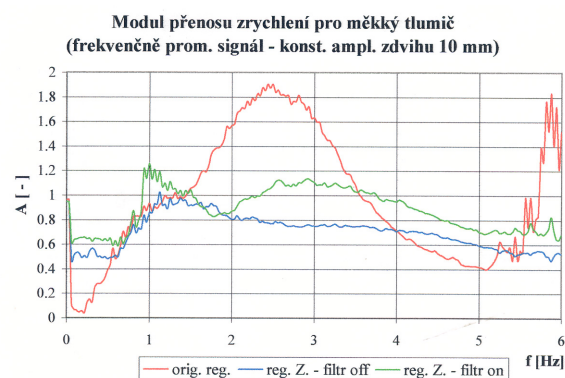


obr. 30

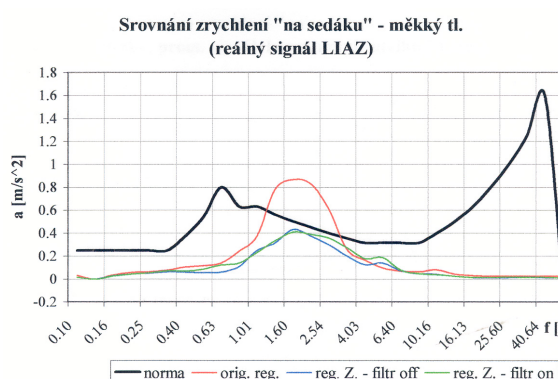
Ukázky srovnání záznamu modulu přenosu zrychlení pro determinovaný (obr. 31) a stochastický (obr. 32) signál. Srovnání zrychlení v třetinooktávových pásmech při buzení reálným signálem pro "měkký" a "tvrdý" tlumič je na obr. (33) a obr. (34).



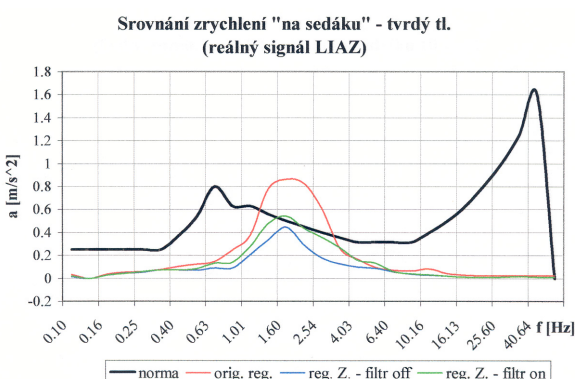
obr. 31



obr. 32

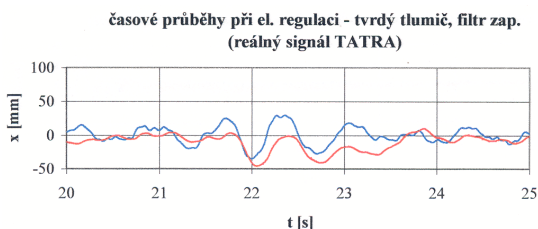
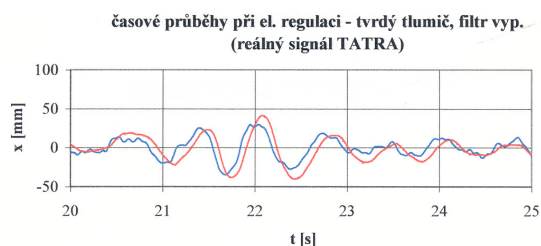
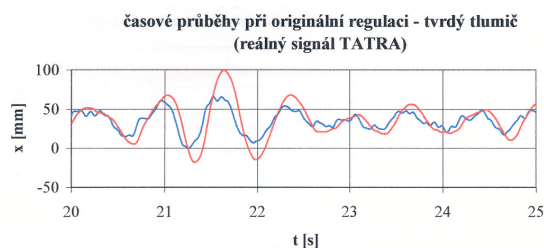


obr. 33

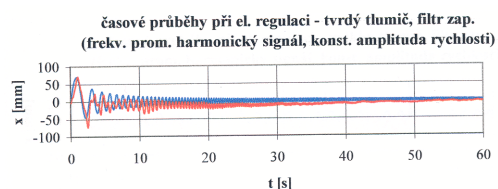
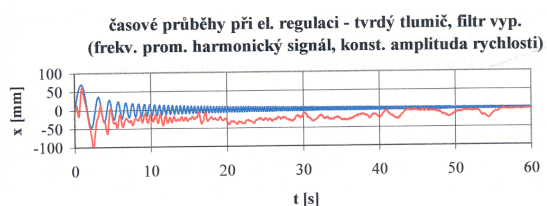
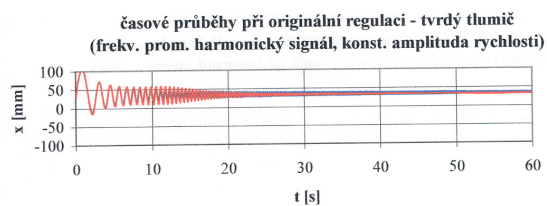
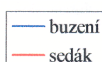


obr. 34

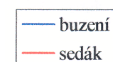
Konečně jsou srovnány časové průběhy výchylky sedáku při stochastickém obr. (35), (), () a determinovaném buzení (36), (), () .



obr. 35



obr. 36



Dá se předpokládat, že aplikace dvojčinného pneumatického válce resp. dvojčinné pneumatické pružiny přinese další zlepšení.

Výzkumné práce byly provedeny s podporou grantu MŠMT VS 9708 "Řízené vibroizolační systémy", výzkumného záměru MŠMT 242100003 "Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím" a grantu MŠMT COST P4-20 "Zpřesnění matematického modelu hydraulického tlumiče".

Literatura

- Šklíba, J.: O vlivu umístění pneumatické pružiny v pružícím podstavci sedačky na jeho stabilitu, „Inženýrská mechanika 95“, Národní konference s mezinárodní účastí, Svratka 1995, Sborník. 2. díl str. 499 – 503.
- Šklíba, J.: Srovnání úplného a zkráceného modelu těla řidiče na odpružené sedačce, „Inženýrská mechanika 96“, národní konference s mezinárodní účastí, Svratka, 2. díl str. 225 – 230.
- Šklíba, J., Svoboda, R., Barbora, J.: About a problem of an additional horizontal vibroisolation of a driver seat. International Conference Mechatronics and Robotics, Technical University Brno 1997, Sborník str. 245 – 250.
- Šklíba, J., Svoboda, R., Barbora, J.: About a problem of an additional horizontal vibroisolation of a driver seat. International Conference Mechatronics and Robotics, Technical University Brno 1997, Sborník str. 245 – 250.
- Šklíba, J., Mastník, Z.: Aplikace představitelného tlumiče v dynamickém systému sedačky. Inženýrská mechanika 98, Národní konference s mezinárodní účastí, Sborník str. 739 – 744.
- Šklíba, J., Barbora, J.: Poznámky k návrhu metodiky zkoušení sedaček řidiče na elektrohydraulickém pulzátoru, Colloquium Dynamics of Machines 99, ÚT AV Praha 1999, Sborník str. 245 – 250.
- Šklíba, J., Círk, D.: Poznámka k problému regulace hydropneumatického prvku, Seminář „Interakce a zpětné vazby“, Ústav termomechaniky AVČR '99, Sborník str. 165 – 170.
- Šklíba, J., Svoboda, R.: Pressure Distribution in a Hydraulic Damper, VIII, International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec 2000, str. 623 – 628.
- Šklíba, J., Svoboda, R., Štěpán, M.: Hydraulický tlumič s regulací horního a dolního útlumu. Colloquium Dynamics of Machines 2001. ÚT AV ČR 6. - únor 2001, Praha
- Zúbek, T., Barbora, J., Šklíba, J.: První zkušenosti s magnetoreologickým tlumičem. Sborník VII. National seminar with international participation - November 2001
- Votrubec, R., Šklíba, J.: Identification of global characteristic of damper. Sborník Inženýrská mechanika 2001, květen 2001, Svratka
- Loudová, J., Mevald, J., Šklíba, J.: Subharmonie resonance of some vibroisolated systém, Inženýrská mechanika 2001, str. 161 - 163.
- Záda, V.: Vibroisolation Control of Driver Seat. In.: 2001 IEEE International Conference on Intelligent Engineering Systems INES 2001, Helsinki, Finland, September 16-18, 2001. Pp. 345-348. ISBN 952-15-0689-X.
- Marvalova, B., Urban, R., Identification of orthotropic hyperelastic material properties of cord-rubber cylindrical air-spring, Euromech Colloquium 430, October 2001, Prague, p.35-6.
- Šklíba, J., Svoboda, R., Štěpán, M.: Hydraulic Damper with Two - State Congeal, Sborník 3. mezinárodní konference Mechatronics, Robotics And Biomechanics, Třešť 10. – září 2001
- Šklíba, J., Svoboda, R., Barbora, J.: On a problem of hydraulic damping valves oscillation. Sborník V. International Conference on Vibration Problems - October 2001, Moskva
- Svoboda, R., Šklíba, J.: Influence of Time Delay of Hydraulic Damper Controller. Sborník International Conference "Vibroengineering" 2001, Kaunas (v tisku)