



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií

DIPLOMOVÁ PRÁCE

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146069828

**Identifikace hydropneumatického tlumícího a pružícího prvku
osobního automobilu**

**Identification of Hydropneumatic Suspension Unit for
Passenger Car**

Rozsah grafických prací: dle potřeby dokumentace

Rozsah průvodní zprávy: cca 35 až 45 stran

Seznam odborné literatury:

- [1] Noskievič.P: Modelování a identifikace systémů. Montanex a.s., 1999
- [2] Brdička M.: Mechanika kontinua. Naklad. ČSAV, Praha 1959
- [3] Bird R.B., Stewart W.E., Lighfoot E.N.: Přenosové jevy. ACADEMIA, Praha 1968
- [4] Souček P.: Elektrohydraulické servomechanismy, skripta ČVUT, fak. strojní, Praha 1992
- [5] Klečka T., Janeček B., Skalla J.: Aktivní vibroizolace čtvrtinového modelu automobilu, výzkumná zpráva, výzkumný záměr FS, MSM 242100003, TU Liberec 2001

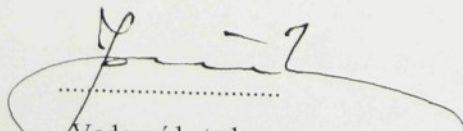
Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.

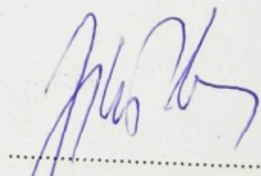
Konzultanti: Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc., Fakulta strojní, KMP
Ing. Tomáš Klečka

Zadání diplomové práce: 21.10.2002

Termín odevzdání diplomové práce: 23. 5. 2003




Vedoucí katedry


Děkan

V Liberci dne 21.10.2002

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce, či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Liberci 20.5.2003



Pavel Cohorna

Poděkování

Děkuji především vedoucímu této diplomové práce doc. Bedřichovi Janečkovi za poskytnutý čas a ochotu, doc. Jaromíru Barborovi za odborné rady a praktické zkušenosti, prof. Janu Šklíbovi za odbornou pomoc při vytváření matematického modelu a všem zaměstnancům Hydrodynamické laboratoře za pomoc při přípravě a realizaci experimentálního měření.

ANOTACE

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit matematický model aktivního hydropneumatického tlumícího a pružícího prvku a na základě provedeného měření porovnat simulační výsledky s chováním reálného systému. Veškeré matematické výpočty a grafické zpracování dat bylo realizováno programem MATLAB 5.3. Vyhodnocením experimentálně zjištěných dat bylo zjištěno, že původně navržený model se značně liší od pozorované skutečnosti. Některé parametry modelu se podařilo upravit podle navrženého postupu. Matematický popis je však třeba dále zpřesnit provedením dalšího měření zejména charakteristických závislostí vlnovcových pružin.

ANNOTATION

The aim of the diploma thesis was to create methematic model of hydropneumatic suspension unit and to compare the results of simulation with measurement on real system. Mathematical computations and graphic processing of the measured data were realized in MATLAB 5.3 software. The data analysis brought out the fact that the created model cosiderably differs from the real system. Some of the model parameters were modified according to the suggested procedure. But still there is necessary to make other improvements of the model by using data acquired in the measurement of the characteristic dependences of the used bellows.

Seznam použitých zkratk

V_{1k}	objem dolní komory hydraulického obvodu
V_{3k}	objem horní komory hydraulického obvodu
V_2	objem dolní komory pneumatického obvodu
V_4	objem horní komory pneumatického obvodu
p_1	tlak kapaliny v dolní komoře hydraulického obvodu
p_2	tlak plynu v dolní komoře (pružícím objemu)
p_3	tlak kapaliny v horní komoře hydraulického
p_4	tlak plynu v horní komoře (přídavném objemu)
ρ_2	hustota plynu v dolní komoře
ρ_4	hustota plynu v horní komoře
G_p	hmotnostní tok plynu tryskou
G_{PS}	hmotnostní tok plynu servoventilem
Q_H	objemový tok kapaliny škrtícím otvorem konstantního průřezu
Q_{HS}	objemový tok kapaliny servoventilem
α_H	ztrátový součinitel průtoku oleje škrtícím otvorem
α_{HS}	ztrátový součinitel průtoku oleje servoventilem
α_p	ztrátový součinitel průtoku plynu tryskou
α_{PS}	ztrátový součinitel průtoku plynu servoventilem
B_{HD}	součinitel průtoku oleje škrtícím otvorem při $p_1 < p_3$
B_{DH}	součinitel průtoku oleje škrtícím otvorem při $p_1 > p_3$
B_{HS}	součinitel průtoku oleje servoventilem
h_{desky}	výška ocelové desky
d_{dotv}	průměr otvoru v desce
V_{dotv}	objem otvoru v desce
h_{pr}	délka pneumatického vlnovce
h_1	délka dolního dvojlínovce
h_3	délka horního dvojlínovce
d_{1ef}	průměr efektivní plochy dolního dvojlínovce
d_{3ef}	průměr efektivní plochy horního dvojlínovce
K	modul objemové pružnosti oleje ve vlnovci

OBSAH

1	ÚVOD.....	8
2	MATEMATICKÝ MODEL.....	8
2.1	KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ	8
2.2	MATEMATICKÝ POPIS HYDRAULICKÉHO OBVODU	10
2.2.1	<i>Výpočet tlaků v pracovních komorách.....</i>	<i>11</i>
2.2.2	<i>Průtok kapaliny odporovým vedením</i>	<i>13</i>
2.2.3	<i>Vlastnosti vlnovcových pružin v hydraulickém obvodu.....</i>	<i>17</i>
2.3	MATEMATICKÝ POPIS PNEUMATICKÉHO OBVODU	22
2.3.1	<i>Stavové veličiny plynu v pracovních komorách.....</i>	<i>24</i>
2.3.2	<i>Hmotnostní tok plynu odporovým vedením.....</i>	<i>26</i>
2.3.3	<i>Charakteristika pneumatické pružiny.....</i>	<i>30</i>
2.4	SILOVÉ ÚČINKY	31
3	EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ.....	33
3.1	MĚŘENÍ A ZPRACOVÁNÍ DAT	34
3.1.1	<i>Postup měření</i>	<i>35</i>
3.1.2	<i>Zpracování naměřených dat</i>	<i>36</i>
3.2	POROVNÁNÍ S VÝSLEDKY SIMULACE	39
4	ZÁVĚR	43
5	LITERATURA.....	45
A	SIMULAČNÍ SCHÉMA.....	46
B	SIMULAČNÍ VÝPOČTY – POROVNÁNÍ.....	52

1 Úvod

V současné době se při vývoji automobilů klade důraz na zajištění co nejlepších jízdních vlastností a také na dosažení maximálního komfortu. Tyto parametry jsou ve značné míře ovlivněny použitým systémem pérování. Proto se hledají cesty, jak stávající systémy nahradit novými, které dokáží měnit své vlastnosti v závislosti na kvalitě vozovky, ale také na dynamice jízdy, tedy pérování s možností řízení. Aby bylo možné najít kvalitní algoritmus řízení, je nutné detailně popsat dynamické vlastnosti takového systému a matematický popis co nejvíce přiblížit pozorované skutečnosti. Jednou z variant aktivního tlumícího prvku je i systém popsáný v této práci.

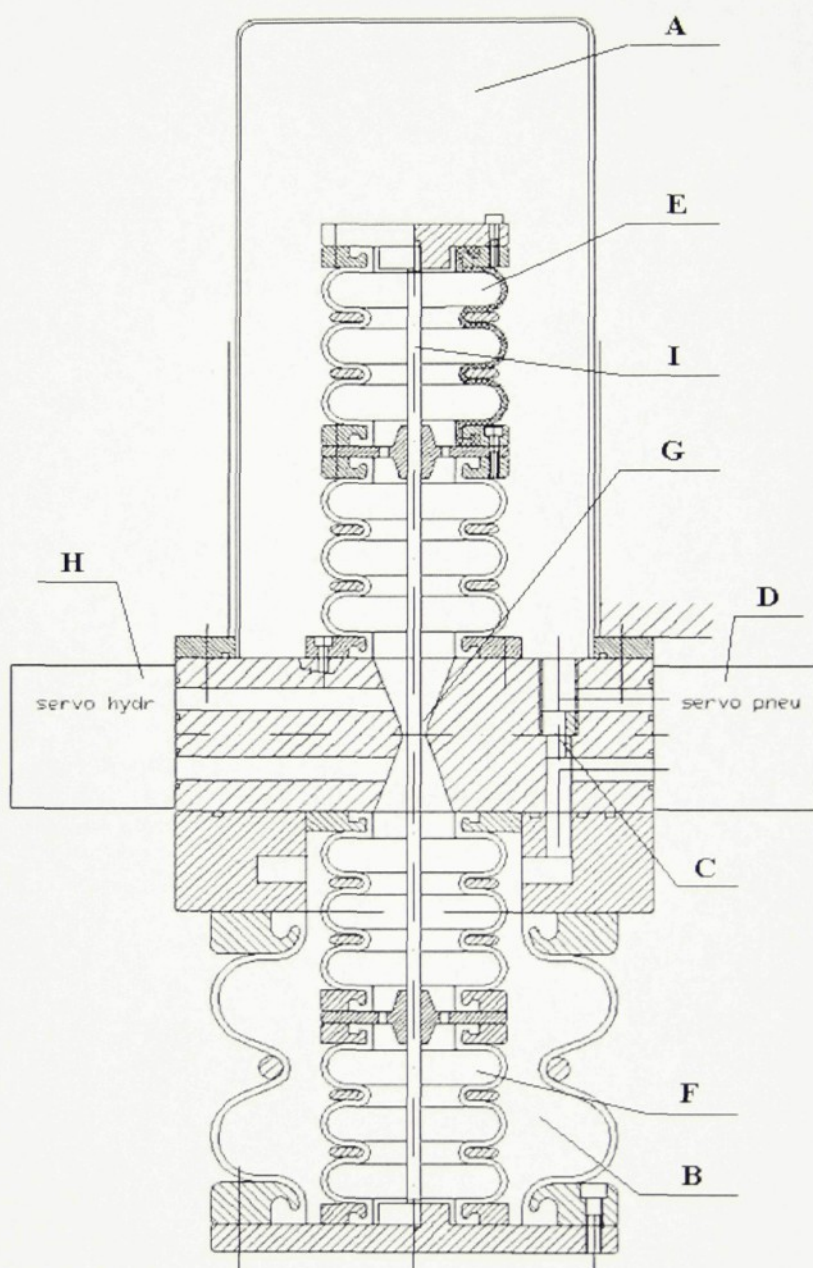
2 Matematický model

V následujících kapitolách bude popsán tlumící a pružící prvek se strukturou zobrazenou na obr. 2-1. Jedná se o aktivní hydro-pneumatický systém pérování s možností nezávislého řízení tlumících i pružících vlastností.

Pro hodnocení vlastností tlumících a pružících prvků je určující zejména závislost síly na zdvihu. Proto zvolíme jako vstupní signál zdvih x a jeho časovou změnu (rychlost) v . Vstupními parametry systému budou i řídicí signály jednotlivých servoventilů. Pomocí numerické simulace pak na základě matematického modelu vypočteme silové účinky.

2.1 Konstrukční uspořádání

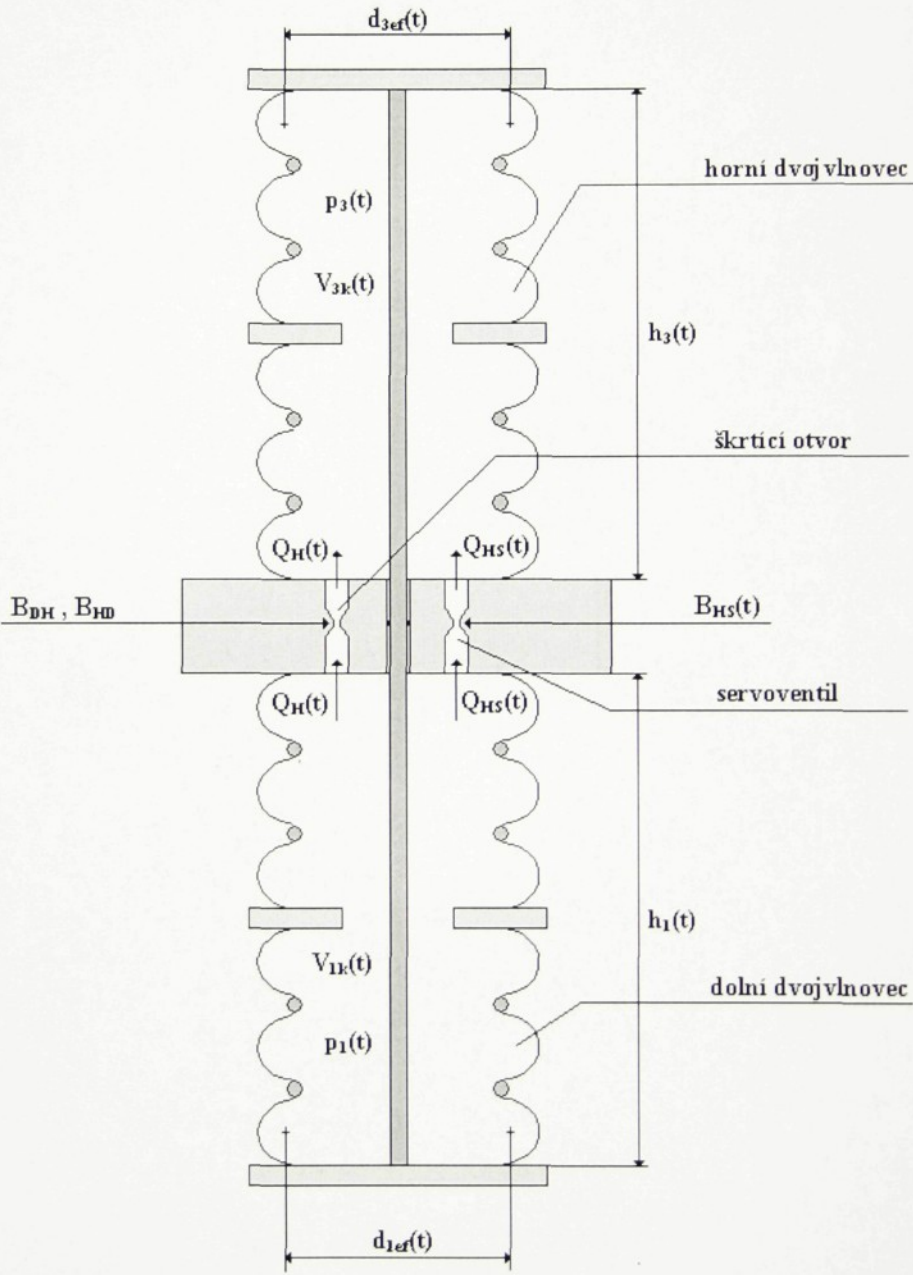
Systém je tvořen dvěma pracovními obvody. Oba se skládají ze dvou pracovních komor, mezi nimiž je pevně nastaven průtokový kanál. Paralelně k němu je připojeno zkratovací vedení, které prochází řízeným servoventilem. To umožňuje nezávisle měnit parametry obou obvodů.



Obr. 2-1 Konstrukční uspořádání aktivního tlumičícího a pružícího prvku

- A přidavný objem pneumatického obvodu
- B pneumatická vlnovcová pružina
- C tryska v pneumatickém vedení
- D servoventil v pneumatickém obvodu
- E horní komora hydraulického obvodu (2x třívlňná pružina)
- F dolní komora hydraulického obvodu (2x třívlňná pružina)
- G kanál s konstantní průtokovou plochou
- H servoventil pro hydraulický obvod
- I ocelová tyč spojující horní a spodní část hydraulického obvodu

2.2 Matematický popis hydraulického obvodu



Obr. 2-2 Náhradní schéma hydraulické části tlumícího prvku

Hydraulická část tlumicího prvku (obr. 2-2) je tvořena dvěma dvojvlnovci (resp. čtyřmi třívlennými pružinami), které jsou vzájemně spojeny tyčí, jež zajišťuje konstantní celkovou délku. Pracovní komory (horní a dolní dvojvlnovec) jsou propojeny krátkým hydraulickým vedením, které představuje odpor proti pohybu kapaliny B_{HD} a B_{DH} . Díky tomu se hydraulický podsystem chová jako tlumič. K tomuto vedení je paralelně připojen průtokový kanál procházející servoventilem. Ten představuje další, paralelně zapojený odpor B_{HS} , který lze řídit elektrickým signálem. Pomocí servoventilu lze tedy řídit výsledné vlastnosti tlumicí části systému.

Tyto veličiny budou podrobněji popsány v následujících kapitolách.

p_1	tlak kapaliny v dolním dvojvlnovci
p_3	tlak kapaliny v horním dvojvlnovci
h_1	výška dolního dvojvlnovce
h_3	výška horního dvojvlnovce
d_{1ef}	průměr efektivní plochy dolního dvojvlnovce
d_{3ef}	průměr efektivní plochy horního dvojvlnovce
V_{1k}	objem dolního dvojvlnovce
V_{3k}	objem horního dvojvlnovce
Q_H	objemový tok kapaliny škrtkícím otvorem konstantního průřezu
Q_{HS}	objemový tok kapaliny servoventilem
B_{HD}	součinitel průtoku škrtkícího otvoru při $p_1 < p_3$
B_{DH}	součinitel průtoku škrtkícího otvoru při $p_1 > p_3$
B_{HS}	součinitel průtoku servoventilu

2.2.1 Výpočet tlaků v pracovních komorách (dvojvlnvcích)

Pro výpočet tlaků uvnitř pracovních komor využijeme vztahu popisujícího stlačitelnost kapaliny podrobněji popsány v [2]. Vztah vyjadřuje skutečnost, že při změně tlaku dochází ke změně objemu kapaliny.

$$\Delta p = \frac{K}{V} \cdot \Delta V$$

(2.2.1-1)

Kde Δp představuje rozdíl tlaků po a před stlačením, ΔV rozdíl objemů před a po stlačení, V je objem kapaliny v dokonale tuhé nádobě a K modul objemové pružnosti kapaliny

Chceme-li popisovat dynamické změny tlaků, musíme tuto závislost převést do diferenciálního tvaru.

$$dp = \frac{K}{V} \cdot dV \quad (2.2.1-2)$$

Diferenciál dV je dán součtem přítoků do nádoby a elementární změnou objemu nádoby dV_G

$$dV = -dV_G + \sum_i Q_i \cdot dt \quad (2.2.1-3)$$

Elementární změnu tlaku v čase získáme vynásobením (2.2.1-2) výrazem $\frac{1}{dt}$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{K}{V} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{K}{V} \cdot \left(-\frac{dV_G}{dt} + \sum_i Q_i \right) \quad (2.2.1-4)$$

Pro tlaky v komorách hydraulického systému popsaného na obr. 2-2 lze na základě (2.2.1-4) odvodit následující diferenciální rovnice

$$\dot{p}_1 = \frac{K}{V_1} \cdot (-\dot{V}_{1k} - Q_H - Q_{HS}) \quad (2.2.1-5)$$

$$\dot{p}_3 = \frac{K}{V_3} \cdot (-\dot{V}_{3k} + Q_H + Q_{HS}) \quad (2.2.1-6)$$

Pro objemy kapaliny ve dvojnóvcích V_1 a V_3 platí

$$V_1 = \int_0^t (-\dot{V}_{1k} - Q_H - Q_{HS}) dt \quad (2.2.1-7)$$

$$V_3 = \int_0^t (-\dot{V}_{3k} + Q_H + Q_{HS}) dt \quad (2.2.1-8)$$

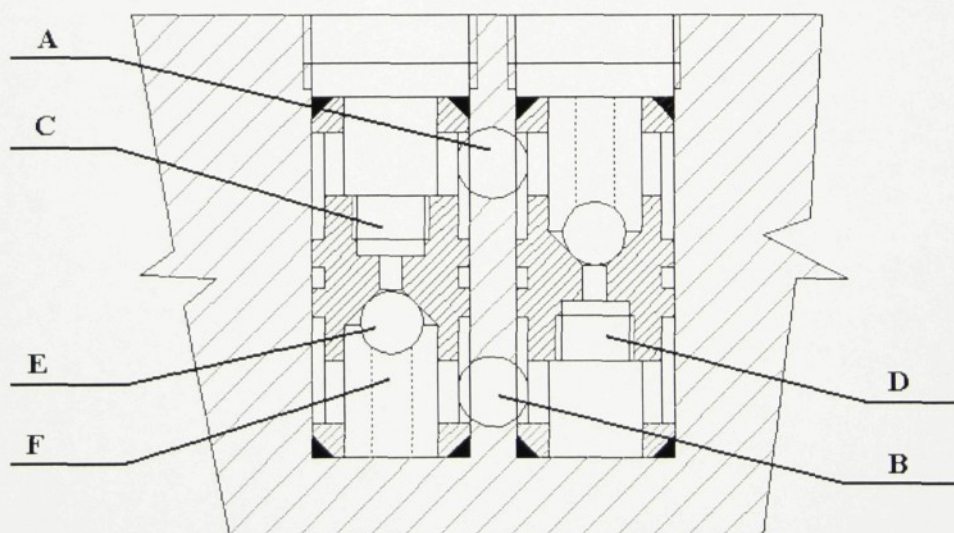
Simulační schéma je uvedeno v příloze A-3 a A-4

2.2.2 Průtok kapaliny odporovým vedením

Pracovní komory hydraulického pod systému jsou propojeny vedením. To je tvořeno otvorem s konstantním průřezem (tryskou), k němuž je paralelně připojeno vedení procházející servoventilem. Ten představuje řízený hydraulický odpor proti pohybu.

Proudění kapaliny tryskou konstantního průřezu

Aby bylo možné zajistit různé chování tlumiče při roztažení a stlačení, je toto vedení realizováno pomocí dvou kuličkových ventilů (obr. 2-3). Každému je předřazena výměnná tryska s konstantním průřezem. Záměnou trysky pak lze nastavit základní charakteristiku tlumiče. Kuličkové ventily jsou uspořádány tak, aby jeden propouštěl v případě, že $p_1 > p_3$ (součinitel průtoku B_{DH}), druhý je otevřen za předpokladu, že $p_1 < p_3$ (jeho součinitel v tomto směru nazveme B_{HD}). Pro zjednodušení modelu budeme dále předpokládat, že pružina ventilu má zanedbatelnou tuhost a ventil propouští bez odporu již při minimálním tlakovém spádu. Určující odpor proti pohybu kapaliny bude tedy dán zejména průměrem trysky.



Obr. 2-3 Realizace odporového vedení pomocí kuličkových ventilů

- | | |
|---|--|
| A | přítokový kanál propojený s horní komorou hydraulického obvodu |
| B | přítokový kanál propojený s dolní komorou hydraulického obvodu |
| C | otvor pro výměnitelnou trysku s plochou průtoku S_{HD} |
| D | otvor pro výměnitelnou trysku s plochou průtoku S_{DH} |
| E | kulička |
| F | pružina |

Pro odvození vztahu pro průtok vedením vyjdeme z Bernoulliho rovnice, která vyjadřuje zákon zachování energie při proudění dokonalé kapaliny za působení tíhového zrychlení.

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gh = konst \quad (2.2.2-1)$$

Označíme-li veličiny na přítoku indexem 1 (v_1 , p_1 , h_1) a veličiny na výtoku indexem 2 (v_2 , p_2 , h_2), bude mít Bernoulliho rovnice tvar

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gh_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gh_2 \quad (2.2.2-2)$$

Při proudění hydraulickým vedením musí být dále splněn zákon zachování hmotnosti.

$$Q_m = \rho \cdot S \cdot v = konst \quad (2.2.2-3)$$

Budeme-li dále předpokládat, že rozdíl hustoty kapaliny ρ na přítoku a výtoku je zanedbatelný, bude mít rovnice kontinuity tvar

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (2.2.2-4)$$

Kde S_1 představuje plochu průtoku a v_1 rychlost proudění na přítoku. S_2 a v_2 označují plochu a rychlost proudění při výtoku. Vyjádříme-li rychlost v_1 a dosadíme-li do (2.2.2-2), lze získat vztah pro rychlost proudění na straně výtoku kapaliny.

$$v_2 = \sqrt{\frac{S_1^2}{S_1^2 - S_2^2} \cdot \left[\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2) + 2g(h_1 - h_2) \right]} \quad (2.2.2-5)$$

Pro systém popsany na obr. 2-2 můžeme dále zanedbat vliv polohové energie kapaliny, protože její velikost bude mnohem menší než hodnota tlakové energie. Budeme tedy uvažovat, že polohový rozdíl přítoku a výtoku neovlivňuje výtokovou rychlost. Dále můžeme předpokládat, že rychlost proudění na straně vysokého tlaku v_1 je vzhledem k rychlosti výtoku v_2 zanedbatelná. Vztah pro rychlost proudění za tryskou pak bude mít podobu

$$v_2 = \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)} \quad (2.2.2-6)$$

Vztah (2.2.2-6) však platí pouze za předpokladu, že při proudění nedochází ke ztrátám vlivem tření. Pro výpočet skutečné rychlosti zavedeme výtokový součinitel α . Tento součinitel bude mít pro každou rychlost různou hodnotu.

$$v_{2skut} = \alpha \cdot v_{2teor} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} \quad (2.2.2-7)$$

Označíme plochu trysky před ventilem propouštějícím při $p_3 > p_1$ S_{HD} , a obdobně plochu trysky S_{DH} , za předpokladu, že $p_3 < p_1$. Průtokové rovnice hydraulického systému (obr. 2-2) pak budou mít tvar

$$Q_H = -S_{HD} \cdot v_{HD} = -B_{HD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_3 - p_1)} \quad \text{pro } p_3 > p_1 \quad (2.2.2-8)$$

$$Q_H = S_{DH} \cdot v_{DH} = B_{DH} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_3)} \quad \text{pro } p_1 > p_3 \quad (2.2.2-9)$$

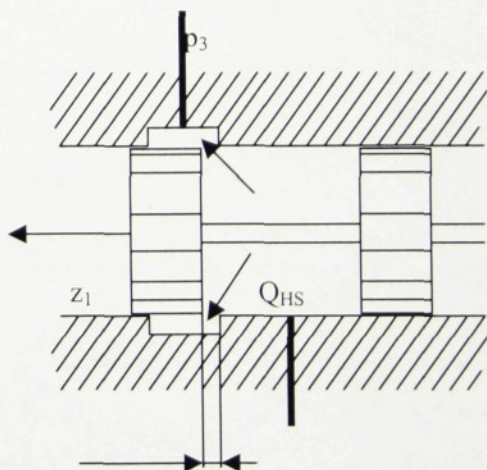
B_{HD} a B_{DH} představují součinitel průtoku charakterizující daný průtokový otvor.

$$B = S \cdot \alpha$$

(2.2.2-10)

Proudění kapaliny servoventilem

Pro řízení celkového průtoku je použit servoventil (obr. 2-4). K regulaci dochází pomocí proměnných hydraulických odporů škrcením na hranách šoupátka. To je zajištěno nastavitelnou velikostí zdvihu šoupátka z_1 . Při výpočtu rychlosti proudění kapaliny na výstupu ze servoventilu budeme postupovat obdobným způsobem. Pro skutečnou rychlost proudění při $p_1 > p_3$ tedy platí



Obr. 2-4 Konstrukční provedení servoventilu

$$v_{DHHS} = \alpha_{HS} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_3)} \quad (2.2.2-11)$$

Pro opačný směr proudění ($p_1 < p_3$) platí

$$v_{HDHS} = -\alpha_{HS} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_3 - p_1)} \quad (2.2.2-12)$$

Škrťicí plocha S_{HS} zde bude obsah pláště válce daného průměrem šoupátka d_{s1} a velikostí otevření $z_1 - z_{10}$. Průtoková rovnice servoventilu pak bude mít tvar

$$Q_{HS} = \alpha_{HS} \cdot S_{HS} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_3)} \cdot \text{sign}(p_1 - p_3) \quad (2.2.2-13)$$

$$S_{HS} = \pi \cdot d_{s1} \cdot (z_1 - z_{10}) \quad (2.2.2-14)$$

Podle [2] lze dynamické vlastnosti ventilu popsat diferenciální rovnicí 2. řádu

$$T_{sv1}^2 \ddot{z}_1 + 2\xi_{sv1} T_{sv1} \dot{z}_1 + z_1 = K_{sv1} u_1 \quad (2.2.2-15)$$

Veličina z_1 zde představuje relativní polohu šoupátka, u_1 je řídicí napětí, K_{sv1} zesílení servoventilu, T_{sv1} je časová a ξ_{sv1} tlumící konstanta servoventilu v hydraulickém obvodu.

Simulační schéma pro výpočet objemových průtoků podle uvedených vztahů je uvedeno v příloze A-5.

2.2.3 Vlastnosti vlnovcových pružin v hydraulickém obvodu

Pracovní komory hydraulického obvodu jsou realizovány pomocí dvou třívlínných vlnovcových pružin, které jsou zapojeny do série a společně tvoří dvojvlnovec.

Vlnovcové pružiny jsou tvořeny pryžovým vakem, který v závislosti na protažení (zdvihu) x a na přetlaku pracovního média p_p mění svou efektivní plochu S_{ef} . Ta je definována podílem zatěžovací síly F a přetlaku p_p

$$S_{ef} = \frac{F}{p_p}$$

(2.2.3-1)

Bude-li uvnitř pružiny tekutina o objemu V , lze podle [3] určit efektivní plochu také ze vztahu.

$$S_{ef} = \frac{dV}{dx}$$

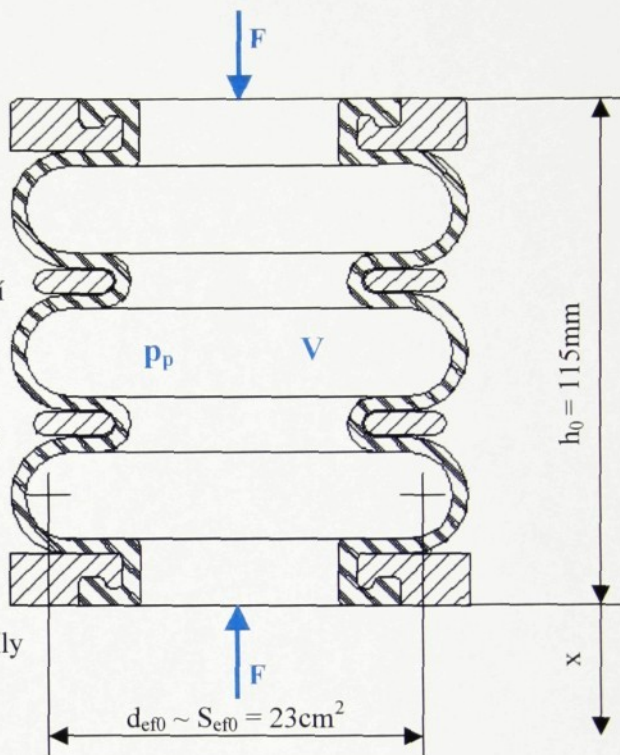
(2.2.3-2)

Zdvih orientujeme tak, že při roztážení pružiny bude x kladné.

Efektivní plocha je obecně závislá na zdvihu a přetlaku. Její charakteristika je zjišťována experimentálně a lze ji aproximovat polynomem obou proměnných.

$$S_{ef}(x, p) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n a_{i,j} \cdot l^i \cdot p^j$$

(2.2.3-3)



Obr. 2-5 Vlnovcová pružina v hydraulickém obvodu

V případě dvou pružin zapojených do série bude při rovnovážné a stabilní konfiguraci jejich zatížení totožné (princip akce a reakce). Za předpokladu stejného přetlaku uvnitř vaků bude stejná i efektivní plocha. Zdvih každé z pružin pak bude polovina celkového zdvihu obou pružin.

Známe-li okamžitou efektivní plochu a tlak uvnitř vlnovcové pružiny, lze podle 2.2.3-1 snadno určit zatěžovací sílu jednotlivých komor popisovaného systému.

$$F_1 = S_{Hef} \left(\frac{h_1}{2} - h_0; p_1 \right) \cdot p_1 \quad (2.2.3-4)$$

$$F_3 = S_{Hef} \left(\frac{h_3}{2} - h_0; p_3 \right) \cdot p_3 \quad (2.2.3-5)$$

Kde h_0 představuje volnou délku nezatíženého dvojvlnovce.

Pomocí okamžité hodnoty efektivní plochy určíme i časovou změnu objemu pracovních komor

$$\dot{V}_{1k} = S_{Hef} \left(\frac{h_1}{2} - h_0; p_1 \right) \cdot \dot{h}_1 \quad (2.2.3-6)$$

$$\dot{V}_{3k} = S_{Hef} \left(\frac{h_3}{2} - h_0; p_3 \right) \cdot \dot{h}_3 \quad (2.2.3-7)$$

Charakteristická závislost efektivní plochy pružiny použité v hydraulickém obvodu však zatím nebyla proměřena. Při simulačních výpočtech ji prozatím budeme považovat za lineární funkci zdvihu. Pro její vyjádření vyjdeme z katalogových údajů. Vliv přetlaku na hodnotu efektivní plochy zanedbáme.

$$S_{Hef}(x) = 0.05 \cdot x + 0.0023 \quad (2.2.3-8)$$

Po provedení experimentu bylo možné tuto charakteristickou závislost přesněji určit pomocí naměřených tlaků a síly při harmonickém zatěžování hydraulického obvodu. Cílem je nalézt funkční závislost mezi těmito veličinami. Za předpokladu platnosti vztahu 2.2.3-1 lze navrhnout funkci, jejíž minimalizací zjistíme hodnoty polygonu, kterým aproximujeme skutečnou závislost efektivní plochy na zdvihu pružiny

Pro aproximaci použijeme polygon stupně 5, tj. určíme koeficienty **a₀..a₅**. Při naměřeném tlaku **p₁, p₃** a známé výšce **h₁, h₂** by pro výslednou sílu mělo platit

$$F_{teoret} = F_1 - F_3 = S_{Hef} \left(\frac{h_1}{2} - h_0 \right) \cdot p_1 - S_{Hef} \left(\frac{h_3}{2} - h_0 \right) \cdot p_3 \tag{2.2.3-9}$$

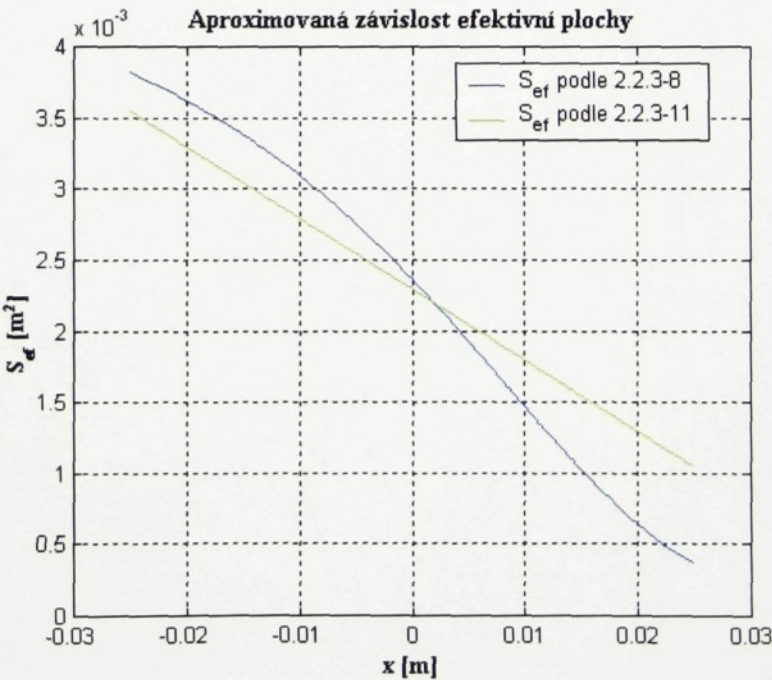
Rozdíl vypočtené síly **F_{teoret}** a naměřené síly **F_m** budeme minimalizovat pomocí kvadratického kritéria 2.2.3-10. Použijeme funkci *fminsearch* pro minimalizaci vícerozměrné nelineární funkce (metoda Nelder-Mead).

$$J = \sum (F_m - F_{teoret})^2 \rightarrow \min \tag{2.2.3-10}$$

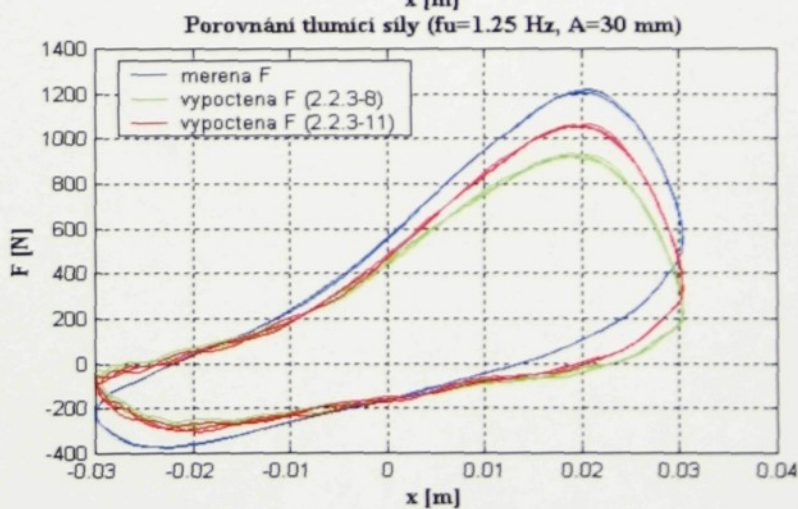
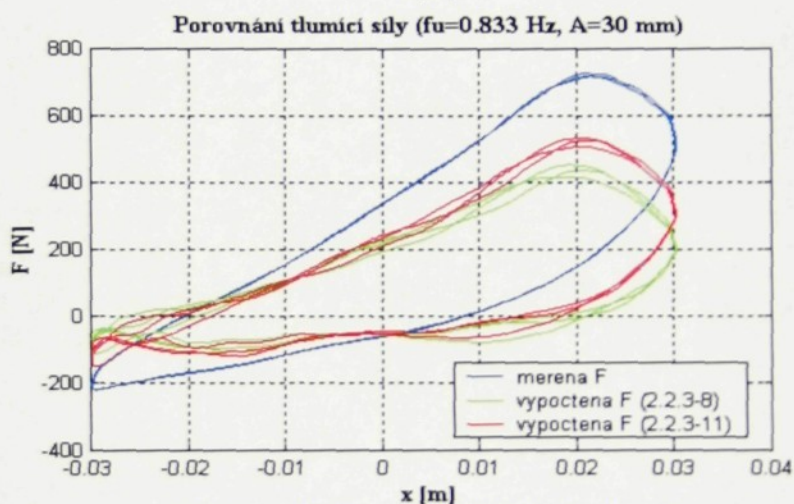
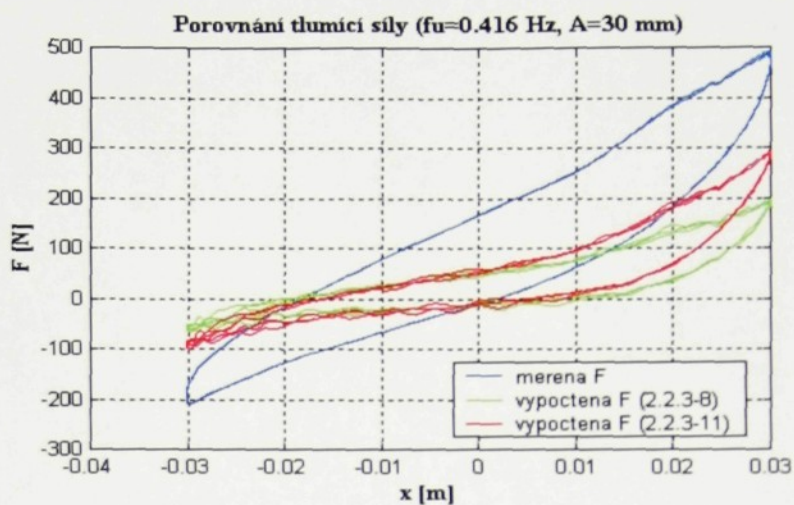
Po provedení minimalizace bylo zjištěno, že efektivní plochu vlnovcové pružiny použité v hydraulickém obvodu nejlépe aproximuje polynom

$$\begin{aligned} a_0 &= 2.3674 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 & a_1 &= 8.3638 \cdot 10^{-2} \text{ m} \\ a_2 &= -8.6638 \cdot 10^{-1} & a_3 &= -2.1484 \cdot 10 \text{ m}^{-1} \\ a_4 &= 7.0225 \cdot 10^2 \text{ m}^{-2} & a_5 &= 3.2216 \cdot 10^3 \text{ m}^{-3} \end{aligned}$$

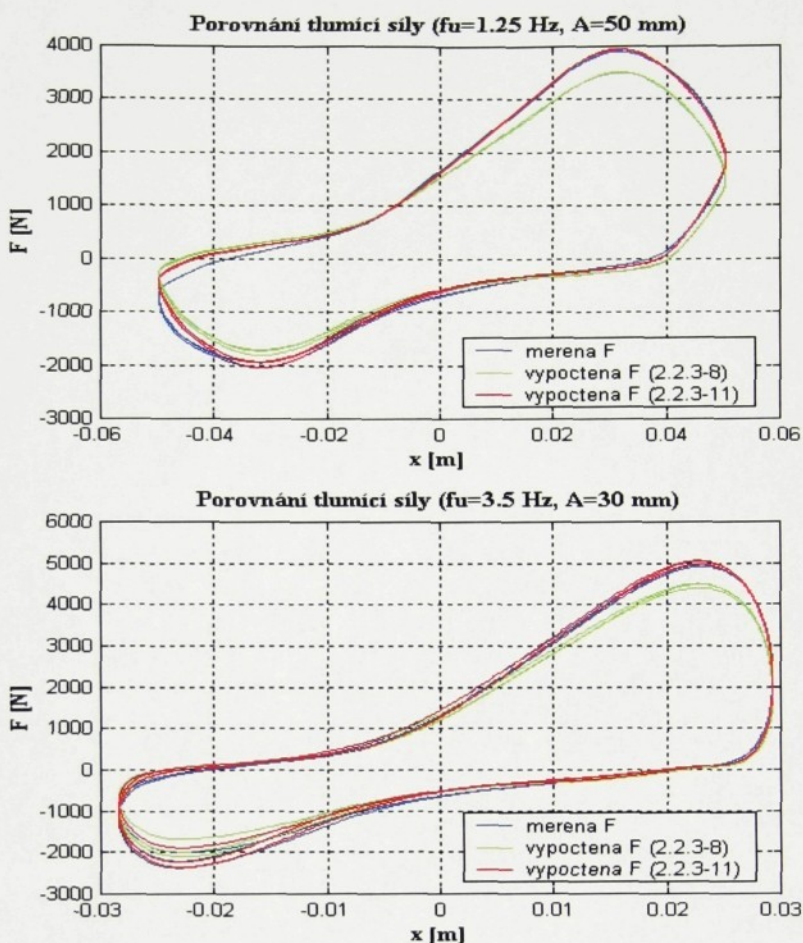
$$S_{Hef}(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5 \tag{2.2.3-11}$$



Obr. 2-6 Charakteristická závislost síla-zdvih pružiny použité v hydraulickém obvodu



Obr. 2-7a Porovnání naměřené tlumicí síly F_t a síly vypočtené pomocí naměřených tlaků p_1 , p_3 a aproximované charakteristiky efektivní plochy S_{Hef} podle 2.2.3-9



Obr. 2-7b Porovnání naměřené tlumicí síly F_t a síly vypočtené pomocí naměřených tlaků p_1 , p_3 a aproximované charakteristiky efektivní plochy S_{Heff} podle 2.2.3-9

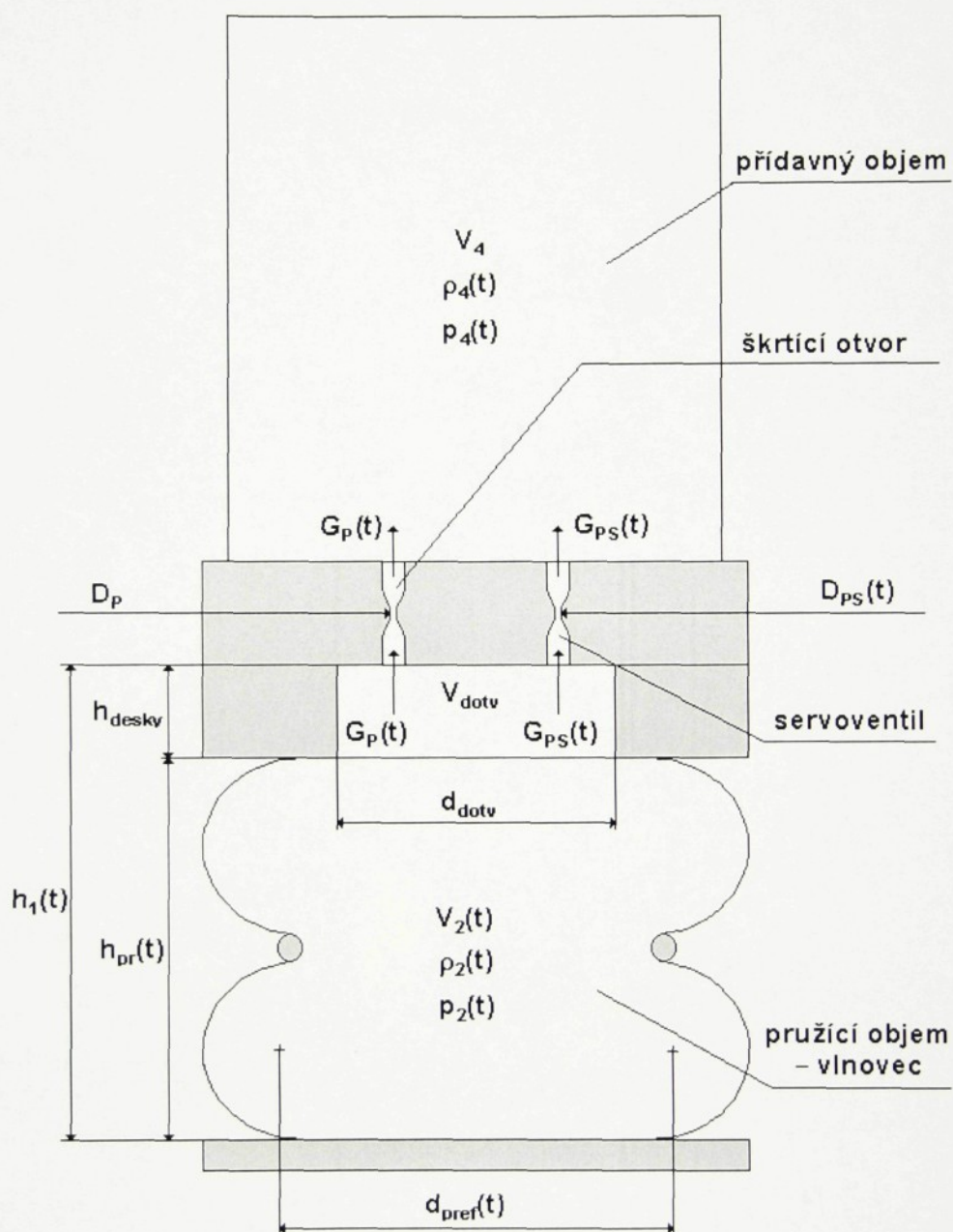
Na obr. 2-7 jsou uvedeny grafy, na nichž je zobrazena závislost tlumicí síly F_t hydraulického obvodu na zdvihu x . Je zde možné porovnat naměřenou sílu a sílu vypočtenou pomocí tlaků p_1 a p_3 (experimentálně zjištěných) podle vztahu 2.2.3-9 při použití charakteristiky efektivní plochy vypočtené podle 2.2.3-8 a 2.2.3-11. Z grafů je patrné, že při použití zjištěné charakteristiky efektivní plochy bylo dosaženo největší shody naměřené a vypočtené síly při vyšších frekvencích buzení zdvihu x . Nejvíce se naopak liší při nižších frekvencích, zejména při 0,416 Hz a 0,833 Hz s amplitudou 30 mm. To může být způsobeno nepřesností charakteristiky $S_{\text{Heff}}(x)$ při menším zdvihu, pravděpodobněji však hlavně zanedbáním vlivu přetlaku na efektivní plochu. Minimalizačním výpočtem bylo dosaženo částečné zlepšení, avšak to je pro zpřesnění modelu nedostačující. Chyba charakteristiky $S_{\text{Heff}}(x)$ totiž značnou měrou ovlivňuje přesnost modelu. Proto bude nutné tuto závislost proměřit.

2.3 Matematický popis pneumatického obvodu

Pneumatický obvod (obr. 2-8) je tvořen dvěma pracovními komorami. První představuje pružící objem v podobě vlnovcové pružiny. Druhá komora je realizována jako kryt horní části a plní funkci přídavného objemu. Mezi těmito komorami je pevně nastaven průtokový kanál v podobě trysky a paralelně k němu je připojeno další odporové vedení procházející elektricky ovládaným servoventilem, který umožňuje řídit výsledný odpor vedení. Pneumatický obvod zde plní funkci pružiny s říditelnou tuhostí.

Pro model pneumatického obvodu budeme popisovat tyto veličiny:

V_2	objem dolní komory
V_4	objem horní komory
p_2	tlak plynu v dolní komoře (pružícím objemu)
p_4	tlak plynu v horní komoře (přídavném objemu)
ρ_2	hustota plynu v dolní komoře
ρ_4	hustota plynu v horní komoře
G_p	hmotnostní tok plynu tryskou
G_{ps}	hmotnostní tok plynu servoventilem
D_p	součinitel průtoku tryskou
D_{ps}	součinitel průtoku servoventilem
h_{desky}	výška desky
d_{dotv}	průměr otvoru v desce
V_{dotv}	objem otvoru v desce
h_{pr}	délka pneumatického vlnovce
h_l	celková délka dolní komory (délka dolního dvojvlnovce)



Obr. 2-8 Náhradní schéma pneumatického obvodu

2.3.1 Stavové veličiny plynu v pracovních komorách

Pro popis změn stavových veličin plynu vyjdeme ze stavové rovnice pro ideální plyn (2.3.1-1) resp. z jejího diferenciálního tvaru. V [1] je popsán model, kde je pro změnu stavu plynu uvažován izotermický děj.

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.3.1-1)$$

p	tlak plynu
V	objem nádoby resp. plynu v nádobě
m	hmotnost plynu v nádobě
R	univerzální plynová konstanta ($R=287 \text{ m}^2\text{s}^{-2}\text{K}^{-1}$)
T	teplota plynu

Diferenciální tvar stavové rovnice pro izotermický děj je dán vztahem

$$p \cdot \dot{V} + \dot{p} \cdot V = \dot{m} \cdot R \cdot T \quad (2.3.1-2)$$

Diferenciální rovnice pro tlak v komorách pneumatického obvodu pak mají tvar

$$\dot{p}_2 \cdot (V_2 - V_{lk}) = (-G_p - G_{ps}) \cdot R \cdot T - p_2 \cdot (\dot{V}_2 - \dot{V}_{lk}) \quad (2.3.1-3)$$

$$\dot{p}_4 \cdot (V_4 - V_{3k}) = (G_p + G_{ps}) \cdot R \cdot T - p_4 \cdot (-\dot{V}_{3k}) \quad (2.3.1-4)$$

Tento popis je výhodné použít pro svou jednoduchost a poslouží pro první porovnání simulačních výsledků se skutečností.

U pneumatického systému podle obr. 2-8 však nelze předpokládat konstantní teplotu plynu. Proto v dalších úvahách budeme předpokládat, že všechny termodynamické procesy jsou adiabatické. Tzn. že jsou reverzibilní, bez tření a probíhají podle adiabatické změny stavu, teplo není dodáváno z okolí nebo do něho odváděno, systém je dokonale izolován. Tento předpoklad je také idealizací a ve skutečnosti nikdy přesně nenastane, měl by však pomoci lépe popsat změny stavových veličin v daném systému. Pro hodnoty stavových veličin pak platí

$$p \cdot \rho^{-\kappa} = konst$$

(2.3.1-5)

kde κ je poměr měrných tepel

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

(2.3.1-6)

pro vzduch je $\kappa=1.4$. Měrné teplo c_p , resp. c_v je množství tepla, které je nutno přivést látce o hmotnosti 1 kg, aby se ohřála o 1 K při konstantním tlaku, resp. objemu.

Provedeme-li derivaci vztahu (2.3.1-5), získáme diferenciální tvar stavové rovnice pro adiabatický děj

$$dp \cdot \rho^{-\kappa} - \kappa \cdot p \cdot \rho^{-\kappa-1} \cdot d\rho = 0$$

(2.3.1-7)

Pro vyjádření změn hustoty použijeme vztah pro zákon zachování hmotnosti

$$m = \rho \cdot V = konst$$

(2.3.1-8)

resp. jeho diferenciální tvar

$$dm = d\rho \cdot V + \rho \cdot dV$$

(2.3.1-9)

Vynásobíme-li vztahy (2.3.1-7) a (2.3.1-9) výrazem $\frac{1}{dt}$, po úpravách získáme diferenciální rovnice pro tlak a hustotu v pracovních komorách pneumatického obvodu.

$$\dot{p}_2 = \frac{\kappa \cdot p_2}{\rho_2} \cdot \dot{\rho}_2$$

(2.3.1-10)

$$\dot{\rho}_2 = \frac{1}{V_2 - V_{lk}} \left[(-G_P - G_{PS}) - \rho_2 \cdot (\dot{V}_2 - \dot{V}_{lk}) \right]$$

(2.3.1-11)

$$\dot{p}_4 = \frac{\kappa \cdot p_4}{\rho_4} \cdot \dot{\rho}_4$$

(2.3.1-12)

$$\dot{\rho}_4 = \frac{I}{V_4 - V_{3k}} \left[(G_P + G_{PS}) - \rho_4 \cdot (-\dot{V}_{3k}) \right] \quad (2.3.1-13)$$

Simulační schéma je uvedeno v příloze A-7 a A-8.

2.3.2 Hmotnostní tok plynu odporovým vedením

Odporové vedení pneumatického obvodu je obdobně jako u hydraulického obvodu realizováno pomocí pevně nastaveného průtokového kanálu, který je zkratován vedením procházejícím servoventilem. Při odvozování rychlosti průtoku budeme i zde vycházet ze zákona zachování hmotnosti (2.2.2-3) a z Bernoulliho rovnice, která vyjadřuje zákon zachování energie při proudění tekutiny.

Stlačitelnost plynu však neumožňuje použít tvar (2.2.2-1), který je definován pro dokonale nestlačitelnou kapalinu. Proto použijeme Bernoulliho rovnici pro adiabatický děj (2.3.2-2) odvozenou v [2], která vychází z Bernoulliho rovnice v diferenciálním tvaru při zanedbání vlivu polohové energie (2.3.2-1) a diferenciálního tvaru vztahu pro adiabatický děj (2.3.1-7).

$$v dv + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (2.3.2-1)$$

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} \quad (2.3.2-2)$$

Stranu s vyšším tlakem označme indexem 1 (v_1 , p_1 , ρ_1) a veličiny na straně výtoku indexem 2 (v_2 , p_2 , ρ_2). Podobně jako u hydraulického obvodu lze zanedbat rychlost proudění plynu na straně vysokého tlaku, tj. rychlost v_1 . Pro rychlost proudění tryskou v_2 pak platí

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)} \quad (2.3.2-3)$$

Po započtení ztrát vlivem tření dostaneme vztah pro skutečnou rychlost proudění (2.3.2-4). Výtokový součinitel α_p bude i zde pravděpodobně záviset na rychlosti proudění a na průměru trysky (ploše průtoku)

$$v_{2skut} = \alpha_p \cdot v_{2teor} = \alpha_p \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)} \quad (2.3.2-4)$$

Pro hmotnostní tok pak platí

$$G = \alpha_p \cdot S \cdot \rho_2 \cdot v_{2teor} = \alpha_p \cdot S \cdot \rho_2 \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2} \right)} \quad (2.3.2-5)$$

Dále je třeba počítat se skutečností, že při zatěžování popisovaného systému může dojít k překročení kritického poměru tlaků $p_2/p_1 < p_{krit}/p_1$. Při splnění této podmínky je hmotnostní tok konstantní a dosahuje zde maximální hodnoty. Kritický poměr tlaků a hodnotu maximálního hmotnostního toku lze získat vyšetřením extrému funkce $f(p_2/p_1)$, kterou získáme úpravou vztahu (2.3.2-5).

$$G = \alpha_p \cdot S \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot f\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \alpha_p \cdot S \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.3.2-6)$$

$$\frac{p_{krit}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.528 \quad (\text{pro vzduch } \kappa=1.4) \quad (2.3.2-7)$$

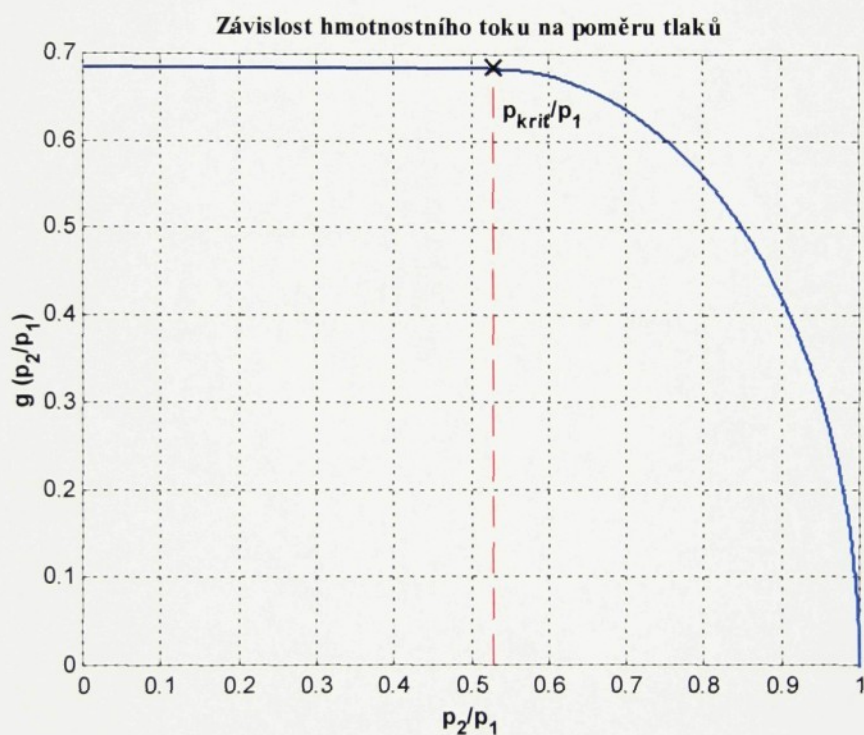
$$G_{max} = \alpha_p \cdot S \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot f\left(\frac{p_{krit}}{p_1}\right) \quad (2.3.2-8)$$

Pro účely simulace zavedeme funkci poměrného výtoku $g(p_2/p_1)$ (obr. 2-9)

$$g\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{G}{\alpha_p \cdot S \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} \geq 0.528$$

$$g\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \frac{G_{max}}{\alpha_p \cdot S \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{krit}}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{krit}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{pro } \frac{p_2}{p_1} < 0.528$$

(2.3.2-9)



Obr. 2-9 Závislost poměrného hmotnostního toku na poměru tlaků p_2/p_1

Pro objemový tok tryskou popisovaného pneumatického systému (obr. 2-8) s plochou průtoku S_p můžeme napsat rovnice

$$G_p = S_p \cdot \alpha_p \cdot \sqrt{p_2 \cdot \rho_2} \cdot g\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad \text{pro } p_2 > p_1$$

(2.3.2-10)

$$G_P = -S_P \cdot \alpha_P \cdot \sqrt{p_4 \cdot \rho_4} \cdot g \left(\frac{p_2}{p_4} \right) \quad \text{pro } p_2 < p_4 \quad (2.3.2-11)$$

Škrťací plocha má kruhový průřez s poloměrem d_p , proto

$$S_P = \pi \frac{d_p^2}{4} \quad (2.3.2-12)$$

Obdobně pro hmotnostní tok plynu servoventilem platí

$$G_{PS} = S_{PS} \cdot \alpha_{PS} \cdot \sqrt{p_2 \cdot \rho_2} \cdot g \left(\frac{p_4}{p_2} \right) \quad \text{pro } p_2 > p_4 \quad (2.3.2-13)$$

$$G_{PS} = -S_{PS} \cdot \alpha_{PS} \cdot \sqrt{p_4 \cdot \rho_4} \cdot g \left(\frac{p_2}{p_4} \right) \quad \text{pro } p_2 < p_4 \quad (2.3.2-14)$$

Škrťací plocha servoventilu S_{PS} je opět plocha pláště válce daného průměrem šoupátka d_{S2} a velikostí otevření $z_2 - z_{20}$.

$$S_{PS} = \pi \cdot d_{S2} \cdot (z_2 - z_{20}) \quad (2.3.2-15)$$

Podobně jako u hydraulického obvodu popíšeme dynamické vlastnosti servoventilu diferenciální rovnicí druhého řádu

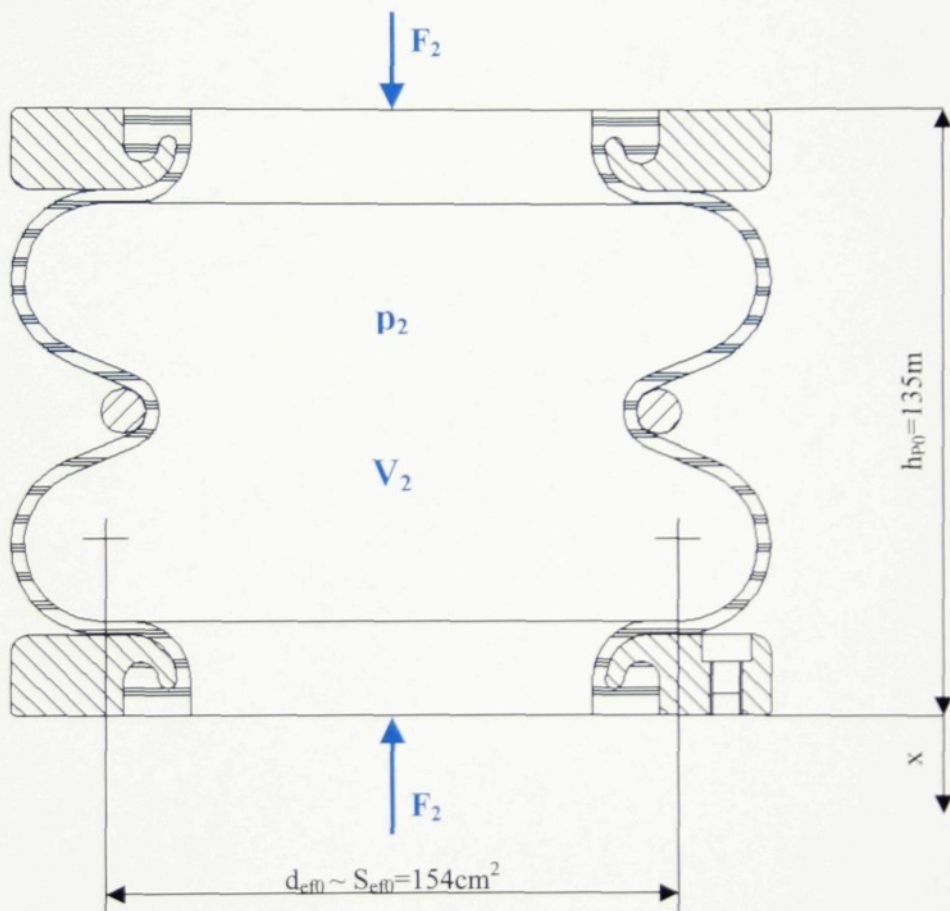
$$T_{sv2}^2 \ddot{z}_2 + 2\xi_{sv2} T_{sv2} \dot{z}_2 + z_2 = K_{sv2} u_2 \quad (2.3.2-16)$$

Kde z_2 představuje relativní polohu šoupátka, u_2 řídicí napětí, K_{sv2} zesílení servoventilu, T_{sv2} je časová a ξ_{sv2} tlumící konstanta servoventilu zapojeném v pneumatickém obvodu.

Simulační schéma pro výpočet hmotnostních toků odporovým vedením je uvedeno v příloze A-9.

2.3.3 Charakteristika pneumatické pružiny

Při výpočtu zatěžovací síly a časové změny objemu pneumatické pružiny (obr. 2-10) budeme postupovat obdobně jako v případě vlnovců použitých v obvodu hydraulickém. Budeme rovněž uvažovat, že efektivní plocha je pouze funkcí zdvihu, vliv přetlaku je zanedbatelný.



Obr. 2-10 Dvouvlínná pružina jako dolní komora pneumatického obvodu

$$F_2 = S_{Pef} (h_1 - h_{P0} - h_{desky}) \cdot p_2 \quad (2.3.3-1)$$

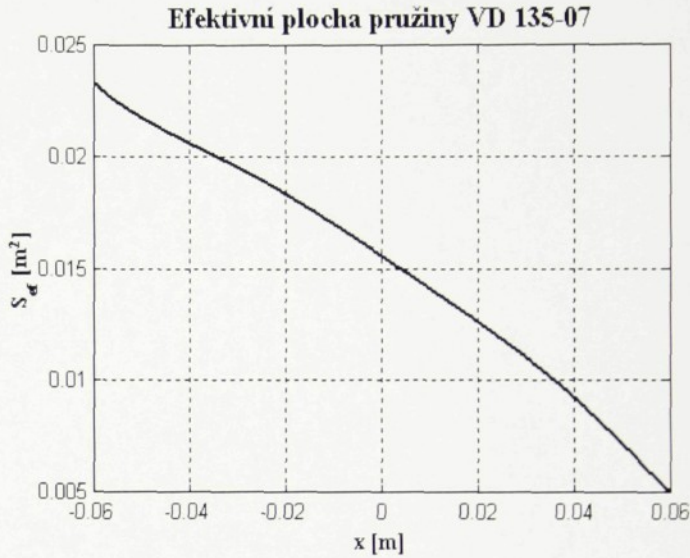
$$\dot{V}_2 = S_{Pef} (h_1 - h_{P0} - h_{desky}) \cdot \dot{h}_1 \quad (2.3.3-2)$$

Podle [4] lze efektivní plochu použité dvouvlákné pružiny aproximovat polynomem osmého stupně

$$S_{\text{Pef}}(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 + a_4x^4 + a_5x^5 + a_6x^6 + a_7x^7 \quad (2.3.3-3)$$

kde

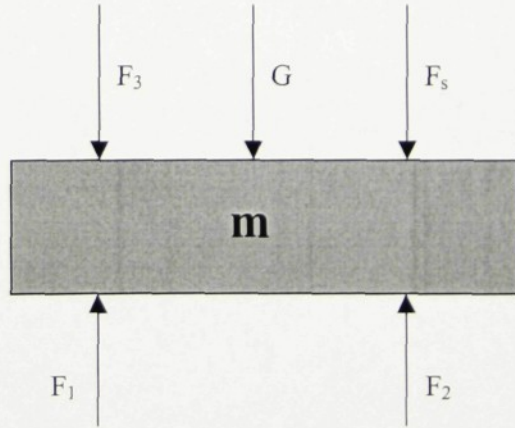
$$\begin{aligned} a_0 &= 1.555855 \cdot 10^{-2} \\ a_1 &= 1.466469 \cdot 10^{-1} \\ a_2 &= -1.437128 \cdot 10^{-1} \\ a_3 &= -8.413083 \cdot 10^0 \\ a_4 &= -2.350207 \cdot 10^2 \\ a_5 &= 4.313066 \cdot 10^3 \\ a_6 &= 4.642854 \cdot 10^4 \\ a_7 &= -4.213070 \cdot 10^5 \end{aligned}$$



Obr. 2-11 Charakteristická závislost efektivní plochy na zdvihu pružiny VD 135-07 podle [4]

2.4 Silové účinky

Silové účinky systému na odpruženou hmotu získáme pomocí známých tlaků v jednotlivých komorách systému a jejich efektivních ploch. Provedeme uvolnění odpružené hmoty



Obr. 2-12 Uvolnění odpružené hmoty

Výslednou pohybovou sílu F_S pak vypočteme ze vztahu

$$F_S = F_1 + F_2 - F_3 - G \quad (2.3.3-1)$$

Kde F_1 , F_2 a F_3 jsou síly, kterými působí jednotlivé vlnovce na odpruženou hmotu m (vztahy 2.2.3-4, 2.2.3-5 a 2.3.3-1) a G je její tíhová síla. Ta je učena přetlakem p_2 v pružícím objemu pneumatického obvodu při statickém zatížení a volné délce pružiny h_{p0} .

$$G = m \cdot g = p_{20} \cdot S_{pef}(\theta) \quad (2.3.3-2)$$

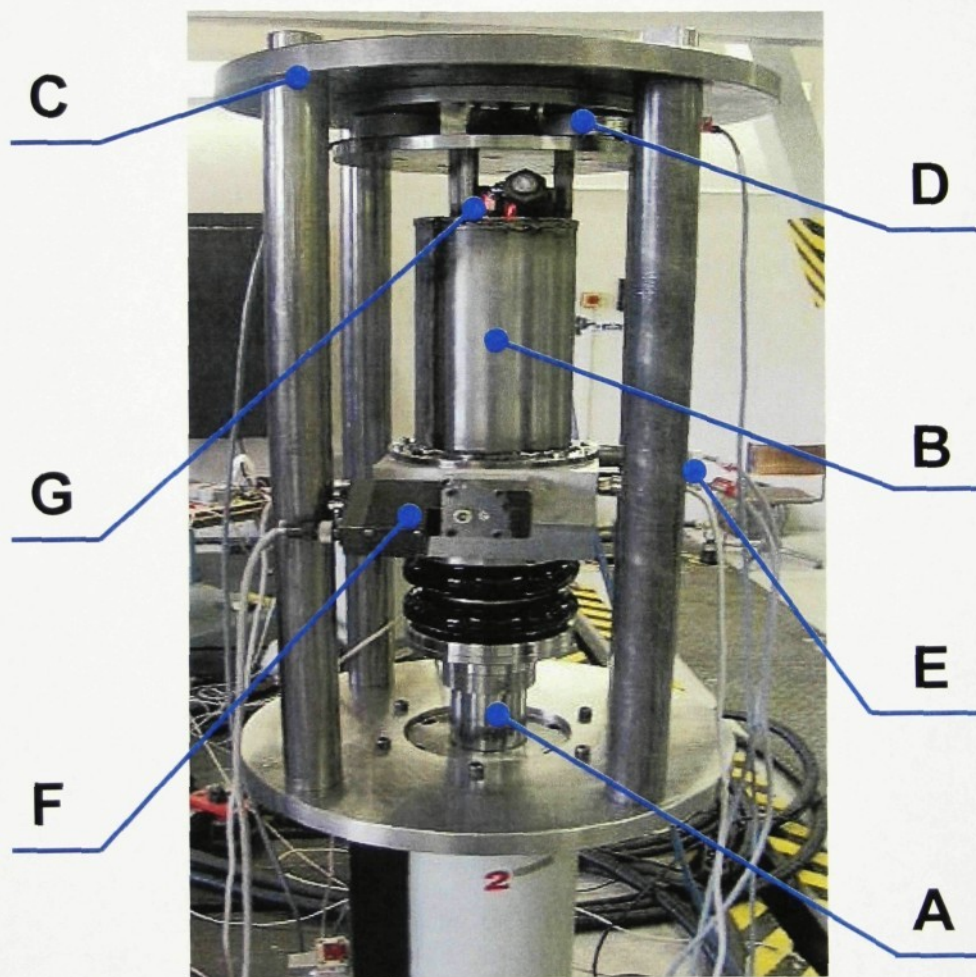
Pro porovnání matematického modelu se skutečným systémem bude vhodné oddělit silové působení hydraulického a pneumatického obvodu. F_T bude představovat tlumicí sílu a F_P sílu pneumatické pružiny.

$$F_T = F_1 - F_3 \quad (2.3.3-3)$$

$$F_P = F_2 \quad (2.3.3-4)$$

3 Experimentální měření

Aby bylo možné zhodnotit výsledky získané numerickou simulací, je nutné provést experimentální měření na reálném modelu popisovaného systému. Měření je nutné navrhnout tak, aby poskytlo základní informace o přenosových vlastnostech síla-zdvih a o základních stavových proměnných systému pomocí nichž by mělo být možné upřesnit vnitřní parametry modelu.



Obr. 3-1 Měření přípravek ukotvený na hydropulzním generátoru

- A hydraulický pulsátor
- B tlumící a pružící jednotka
- C rám ukotvující přípravek
- D snímače síly
- E snímače tlaku
- F servoventil v hydraulickém obvodu
- G otvor pro tlakování pneumatického obvodu

3.1 Měření a zpracování dat

Měření probíhá na silovém generátoru s definovaným průběhem výchylky. Ukotvení přípravku je zachyceno na obr. 3-1. Přípravek je vybaven třemi snímači síly rovnoměrně rozmístěnými po obvodu rámu, aby bylo možné zjistit případné osově výchylky. V součtu budou zachycovat celkové tlumící a pružící účinky systému. Dále obsahuje snímače přetlaku umístěné ve všech pracovních komorách, které by měly pomoci lépe popsat vnitřní strukturu systému. Informace o použitých měřicích prostředcích viz. tab. 3-1 .

Veličina	F ₁	F ₂	F ₃	p ₁	p ₃ [*]	p ₂	p ₄	x
Snímač	GTM 2.5kN	GTM 2.5kN	GTM 2.5kN	JKPOV typ 11447 v.č.1283	JKPOV typ11448- v.č.2014	DMP 331 v.č. 0085371	DMP 331 v.č. 0083572	LVDT
Rozsah	± 2500 N	± 2500 N	± 2500 N	1.6 MPa	16 MPa	1 MPa	1 MPa	± 100 mm
Přep. konst.	-0,253 kN/V	-0.22933 kN/V	-0,23866 kN/V	0,1885 MPa/V	6,0733 Mpa/V	0,1009 MPa/V	0,1013 MPa/V	12.79 mm/V
Napájení	± 10 V	± 10 V	± 10 V	0 ÷ 15 V	0 ÷ 15 V	0 ÷ 12 V	0 ÷ 12 V	± 10 V
Kanál	11	12	13	14	15	6	7	9
Zesilovač	AL1-2	AL2-2	RET2-2	AL3-2	AL4-2	AL1-3	AL2-3	LVDT-Ret 2
Zesílení	250	250	250	100	100	1	1	1

Tab. 3-1 Zapojení snímačů a jejich parametry

Kalibrace snímačů síly se provádí zatěžováním kalibrovaného snímače, který je mechanicky sériově zapojen s etalonovým snímačem a měřením obou výstupních napětí. Kalibrační přímka a chyba etalonu je změřena Státním metrologickým ústavem.

Převodní funkce snímačů přetlaku byly zjištěny za pomoci kompresoru s tlakoměrem kalibrovaným výrobcem. Pro snímač tlaku p₃ (2014) byla kalibrace provedena pouze do 5% jeho rozsahu, neboť při měření by tato hodnota neměla být překročena.

* Při prvních funkčních zkouškách došlo k poškození snímače tlaku JKPOV-11 447 v.č.1408 a bylo nutné jej nahradit dostupným snímačem JKPOV-11 448 v.č.2014 s rozsahem 16MPa, který však pracuje s menší citlivostí. Absolutní chyba měření tlaku p₃ je podle katalogu 64 kPa.

3.1.1 Postup měření

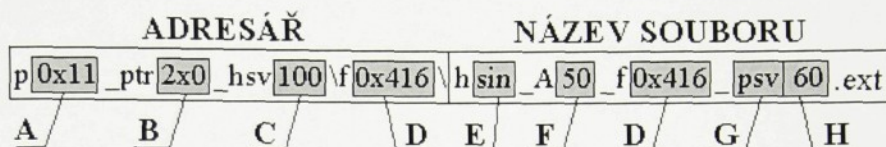
Přípravek ukotvíme na hydraulický pulsátor. Hydraulický obvod naplníme silikonovým olejem a odvzdušníme. Rovnovážnou polohu (počáteční zdvih) nastavíme na volnou délku pneumatické pružiny (tj. 135 mm).

K zatěžování systému použijeme harmonický signál s frekvencemi předepsanými v [5], tj. 0.416 Hz, 0.833 Hz, 1.25 Hz 1.66 Hz a 5 Hz pro doplnění přidáme ještě frekvenci 3.5 Hz. Amplitudu buzení zvolíme tak, aby bylo možné proměřit celou frekvenční škálu, aniž by došlo k překročení rozsahu snímačů a zároveň k poškození přípravku. Simulace ukázala, že vhodnou amplitudou by mohl být zdvih 30mm. Pro nižší frekvence proměříme reakce systému i při téměř plném zdvihu 50mm. Systém budeme také zatěžovat trojúhelníkovým signálem při stejných frekvencích a amplitudách. To by mělo díky předpokládané konstantní rychlosti proudění pomoci nalézt hodnoty ztrátových součinitelů v odporovém vedení. Dále by mělo být možné zjistit reakční dobu systému na skokovou změnu otevření servoventilu.

Aby bylo možné zjistit silové účinky pouze hydraulické (tlumící) části, provedeme napřed měření, tak že do pneumatického obvodu umožníme přístup vzduchu (tzn. zajistíme nulový přetlak). Měření provedeme zmíněným postupem a proměříme tlumící vlastnosti systému při různém otevření servoventilu hydraulického obvodu. Volíme postupně 100%, 80%, 60%, 40%, 20% a 0% otevření.

Pneumatický obvod poté důkladně utěsníme a natlakujeme vzduchem na přetlak 0.11MPa, což by při použité vlnovcové pružině mělo představovat statické zatížení silou cca 1500N. Měření provedeme nejprve bez použití trysky, což by mělo umožnit porovnat, jak se systém chová při minimálním odporu pneumatického vedení (pneumatický servoventil otevřeme na 100%). Poté vybavíme přípravek tryskou o průměru 2mm (pneumatický servoventil postupně otevřeme na 100%, 60%, 40% a 0%). Obdobně proměříme systém při přetlaku 0.15MPa (při vyšším tlaku již dochází k překročení rozsahu snímačů síly). Hydraulický servoventil je ve všech případech otevřen na 100%. Trojúhelníkový signál buzení má smysl použít jen v případě měření s tryskou.

Při zachování uvedeného postupu bude provedeno více než 250 měření. Pro zajištění přehlednosti a možnosti automatizace zpracování dat bude vhodné zvolit pevný způsob značení datových souborů. Název by měl obsahovat veškeré vstupní informace o provedeném měření. Použitý systém značení je zobrazen na obr. 3-2.



Obr. 3-2 Systém značení souborů s naměřenými daty

- A přetlak v pneumatické části v MPa
- B průměr trysky v pneumatickém obvodu [mm] (0 ~ bez trysky)
- C poměr otevření hydraulického servoventilu [%] (x ~ různé)
- D frekvence budicího signálu [Hz]
- E tvar budicího signálu („sin“ – harmonický, „tr“ – trojúhelníkový)
- F amplituda budicího signálu [mm]
- G servoventil („psv“ – pneumatický, „hsv“ – hydraulický)
- H poměr otevření servoventilu F [%]

znak „x“ zastupuje desetinnou čárku

např.

p0x0_ptr0x0_hsvx\f0x833\htr_A30_f0x833_hsv0

měření hydraulického obvodu

buzení trojúhelník, frekvence 0.833Hz, amplituda 30mm

zavřený hydraulický servoventil

p0x15_ptr2x0_hsv100\flx25\hsin_A50_flx25_psv60

měření při přetlaku vzduchu 0.15MPa

tryska v pneumatickém obvodu 2mm

hydraulický servoventil otevřen na 100%

buzení sinus, frekvence 1.25Hz, amplituda 50mm

pneumatické servo otevřeno na 60%

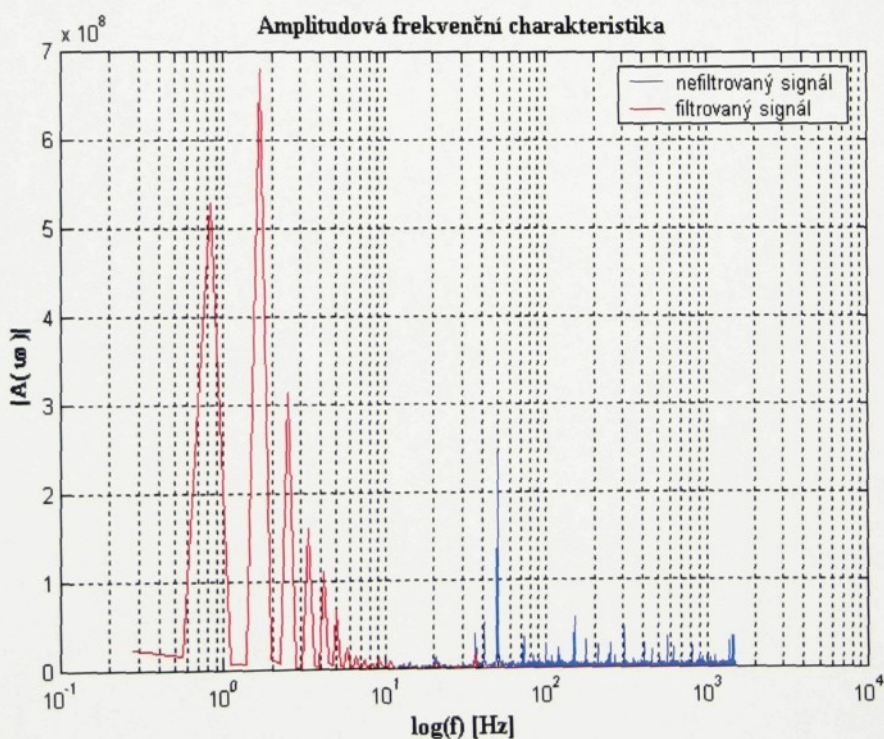
3.1.2 Zpracování naměřených dat

Data byla naměřena pomocí programu „mereni1.vi“ vytvořeném v programovém prostředí LABVIEW. Ten za pomoci kalibračních konstant převádí výstupní napětí ze snímačů přímo na hodnotu měřené veličiny a ukládá je do zvoleného souboru v textovém formátu. Dále byl použit program „mereni2.vi“, který v průběhu měření

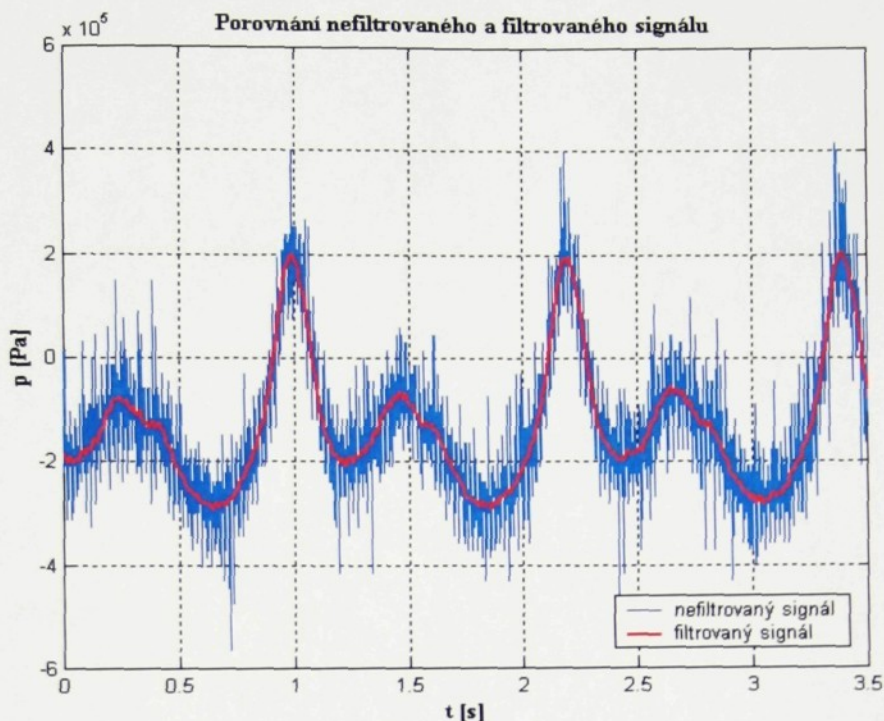
umožnil provádět skokové změny otevření servoventilů. V obou případech jsou data vzorkována s frekvencí 3000 vzorků/s.

Aby bylo možné data zpracovat v programu MATLAB, bylo nutné jednotlivé textové soubory upravit. K tomuto účelu byl vytvořen program *UprMer* v jazyce BORLAND DELPHI 5.0. Pro načítání dat byly dále vytvořeny funkce *LoadASCFile* a *LoadVALFile*, které převedou data z tabulky do datové struktury obsahující všechny naměřené signály a přepočtou jednotlivé veličiny do základních jednotek.

Od naměřeného signálu bylo nutné odfiltrovat šum. Po provedení frekvenční analýzy bylo zjištěno, že na šumu má značný podíl zejména frekvence 50Hz, což je pravděpodobně způsobeno napájecím napětím zesilovačů. Filtr byl proto navržen jako ideální dolní propust s mezní frekvencí 40Hz. To bylo realizováno pomocí rychlé Fourierovy transformace *fft*. Složky frekvenční charakteristiky s frekvencí vyšší než mezní byly odstraněny (vynulovány). Tento postup byl algoritimizován funkcí *filtruj.m*



Obr. 3-3 Amplitudová frekvenční charakteristika naměřeného signálu tlaku p_3
(soubor *hsin_A50_f0x833_hsv0*)



Obr. 3-4 Porovnání filtrovaného a nefiltrovaného signálu tlaku p_3

(soubor hsin_A50_f0x833_hsv0)

Při měření bylo zjištěno, že dochází k posunu nulové hodnoty jednotlivých snímačů. Tato hodnota se výrazněji mění zejména u snímače tlaku p_3 (řádově v desítkách kPa). Proto bude vhodné data upravit tak, aby byl splněn zákon zachování energie. Je třeba najít takový posun p_{3e} tlaku p_3 , aby byl celkový objem V oleje přeneseného mezi oběma pracovními komorami za čas jedné periody T nulový.

$$V = \int_{t1}^{t2} Q(t) \cdot dt \quad (3.1.2-1)$$

Průtok Q vypočteme z naměřených dat podle rovnic 2.2.2-8, 2.2.2-9, 2.2.2-13 pro hydraulický obvod. Symbolem v_H značíme rychlost proudění kapaliny.

$$J = \sum_{i=0}^{T \cdot F_s} [(S_{DH} + S_{HS}) \cdot v_H(i) \cdot (vh(i) > 0) + (S_{HD} + S_{HS}) \cdot v_H(i) \cdot (vh(i) \leq 0)] \rightarrow 0 \quad (3.1.2-2)$$

$$v_H(i) = \sqrt{\frac{2 \cdot |p_1(i) - (p_3(i) - p_{He})|}{\rho}} \cdot \text{sign}[p_1(i) - (p_3(i) - p_{He})] \quad (3.1.2-3)$$

3.2 Porovnání s výsledky simulace

V této kapitole se budeme zabývat porovnáním experimentálně zjištěných dat se simulačními výpočty popsaného modelu. Středem zájmu bude zejména hydraulický podsystem. Jeho správný popis bude totiž důležitý pro zpřesnění modelu pneumatického obvodu. Z měření jsou totiž známy pouze silové účinky systému jako celku.

K zajištění správnosti simulačních výpočtů je třeba nastavit jednotlivé parametry tak, aby přesně odpovídaly měřenému systému. Jedná se zejména o geometrické veličiny (rozměry jednotlivých pracovních komor, velikosti průtokových kanálů), fyzikální vlastnosti pracovních médií (vzduchu a silikonového oleje), charakteristické závislosti jednotlivých součástí (efektivní plochy vlnovců) a počáteční podmínky všech stavových proměnných.

První výsledky simulace ukázaly, že původně vytvořený model se značně liší od pozorované skutečnosti. Byly konfrontovány především naměřené a vypočtené průběhy tlaků v komorách hydraulického obvodu. Cílem by tedy mělo být upravit některé odhadnuté parametry modelu a dosáhnout tak zpřesnění matematického popisu. Mezi ně patří zejména ztrátový součinitel průtoku α_H pro jednotlivé škrtící otvory a modul objemové pružnosti K , který bude výrazně záviset na pružících vlastnostech pryžového vaku použitého vlnovce. Pro tyto účely bylo navrženo kritérium, jehož minimalizací by měly být nalezeny hodnoty uvedených veličin. Označíme-li symboly p_{1m} a p_{3m} signály naměřených tlaků oleje v dolní a horní komoře hydraulického obvodu, bude mít minimalizační funkce tvar

$$J(\alpha_H, K) = \sum_{i=0}^{T \cdot F_s} \left[(p_{1m}(i) - p_1(i))^2 + (p_{3m}(i) - p_3(i))^2 \right] \rightarrow \min$$

(3.1.2-1)

Tlaky p_1 a p_3 získáme simulací modelu při použití parametrů α_H a K metodou Runge-Kutta (*ode4*) s pevným simulačním krokem, který odpovídá vzorkovací frekvenci naměřeného signálu. Snažíme se tedy minimalizovat rozdíl naměřeného a vypočteného tlaku v obou komorách systému.

Výsledky minimalizace kritéria 3.1.2-1 pro různé frekvence a amplitudy harmonického budícího signálu viz. tab. 3-2

Z dosažených výsledků je patrné, že pro různé budící signály mají parametry značně odlišné hodnoty, což znamená, že se pravděpodobně jedná o veličiny funkčně závislé na některých stavových proměnných. Nalezením této závislosti by mělo dojít ke zpřesnění matematického modelu, což je cílem této práce.

Hodnota modulu objemové pružnosti **K** je u popisovaného systému značně závislá na vlastnostech pryže, která tvoří stěny jednotlivých pracovních komor hydraulického obvodu. Velký vliv má především poddajnost pryže vůči namáhání v tahu. V našem případě je zatěžována přetlakem uvnitř vlnovce. Proto budeme předpokládat, že modul objemové pružnosti je rostoucí funkcí právě této stavové proměnné, tedy **K=K(p)**.

Ztrátový součinitel průtoku by měl být závislý především na rychlosti proudění škrťicím otvorem. Ta je však pro kapalinu pouze funkcí tlakového spádu **Δp**, neboť její hustota je díky předpokladu nestlačitelnosti považována za konstantu. Proto pro zjednodušení a urychlení výpočtů zavedeme **α_H=α_H(Δp)**. Funkční hodnoty budeme hledat v intervalu (0;1), protože představují poměrné číslo mezi skutečnou a teoretickou rychlostí proudění. Zavedeme rovněž předpoklad, že se pro kladný směr rychlosti jedná o klesající funkci, neboť při vyšších rychlostech by ztráty vlivem tření měli být rovněž větší. Abychom zmenšili počet hledaných hodnot, budeme dále předpokládat, že **α_H(Δp)=α_H(-Δp)**, tzn. že **α_H** je stejný pro oba průtokové kanály.

Funkční závislosti obou parametrů budeme hledat tak, že vybereme několik hodnot z jejich definičního oboru, aby byla pokryta celá zkoumaná oblast. Pro ně hledáme skutečné hodnoty parametru. Pro další funkční hodnoty provedeme lineární interpolaci. Minimalizací kritéria 3.1.2-1 pro získané vektory parametrů **α_H(Δp)** a **K(p)** tak zjistíme přibližný průběh hledané funkční závislosti.

f [Hz]	A [mm]	K [Pa]	α _H [1]
0.416	30	7,574.10 ⁵	0.992
0.833	30	1,133.10 ⁵	0.999
1.25	30	1,710.10 ⁵	0.857
1.66	30	1,382.10 ⁶	0.672
3.5	30	4,195.10 ⁶	0.876
0.416	50	1,961.10 ⁵	0.962
0.833	50	1,596.10 ⁶	0.739
1.25	50	1,786.10 ⁶	0.711

Tab. 3-2 Tabulka výsledků minimalizace podle vztahu 3.1.2-1 pro různé budící signály

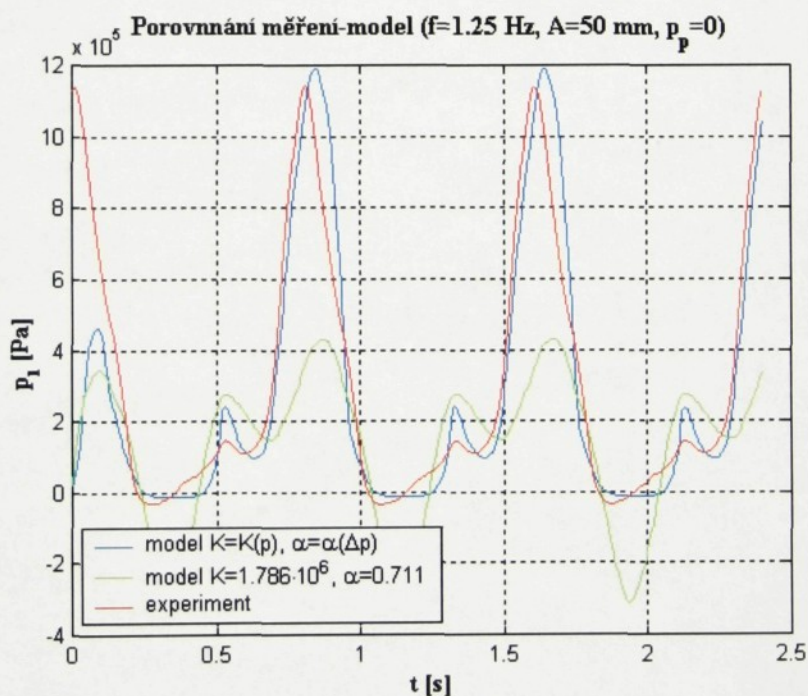
Δp [Pa]	$\alpha_H(\Delta p)$ [1]
0	$9.036 \cdot 10^{-1}$
$1 \cdot 10^4$	$9.036 \cdot 10^{-1}$
$5 \cdot 10^4$	$9.024 \cdot 10^{-1}$
$1 \cdot 10^5$	$6.939 \cdot 10^{-1}$
$3 \cdot 10^5$	$5.809 \cdot 10^{-1}$
$6 \cdot 10^5$	$5.809 \cdot 10^{-1}$
$1.2 \cdot 10^6$	$5.807 \cdot 10^{-1}$
$1.7 \cdot 10^6$	$5.804 \cdot 10^{-1}$

Tab. 3-3 Tabulky funkčních
hodnot parametrů α_H a K
zjištěných minimalizací 3.1.2-1

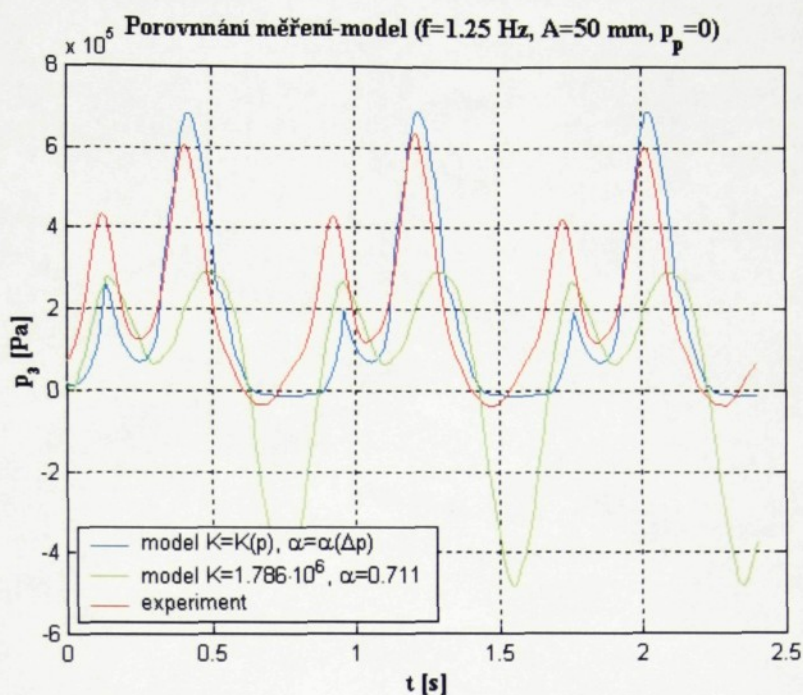
p_p [Pa]	$K(p_p)$ [Pa]
-10^5	$2.588 \cdot 10^{-5}$
-10^4	$8.524 \cdot 10^3$
0	$1.423 \cdot 10^5$
$5 \cdot 10^4$	$8.099 \cdot 10^5$
10^5	$1.317 \cdot 10^6$
$2 \cdot 10^5$	$4.9 \cdot 10^6$
$4 \cdot 10^5$	$4.924 \cdot 10^6$
$6 \cdot 10^5$	$5.042 \cdot 10^6$
$8 \cdot 10^5$	$5.102 \cdot 10^6$
$1 \cdot 10^6$	$5.207 \cdot 10^6$
$1.4 \cdot 10^6$	$5.274 \cdot 10^6$
$1.8 \cdot 10^6$	$5.688 \cdot 10^6$

K minimalizaci byl vybrán signál s buzením 3.5 Hz a amplitudou 30 mm, neboť zahrnuje největší rozsah tlaků. V tab. 3-3 jsou uvedeny výsledky pro vybrané hodnoty funkčních proměnných. Průběhy funkcí obou parametrů jsou uvedeny v příloze B-1 a B-2.

Z grafického porovnání naměřených a vypočtených průběhů tlaků p_1 a p_3 (obr. 3-5 a obr. 3-6), zjistíme, že zavedením funkční závislosti parametrů $\alpha_H(\Delta p)$ a $K(p)$ došlo k výraznému zpřesnění matematického popisu.



Obr. 3-5 Srovnání průběhu naměřeného a vypočteného tlaku p_1 při budícím signálu s frekvencí 1.25 Hz a amplitudou 50 mm



Obr. 3-6 Srovnání průběhu naměřeného a vypočteného tlaku p_3 při budícím signálu s frekvencí 1.25 Hz a amplitudou 50 mm

Cílem dalších výpočtů by tedy mělo být zpřesnění zjištěných charakteristik. To však bude vhodné provést až po proměření charakteristické závislosti efektivní plochy vlnovcové pružiny v hydraulickém obvodu.

4 Závěr

V rámci této práce byl na základě matematicko-fyzikální analýzy vytvořen zjednodušený model hydropneumatického tlumícího a pružícího prvku. Jedná se o model se soustředěnými parametry, který je popsán nelineární soustavou dvanáctého řádu. Simulační výpočty bylo možné konfrontovat s chováním reálného systému na základě provedeného experimentu. Pozornost byla věnována zejména hydraulickému obvodu, neboť jeho správný popis je výchozím bodem pro zpřesnění pneumatického podsystemu případně pro zjištění vzájemné interakce obou obvodů.

První výsledky ukázaly, že matematický model se značně liší od pozorované skutečnosti. Navrženými úpravami se podařilo stávající popis zpřesnit. Změny se týkaly zejména nalezení funkční závislosti modulu objemové pružnosti oleje ve vlnovci, která byla získána minimalizací rozdílu naměřených a vypočtených tlaků v hydraulickém obvodu. Silové účinky nebylo prozatím možné srovnávat z důvodu neznalosti charakteristické závislosti efektivní plochy vlnovce na jeho zdvihu. Ta byla prozatím odhadnuta minimalizací výše uvedeného kritéria. Z grafů je patrné, že nejlepších výsledků se podařilo dosáhnout při vyšších frekvencích a amplitudách buzení (1.25 Hz, 1.66 Hz a 3.5 Hz). V ostatních případech se síla naměřená a vypočtená pomocí experimentálně zjištěných tlaků značně liší. Proto navrhuji charakteristiku efektivní plochy této pružiny proměřit. Vhodné bude zjistit i její závislost na přetlaku.

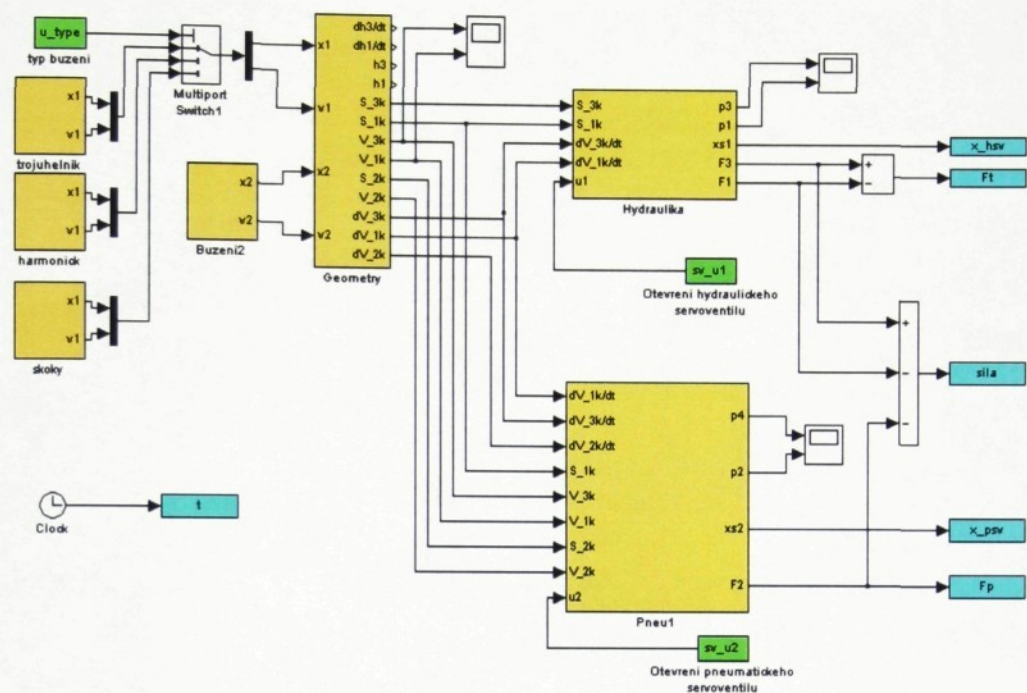
Upravením popisu se model hydraulického obvodu podstatně přiblížil pozorované skutečnosti. Avšak stále jsou patrné značné odlišnosti, zejména při nižších frekvencích budícího signálu. To je pravděpodobně způsobeno nepřesností charakteristické závislosti efektivní plochy vlnovcové pružiny, která je důležitá i pro výpočet objemu pracovních komor. Ukázalo se, že zavedení funkční závislosti modulu objemové pružnosti na přetlaku má velký vliv na průběhy tlaků v hydraulickém obvodu. Lepší shody by tedy mohlo být dosaženo jejím dalším upřesněním. To však bude vhodné provést až po proměření charakteristiky efektivní plochy použitých vlnovců. K získání přesnějších výsledků by také mohlo přispět zavedení odlišné funkční závislosti ztrátového součinitele průtoku pro oba škrtkové otvory.

Při měření byl z důvodu havárie použit snímač tlaku (JKPOV 11 448, v.č. 2014, 16Mpa), který je z hlediska měřeného rozsahu ovlivněn poměrně velkou chybou ($\pm 64\text{kPa}$). To může mít také vliv na hodnocení přesnosti matematického popisu zejména při nižších frekvencích budicího signálu. Pro případné další měření doporučují volbu tlakových snímačů s vyšším rozsahem tak, aby nemohlo dojít k jejich poškození a měřená data byla zatížena co nejmenší chybou (např. tlakoměry do 4MPa). Aby bylo možné experiment provést pro vyšší přetlak vzduchu v pneumatickém obvodu bude rovněž nutné zvětšit rozsah snímačů síly. Ten byl překračován již při počátečním tlaku 0,15MPa.

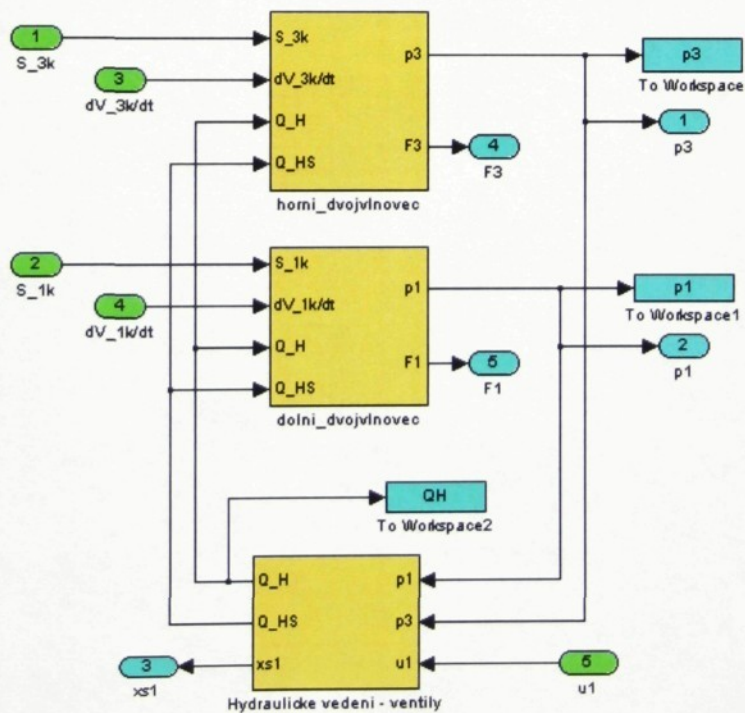
5 Literatura

- [1] Šklíba, J., Barbora, J. : Simulační a experimentální výzkum řízené pružící a tlumící jednotky – výzkumná zpráva č. 3/2000, TU Liberec
- [2] Noskievič, P. : Modelování a identifikace systémů. Montanex 1999. ISBN 80-7225-030-2
- [3] Krejčíř, O. : Pneumatická vibroizolace, VŠST Liberec 1986
- [4] PEŠÍK, L.: Pneumatická pružina pro nesouosé zatěžování, VŠST Liberec 1986.
- [5] Metodika testování tlumičů, Hydrodynamická laboratoř TU Liberec 2001

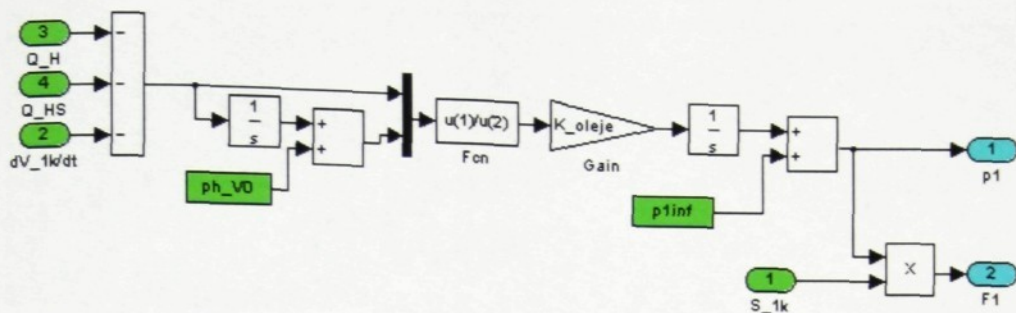
A Simulační schéma



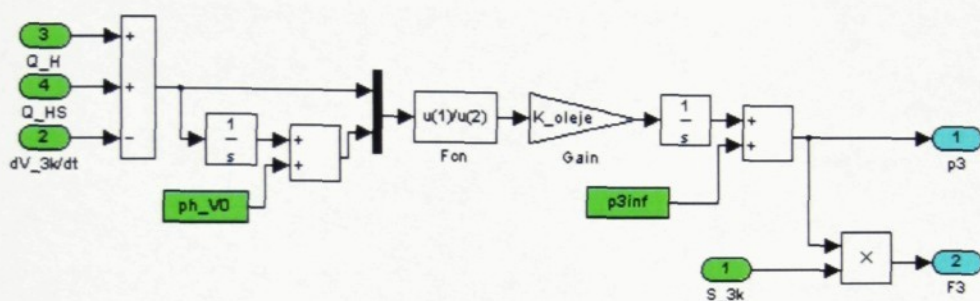
Příloha A-1 Hlavní simulační schéma tlumícího a pružícího prvku podle obr. 2-1



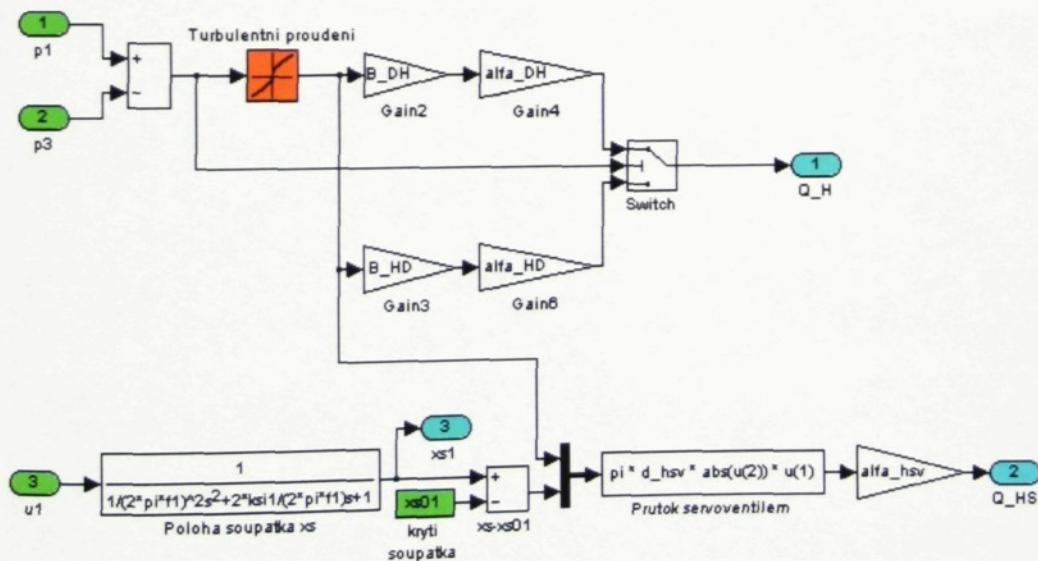
Příloha A-2 Simulační schéma pro hydraulický obvod blok „Hydraulika“



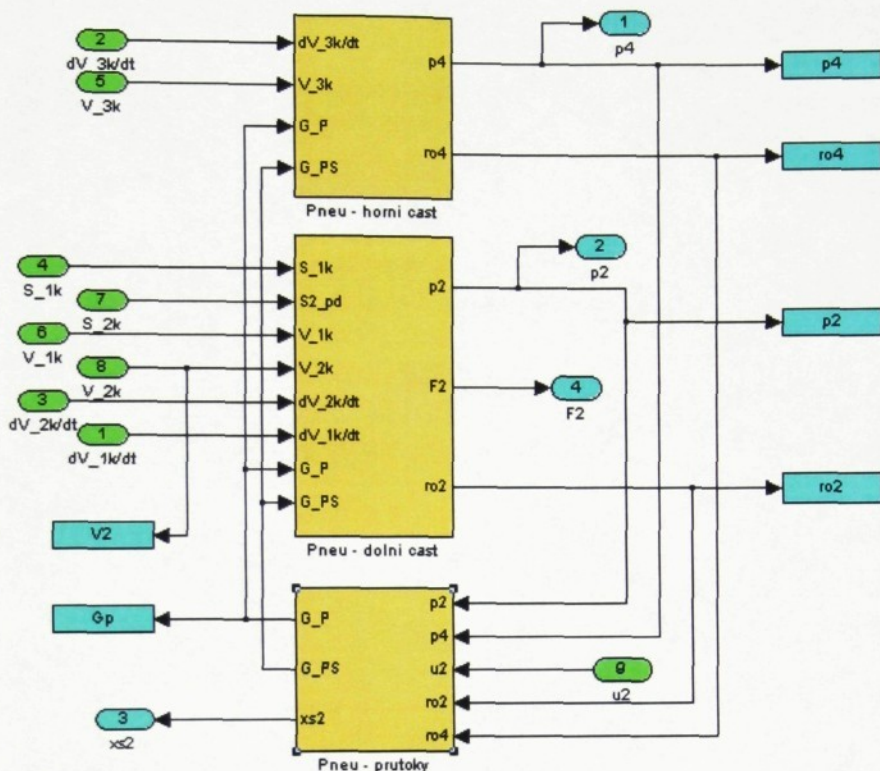
Příloha A-3 Simulační schéma pro výpočet tlaku p_1 a síly F_1 podle vztahu 2.2.1-5 a 2.2.3-4
blok „Hydraulika/dolní_dvojvlínovec“



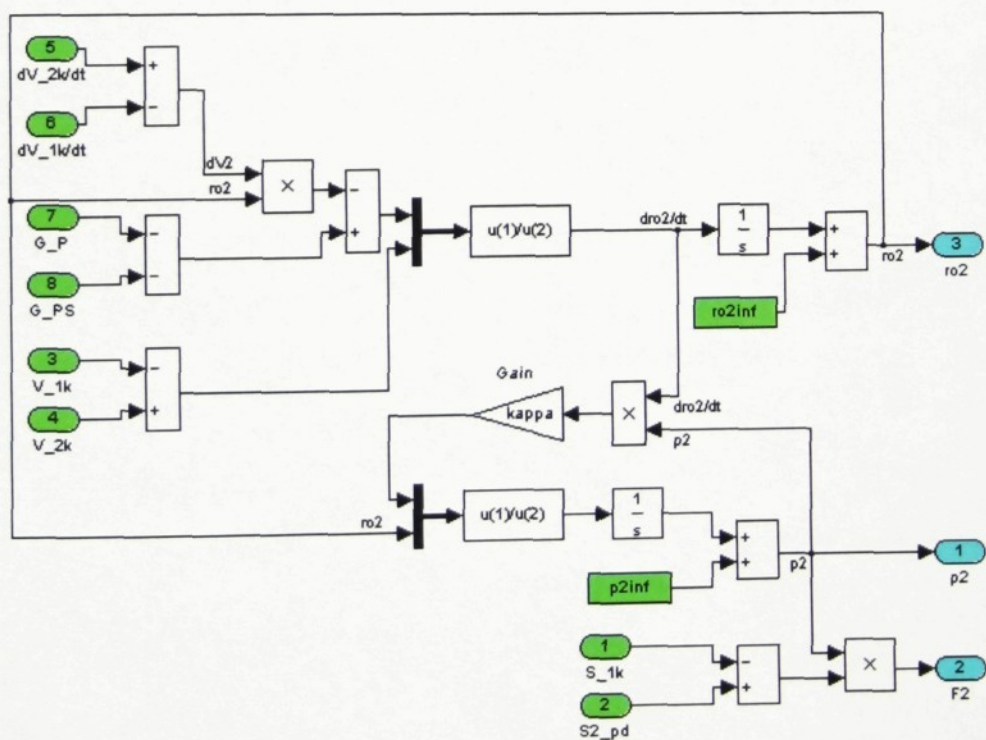
Příloha A-4 Simulační schéma pro výpočet tlaku p_3 a síly F_3 podle vztahu 2.2.1-6 a 2.2.3-5
blok „Hydraulika/horní_dvojvlínovec“



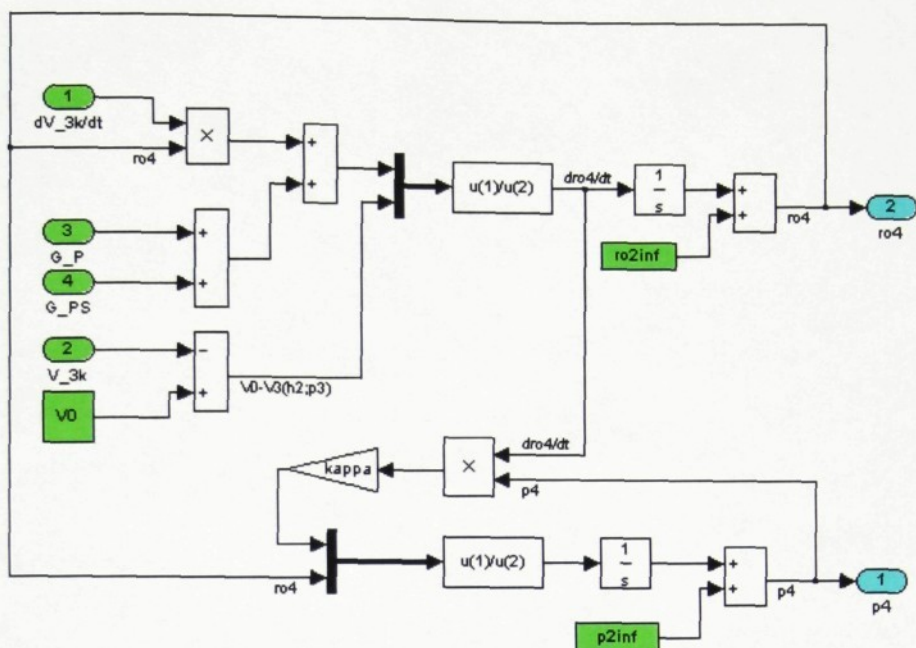
Příloha A-5 Simulační schéma pro výpočet objemových průtoků Q_H a Q_{HS} hydraulickým
odporovým vedením podle vztahů 2.2.2-8, 2.2.2-9, 2.2.2-13
blok „Hydraulika/hydraulické vedení-ventily“



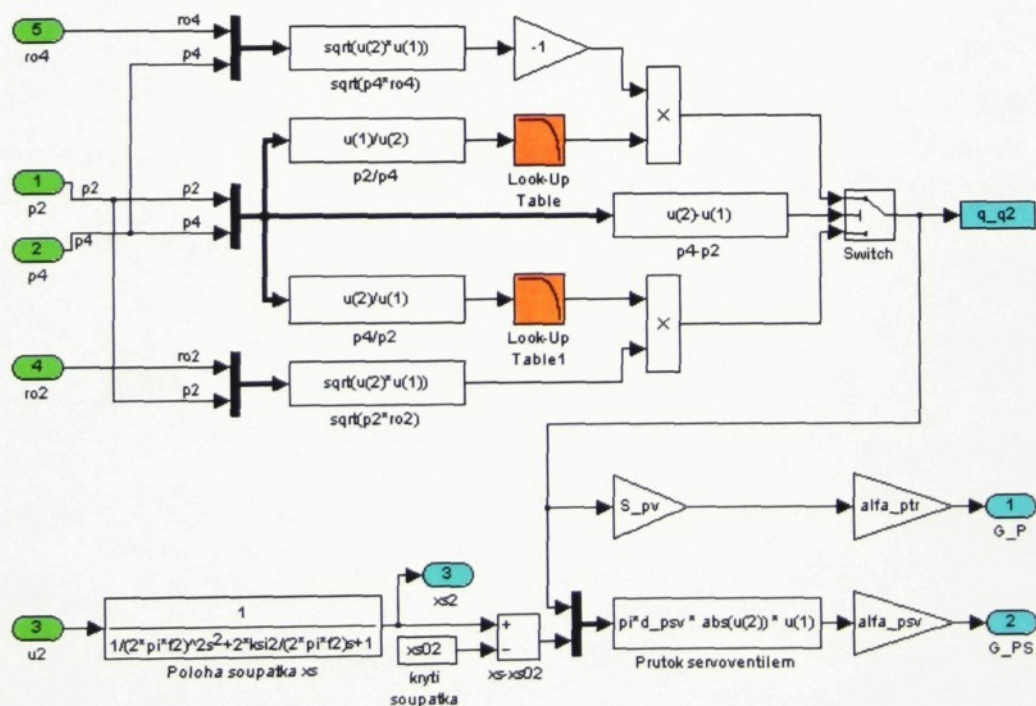
Příloha A-6 Simulační schéma pro pneumatický obvod - blok „pneu1“



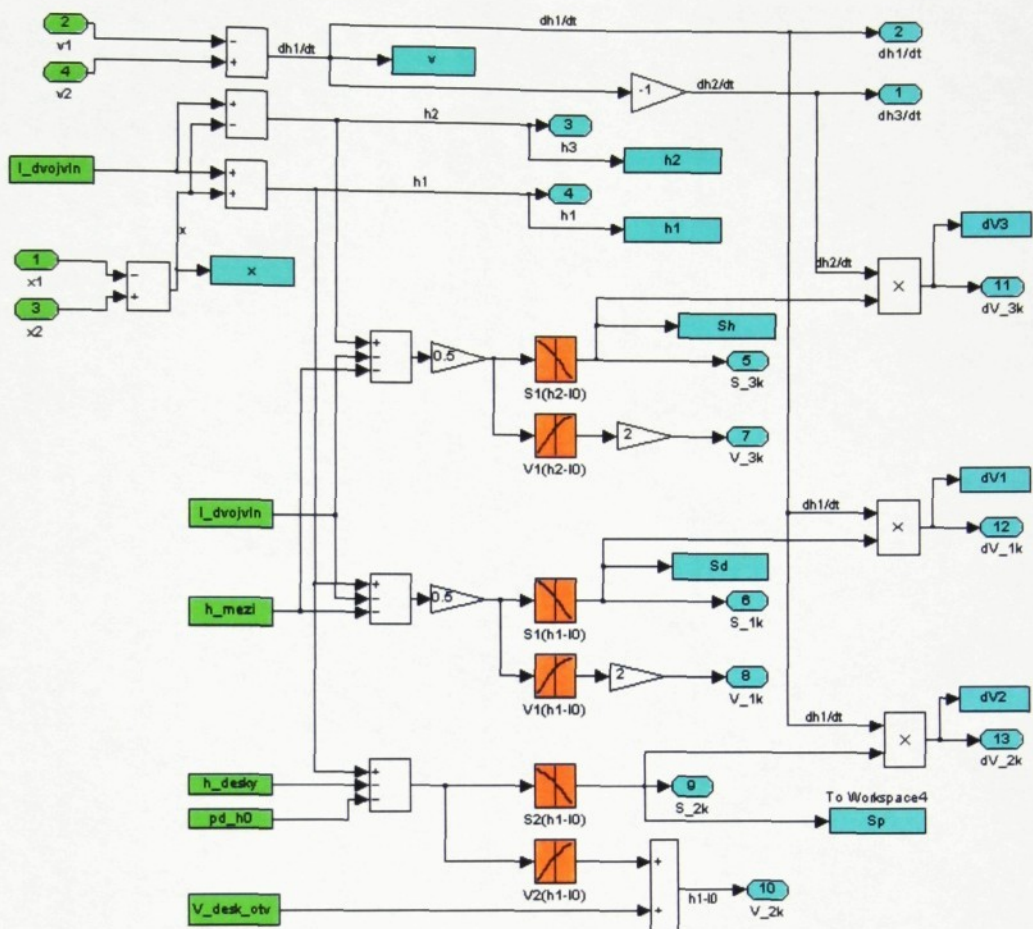
Příloha A-7 Simulační schéma pro výpočet síly F_2 a stavových veličin plynu v dolní komoře pneumatického obvodu podle vztahů 2.3.1-10, 2.3.1-11
blok „pneu1/pneu-dolní část“



Příloha A-8 Simulační schéma pro výpočet stavových veličin plynu v přidavném objemu
pneumatického obvodu (vztahy 2.3.1-12, 2.3.1-13)
blok „pneu1/pneu-horni část“

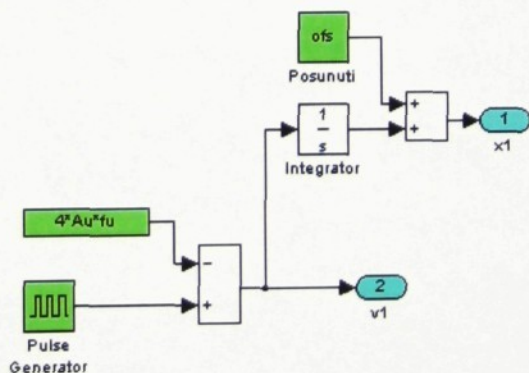


Příloha A-9 Simulační schéma pro výpočet hmotnostních průtoků G_P a G_{PS} odporovým vedením
pneumatického obvodu podle vztahů 2.3.2-10, 2.3.2-11, 2.3.2-13 a 2.3.2-14
blok „pneu1/pneu-prutoky“



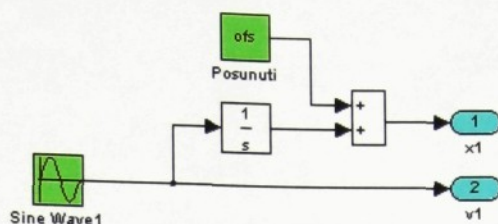
Příloha A-10 Simulační schéma pro výpočet geometrických parametrů pracovních komor systému (efektivní plochy, objemy, změny objemů)

blok „geometry“

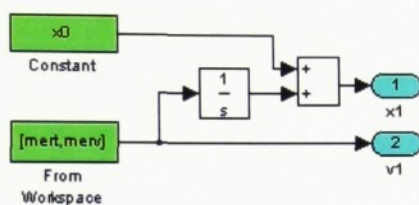


Příloha A-11 Simulační schéma pro budící signál pohybu čela systému generátor trojúhelníkového signálu

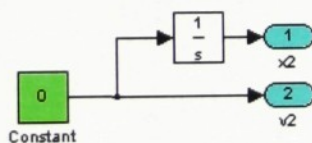
blok „trojuhelnik“



Příloha A-12 Simulační schéma pro budící signál pohybu čela systému
generátor harmonického signálu
blok „haronick“



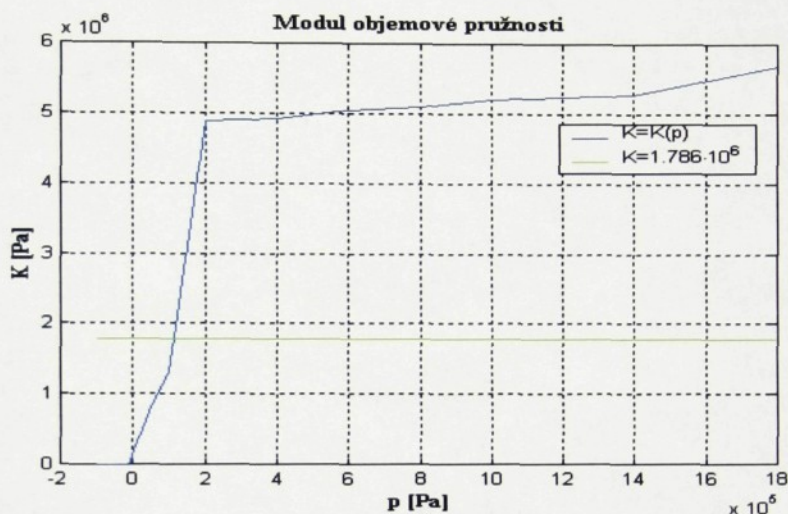
Příloha A-13 Simulační schéma pro budící signál pohybu čela systému podle měřeného signálu
blok „mereny“



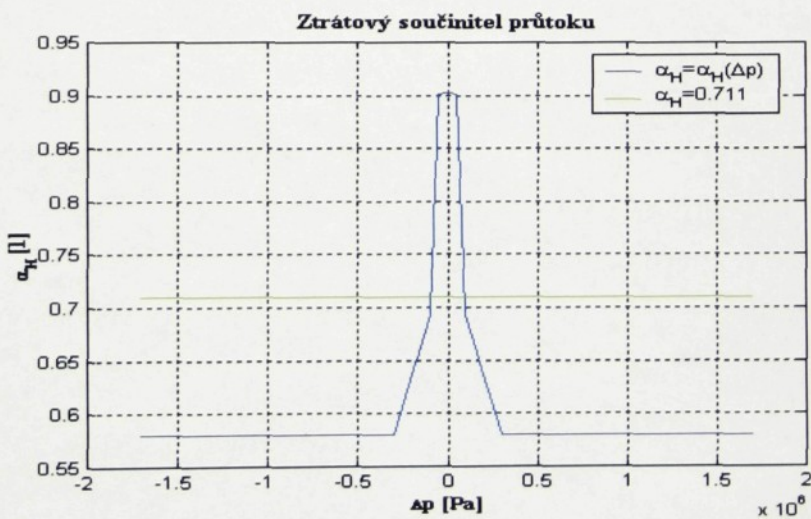
Příloha A-14 Simulační schéma pro budící signál pohybu odpružené hmoty
blok „buzeni2“

B Simulační výpočty – porovnání

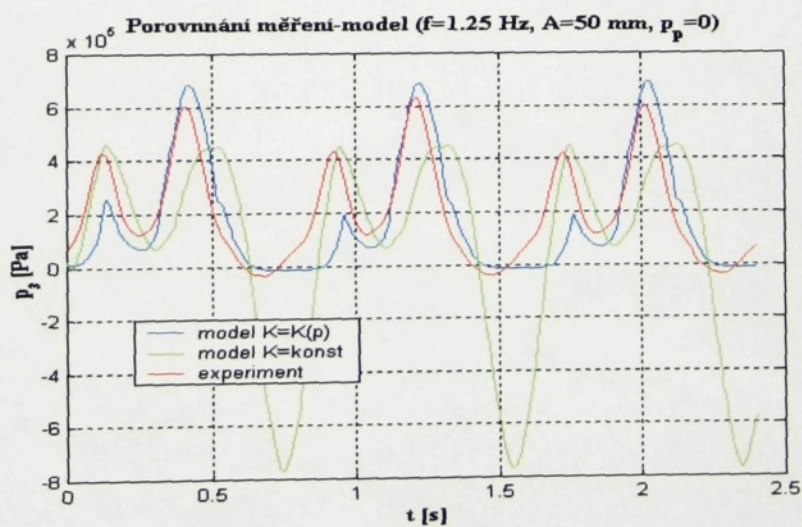
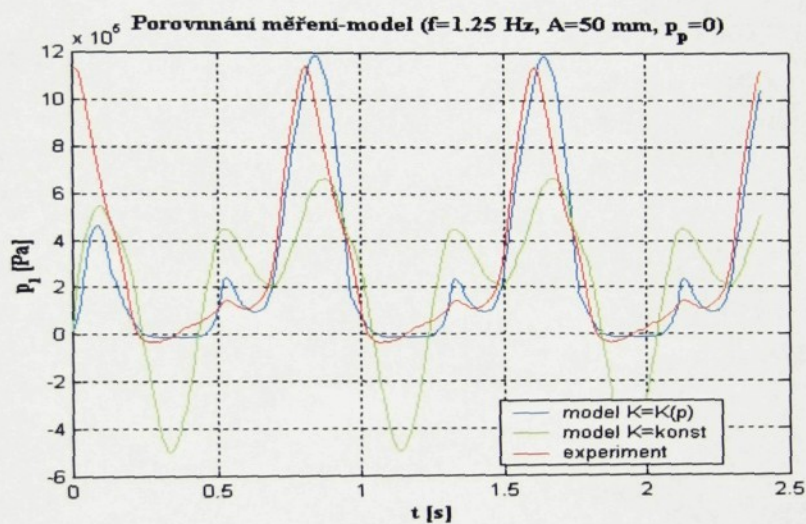
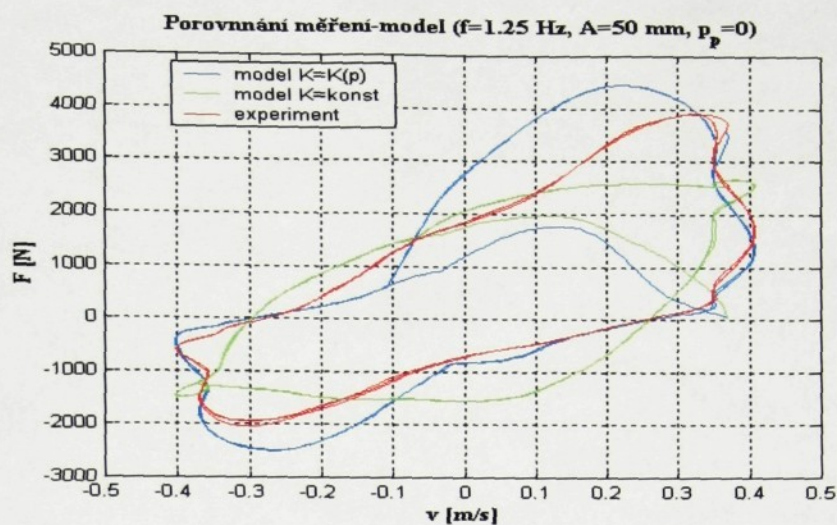
Srovnání se týká tlaků v jednotlivých komorách hydraulického obvodu a jejich silových účinků na odpruženou hmotu. Simulační výpočty proběhly za použití funkčních závislostí parametrů K a α_H (obr.B-1 a B-2) a harmonického budícího signálu s danou frekvencí f a amplitudou zdvihu A .



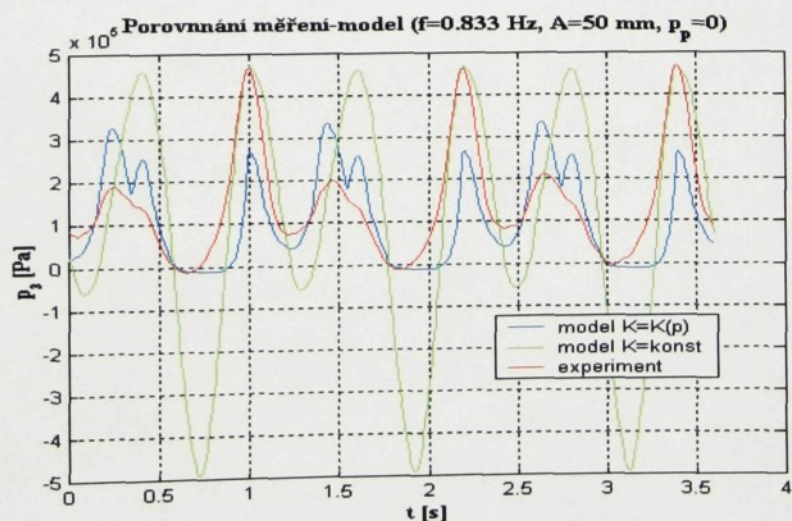
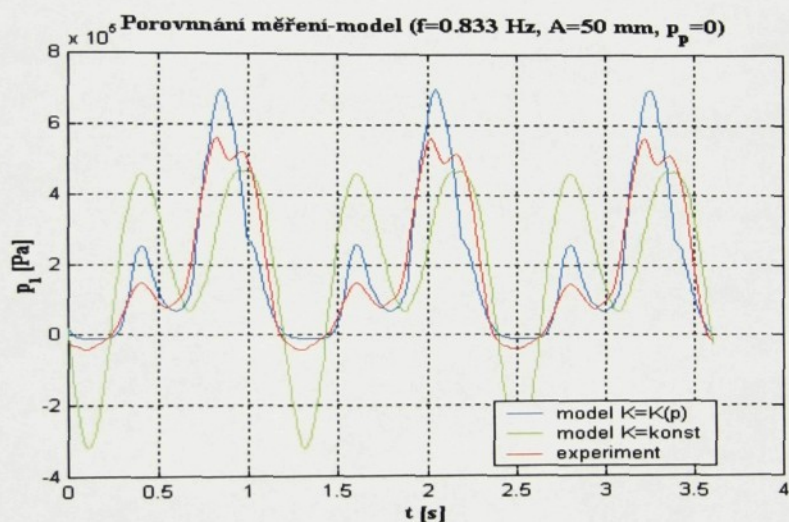
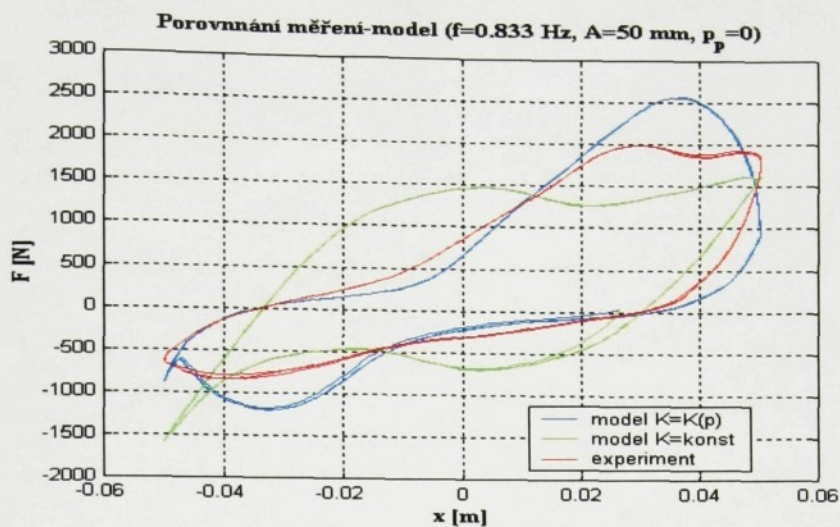
Příloha B-1 Modul objemové pružnosti oleje ve vlnovci použitý pro simulační výpočty



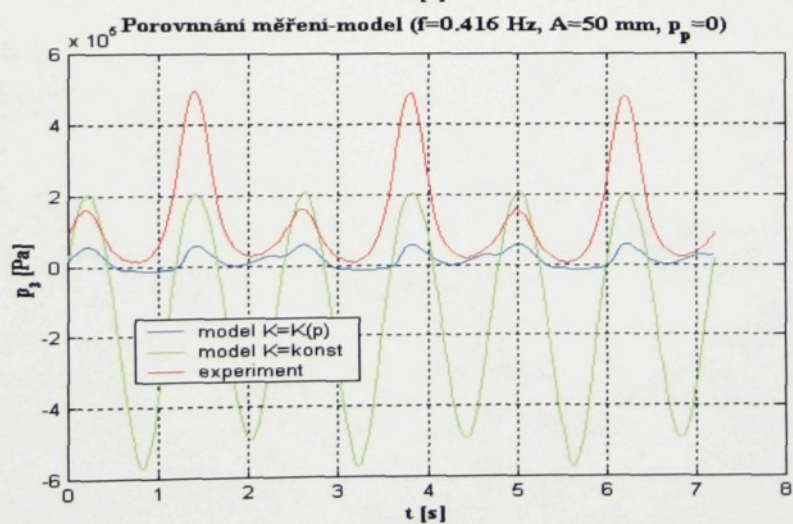
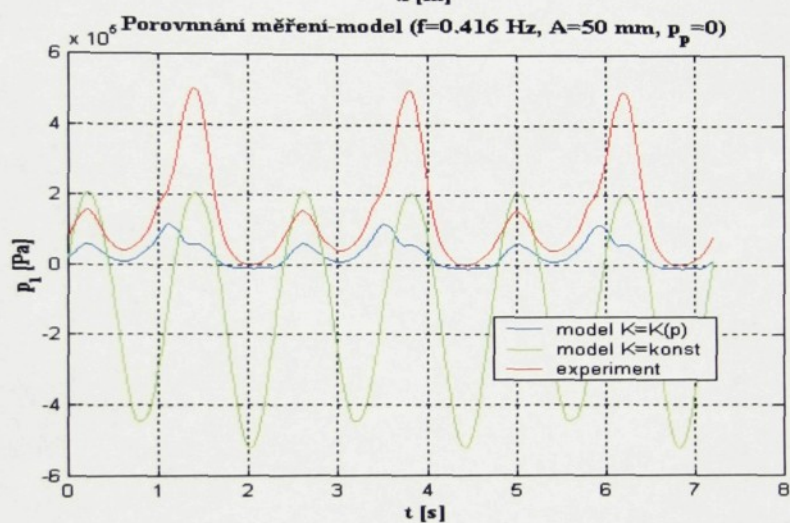
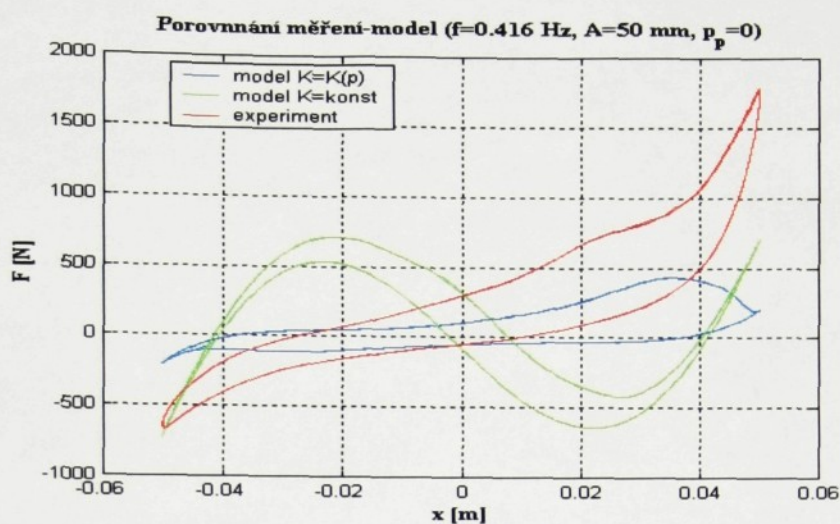
Příloha B-2 Ztrátový součinitel průtoku oleje škrtícími otvory použitý pro simulační výpočty



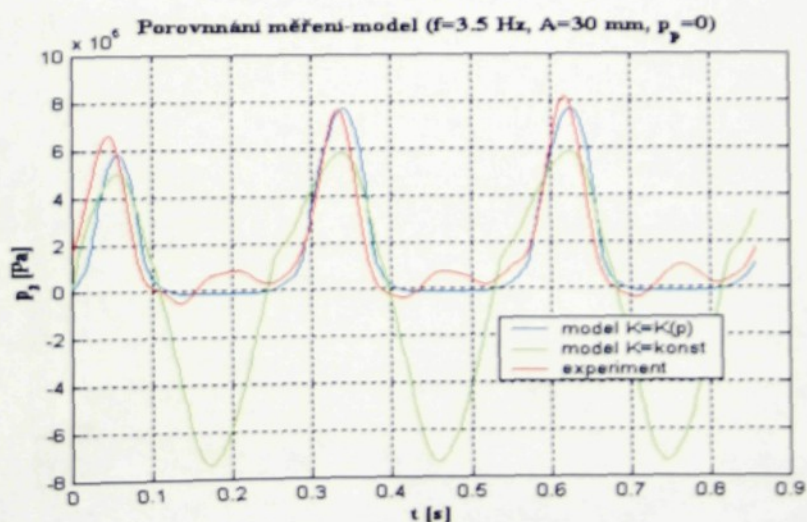
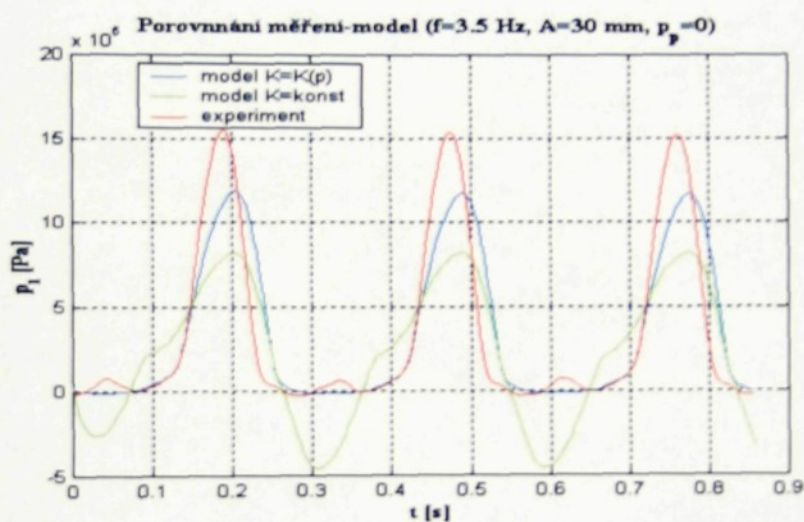
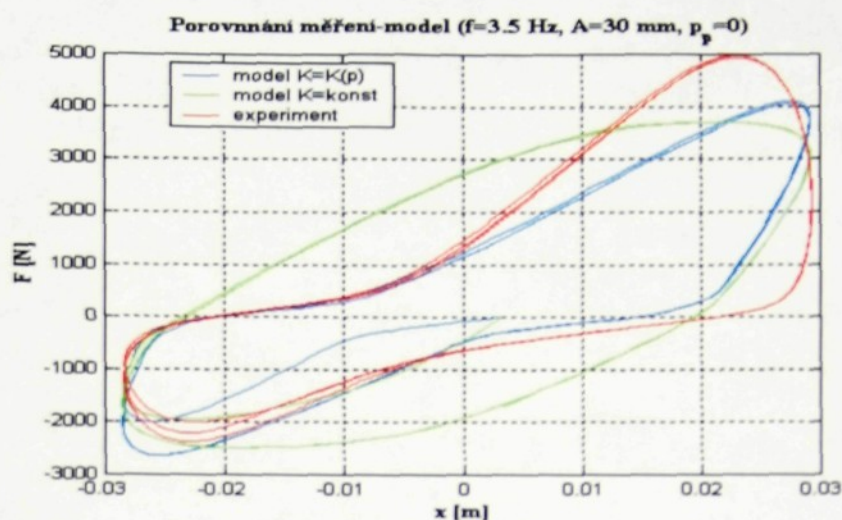
Příloha B-3 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při 60frekvenci buzení 1.25 Hz a amplitudě 50 mm



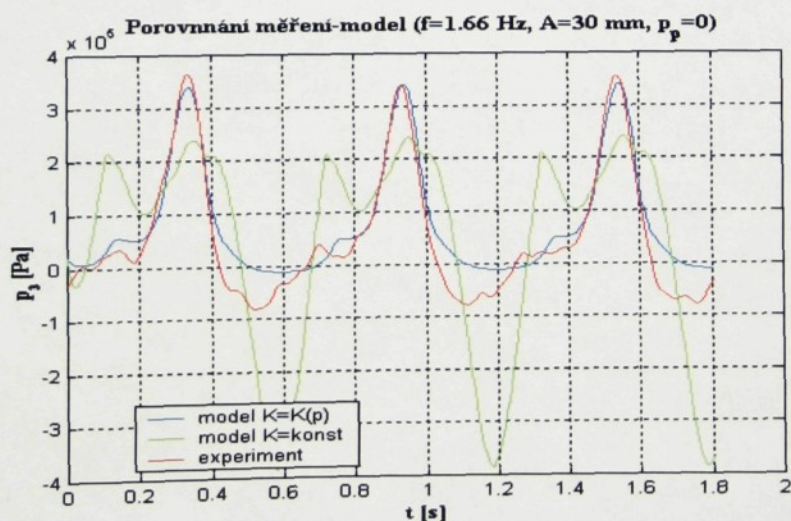
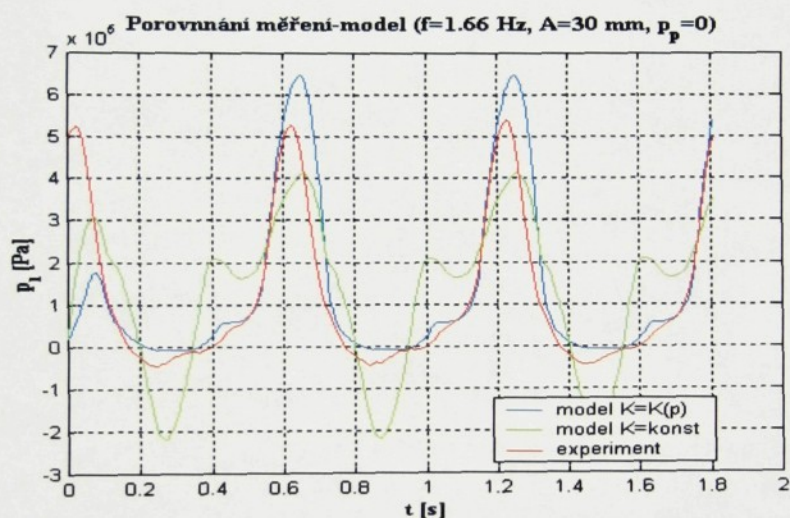
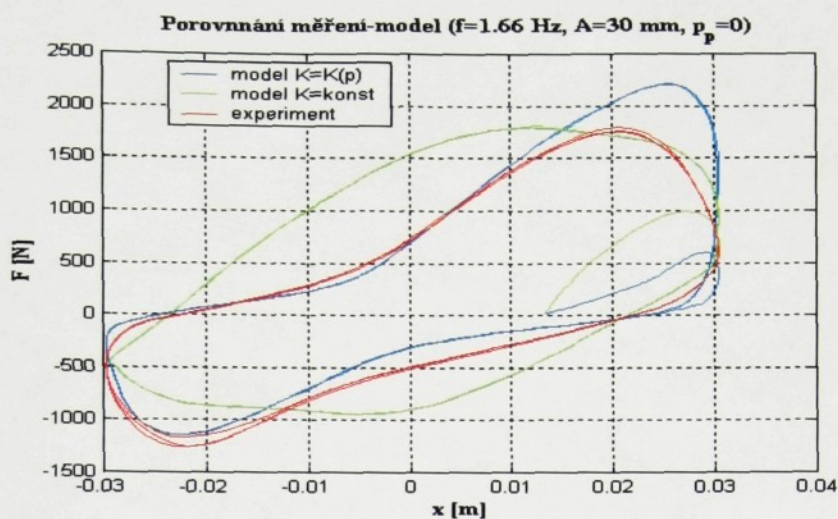
Příloha B-4 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 0.833 Hz a amplitudě 50 mm



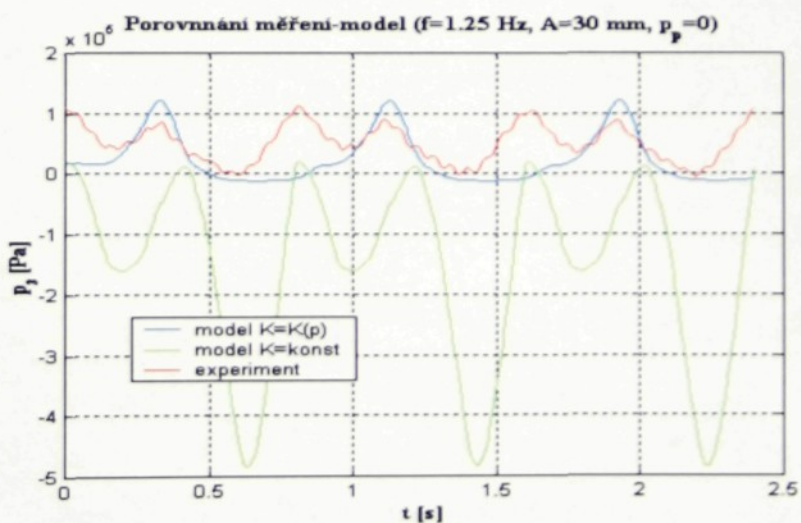
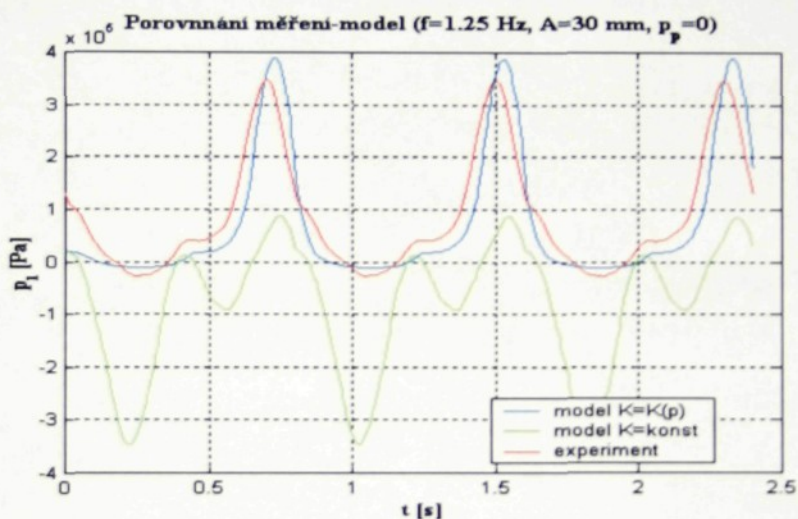
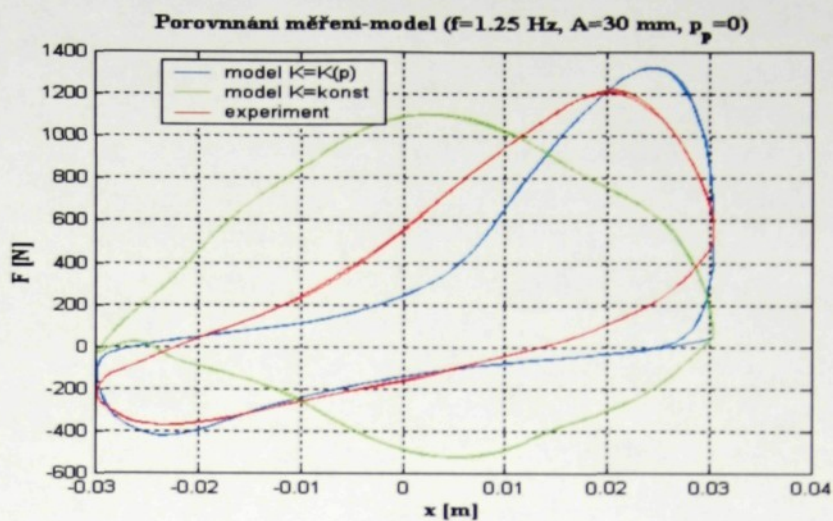
Příloha B-5 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 0.416 Hz a amplitudě 50 mm



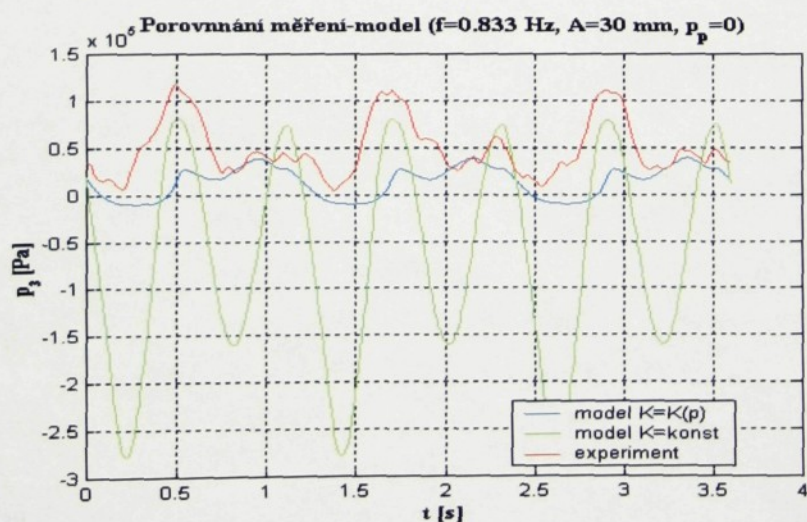
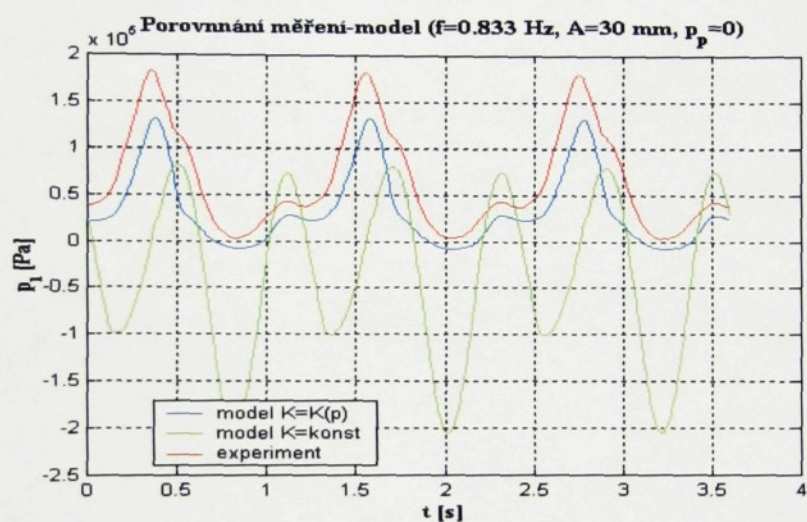
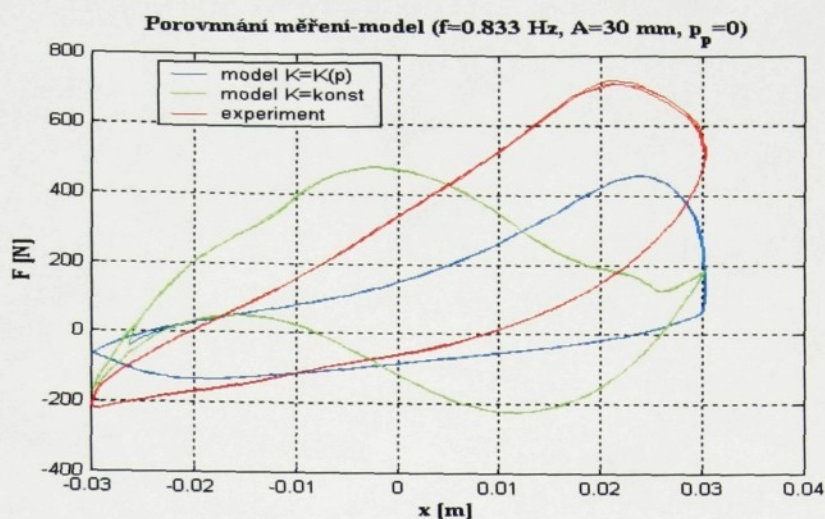
Příloha B-6 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 3.5 Hz a amplitudě 30 mm



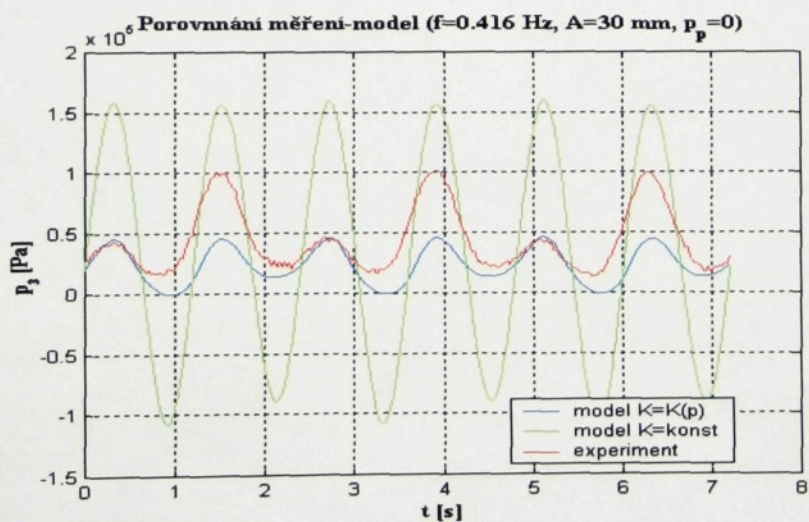
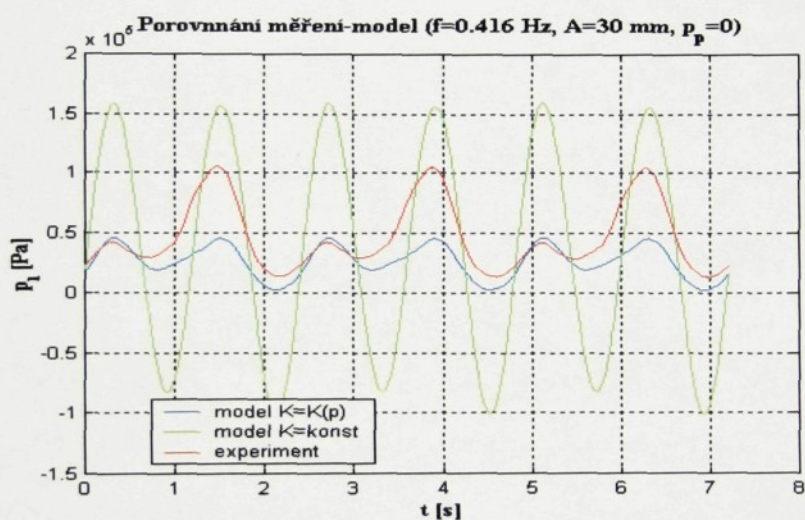
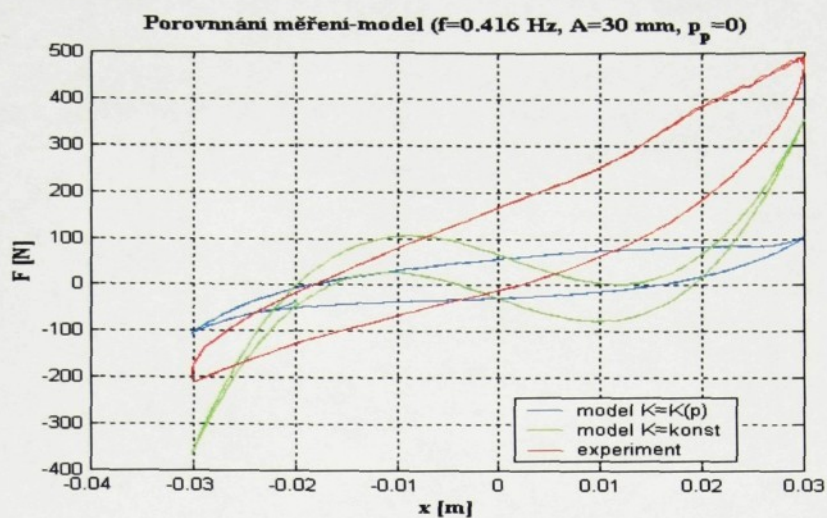
Příloha B-7 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 1.66 Hz a amplitudě 30 mm



Příloha B-8 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 1.25 Hz a amplitudě 30 mm



Příloha B-9 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály při frekvenci buzení 0.833 Hz a amplitudě 30 mm



Příloha B-10 Porovnání původního a zpřesněného matematického modelu s naměřenými signály
při frekvenci buzení 0.416 Hz a amplitudě 30 mm