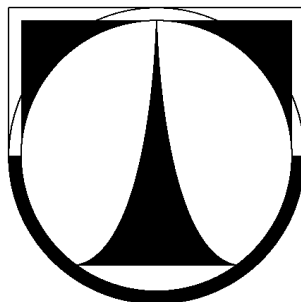


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií



AKTIVNÍ ŘÍZENÍ NELINEÁRNÍHO VIBROIZOLAČNÍHO SYSTÉMU SEDAČKY

AUTOREFERÁT K DISERTAČNÍ PRÁCI

Liberec 2017

Ing. Zdeněk Herda

Disertační práce:

AKTIVNÍ ŘÍZENÍ NELINEÁRNÍHO VIBROIZOLAČNÍHO SYSTÉMU SEDAČKY

Studijní program: P2612 – Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 – Technická kybernetika

Autor práce: **Ing. Zdeněk Herda**

Vedoucí práce: doc. Ing. Bedřich Janeček, CSc.

Konzultant: prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc.

Adresa:

Technická univerzita v Liberci (TUL)

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií (FM)

Studentská 1402/2

461 17 Liberec

© Ing. Zdeněk Herda, 2017

Abstrakt

Tato práce se zabývá aktivním tlumením vibrací tzv. vibroizolací nelineárního systému sedačky s pneumatickou pružinou, určené pro nákladní automobily a těžké stroje, s využitím zpětnovazebního regulátoru. V práci jsou diskutovány požadavky na vlastnosti mechanismu pro aktivní vibroizolaci, matematickofyzikální analýza systému, sestavení simulačního modelu a jeho identifikace, linearizace modelu, popis využití pneumatického ventilu jako akčního členu a vlastní návrh zpětnovazebního regulátoru.

Pro reálné ověření principu aktivní vibroizolace byl upraven mechanismus sériově vyráběné sedačky s nůžkovým mechanismem s ohledem na požadavky pro aktivní řízení. Úpravy spočívají ve snížení tření v mechanismu, redukování vůlí a nahrazení originální pneumatické pružiny nově navrženou hadicovou pružinou.

V rámci matematickofyzikální analýzy systému bylo nutné popsat termodynamický děj probíhající v pneumatické pružině během jejího napouštění a vypouštění, protože základní termodynamické děje jako adiabatický, atd. jsou odvozeny pro konstantní náplň vzduchu. Po odborných připomínkách prof. Ing. Milana Apetaura, DrSc. prof. Mgr. Jiřího Erharta, Ph.D. a Ing. Magdy Vestfálové, Ph.D. byl odvozen přibližný model vývoje vzduchu v pružině při změnách jejího vnitřního objemu, neuvažované výměně tepla s okolím a současném přivádění, nebo odvádění vzduchu do a z pružiny.

Velká část práce je věnována popisu akčního členu, kterým je elektricky řízený pneumatický ventil průtokového typu. V práci je diskutováno měření a aproximace jeho průtokové charakteristiky, protože průtok ventilem má silně nelineární charakter. Cílem tohoto snažení je získat lineární akční člen za pomoci znalosti jeho průtokové charakteristiky, protože lineární akční člen je pro řízení mnohem výhodnější.

Pro vibroizolační řízení byly diskutovány možnosti využití principu dopředného regulátoru, navržen stavový regulátor metodou LQR a tzv. heuristický regulátor realizovaný pomocí zpětných a dopředných vazeb, přičemž jednotlivé koeficienty regulátoru byly hledány optimalizační metodou při minimalizaci zvoleného kritéria

definující požadavky vibroizolace. Funkce obou regulátorů byla ověřena a vzájemně porovnána na definovaných budicích poruchách.

Abstract

This thesis deals with active vibration-isolation control of nonlinear seat system with pneumatic spring, which is used for a trucks and heavy machinery, using feedback controller. In thesis are discussed requirements on mechanism suitable for active vibration-isolation control, mathematical and physical analysis, simulation model design and its identification, model linearization, description of using pneumatic valve as an actuator and main design of feedback controller.

For real verification of active vibration-isolation principle was modified the mechanism of seat with scissor mechanism with respect to requirements for active control. The modifications means reduction of friction and looseness in the mechanism and replacing the original air spring with the newly designed sleeve type spring.

During mathematical and physical system analysis was necessary to describe thermodynamic process in pneumatic spring within its filling and draining, because basic thermodynamic processes as adiabatic etc. are derived for constant amount of gas. With respect to expert comments from prof. Ing. Milan Apetaur, DrSc. prof. Mgr. Jiri Erhart, Ph.D. and Ing. Magda Vestfal, Ph.D. was derived the approximate model of thermodynamic process valid for pneumatic spring filling and draining.

Big part of this thesis is focused on the actuator description which is an electrically controlled flow type pneumatic valve. In thesis is discussed measurement and approximation of its flow characteristic because it has very nonlinear character. The goal is to obtain linear actuator using the knowledge its flow characteristic because linear actuator is more suitable for a control.

For vibration-isolation control was discussed options using the principle of forward controller, designed state-space controller by LQR method and so. Heuristic controller realized by feedbacks and feedforwards. The controller coefficients was

searched by optimization method with minimization of selected criteria defining the requirements of vibration-isolation control. The function of both controllers was verified and compared on defined excitation signals.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	7
1 Úvod	9
1.1 Současný stav problematiky, která je předmětem disertace a přehled odborné literatury.....	9
1.2 Cíle a přínos disertační práce	10
2 Přepřacování mechanismu pasivní sedačky	11
2.1 Zástavba akčních členů – pneumatická pružina a ventil.....	11
2.2 Senzorika.....	11
2.3 Snížení pasivních odporů a vůlí v ložiskách nůžkového mechanismu.	12
3 Řídicí systém sedačky	13
3.1 Použité HW řešení.....	13
3.2 Měření polohy šoupátka ventilu	14
3.3 Software pro DSP	15
4 Matematický model systému	16
4.1 Řídicí veličina systému	16
4.2 Vývoj tlaku uvnitř pneumatické pružiny.....	17
4.3 Pohybová rovnice	17
4.4 Model systému	18
4.5 Linearizace modelu systému	20
4.6 Identifikace nelineárního modelu	23
5 Měření průtokové charakteristiky a linearizace průtoku vzduchu pneumatickým ventilem	28
5.1 Měření průtokové charakteristiky ventilu v závislosti na velikosti řídicího proudu	28

5.2	Měření průtokové charakteristiky ventilu v závislosti na poloze jeho šoupátka	28
5.3	Linearizace průtokových charakteristik pneumatického ventilu s využitím polohy šoupátka	34
6	Návrhy regulátorů	37
6.1	Požadavky na regulátor	37
6.2	Návrh stavového regulátoru.....	39
6.3	Dopředný regulátor	42
6.4	Heuristický regulátor	43
6.5	Porovnání stavového a heuristického regulátoru	44
6.6	Stavový lineární – kvadratický regulátor (lqr).....	45
6.7	Heuristický regulátor	47
6.8	Výsledky porovnání stavového a heuristického regulátoru	48
	Závěr	49
	Seznam výzkumných projektů	53

Seznam použitých zkratk a symbolů

ADC	převodník analog / digital (Analog Digital Converter),
PWM	pulsně šířková modulace (Pulse Width Modulation),
DSP	digitální signálový procesor (Digital Signal Processor),
HW	hardware,
RS232	sériové rozhraní pro komunikaci s DSP,
SW	software,
TCP	protokol síťové komunikace,
p	absolutní tlak uvnitř pneumatické pružiny [MPa],
p_{rel}	relativní tlak uvnitř vzduchové pružiny [MPa],
p_a	atmosférický tlak [MPa],
k_F	efektivní plocha pružiny [m ²],
V	vnitřní objem pružiny [m ³],
m	hmota vzduchu uvnitř pružiny [g],
κ	Poissonova konstanta [-],
ε	exponent zavedený při odvození termodynamického děje uvnitř pneumatické pružiny [-],
M	hmota zatěžující sedačku [kg],
R	univerzální plynová konstanta [J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹],
k_p	konstantní koeficient při adiabatických změnách [-],
T	teplota vzduchu v pružině [K],
u	akční veličina řídicího systému – hmotnostní průtok vzduchu [g/s],
z_1	poloha základny sedačky (vzhledem k zemi) [m],
z_2	poloha sedáku (vzhledem k zemi) [m],
z	relativní zdvih sedáku [m],
v_1	rychlost pohybu základny sedačky [m/s],
v_2	rychlost pohybu sedáku [m/s],
v	relativní rychlost pohybu sedáku [m/s],
a_1	zrychlení základny sedačky [m/s ²],

a_2	zrychlení sedáku [m/s^2],
x	poloha šoupátka ventilu [mm],
x_h	hranice platnosti jednotlivých polynomů spline funkce [mm],
g	tíhové zrychlení [m/s^2],
k_d	koeficient viskózního tlumení [Ns/m],
k_1 až k_{10}	koeficienty funkce aproximující závislost vnitřního objemu pružiny [-],
k_{regre}	koeficient regrese hmotnostního průtoku ventilem [-],
ω	úhlová frekvence [rad/s],
A, B, C, D	matice stavového popisu,
Co	matice říditelnosti,
Q	matice LQR regulátoru,
α	prvky matice A,
β	prvky matice B,
Q	hmotnostní průtok vzduchu ventilem [g/s],
Q_{regre}	regrese hmotnostního průtoku vzduchu ventilem [g/s],
$Q_{řez}$	aproximace řezu průtokovou charakteristikou spline funkcí [g/s],
p_{1abs}	tlak před ventilem [MPa],
p_{2abs}	tlak za ventilem [MPa],
ρ_0	hustota vzduchu při referenčních podmínkách [g/m^3],
T_1	teplota vypouštěného vzduchu [K],
h_{rampa}	amplituda poruchy typu „rampa“ [m],
h_{hrbol}	amplituda poruchy typu „hrbol“ [m],
G_f	zvolená konstanta hornofrekvenční propusti [-],
J	hodnota kritérií [-],
e	regulační odchylka [-],
κ	je zvolený váhový koeficient [-],
$r_1 - r_5$	koeficienty heuristického regulátoru.

1 Úvod

1.1 Současný stav problematiky, která je předmětem disertace a přehled odborné literatury

V současné době se stále zvyšují nároky na komfort řidičů či obsluhy těžkých strojů a nákladních automobilů. K tomuto komfortu velkou částí přispívá sedačka řidiče a tedy i nastavení jejího odpružení. To spočívá ve vhodném seřízení tuhosti tlumiče sedačky podle frekvence vibrací, které jsou typické pro daný typ povrchu, po kterém se vozidlo pohybuje. Pro vozidlo pohybující se pouze po asfaltové silnici je možné tlumič naladit optimálně k daným frekvencím. Pro terénní vozidlo je to již obtížnější, protože se často pohybuje v terénu i na asfaltové vozovce a vibrace mají velký rozsah frekvencí. Optimální naladění tlumiče potom není možné, protože se vždy jedná o jakýsi kompromis mezi útlumem nízkých a vysokých frekvencí.

Pasivní systém tlumení má tedy omezené možnosti, které do budoucna neumožňují splnit náročné požadavky na komfort obsluhy. Z toho důvodu se výzkumná centra společností zabývajících se výrobou sedaček pro nákladní vozidla a těžké stroje začínají soustředit na vývoj semiaktivního nebo i aktivního tlumení vibrací. Semiaktivní řízení spočívá v zachování pasivní pružiny doplněné např. magnetorheologickým tlumičem, který je schopen měnit svou tuhost a tedy i schopnost útlumu vibrací různých frekvencí. Oproti tomu aktivní řízení, kterým se tato práce zabývá, spočívá v přímém řízení tlumicího členu, což je v případě této práce pneumatická pružina. Aktivní řízení reaguje i na „náhlé“ poruchy, kdežto semiaktivní řízení je nejčastěji seřizováno na základě statistického vyhodnocování poruch vstupujících do řízeného systému.

V době zahájení této disertační práce neexistovala na trhu žádná komerčně dostupná aktivně řízená sedačka. Během práce se na trhu vyskytl jediný konkurent. Společnost BOSE vyvinula aktivně řízenou sedačku s lineárním elektromagnetickým aktuátorem, doplněným pneumatickou pružinou. Vyvinutý řídicí systém na TUL je podstatně jednodušší, takže lze předpokládat, že i jeho cena by byla při sériové výrobě nižší.

1.2 Cíle a přínos disertační práce

Disertační práce byla zahájena v rámci „**Výzkumného záměru MSM 4674788501** Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem“, který byl řešen v letech **2005 až 2011** na FS TUL. Po prezentaci prvních výsledků aktivního řízení sedačky v „Hydrodynamické laboratoři“ byla navázána spolupráce se společností C.I.E.B. Kahovec, spol. s r. o. , která se zabývá výrobou sedaček pro nákladní automobily.

Cílem této disertační práce je prověření možností realizace aktivního tlumení vibrací pro sedačku s pneumatickou pružinou používanou v nákladních automobilech a těžkých strojích za použití zpětnovazebního regulátoru. Aktuálně používané pasivní sedačky dokáží tlumit vibrace vždy jen v omezeném frekvenčním pásmu, na které jsou nastavené použitím vhodné kombinace pružiny a tlumiče. Aktivně řízená sedačka by měla poskytnout optimální tlumení vibrací v širokém frekvenčním pásmu.

Společnost C.I.E.B. dodala běžnou sériovou sedačku s nůžkovým mechanismem a pneumatickou pružinou doplněnou o viskózní tlumič, na kterou mělo být aplikováno aktivní tlumení vibrací. Hlavním požadavkem C.I.E.B. bylo aplikování aktivního tlumení vibrací s co nejmenšími zásahy do konstrukce sedačky vzhledem k optimalizaci nákladů na vývoj a výrobu. Ze stejného důvodu bylo zachováno použití pneumatické pružiny místo použití např. lineárního elektromotoru.

Bohužel během práce se změnilo vedení společnosti C.I.E.B. a nové vedení společnosti nemělo zájem dále spolupracovat na vývoji aktivně řízené sedačky. Tím skončila podpora tohoto projektu ze strany průmyslu a bylo nutné v práci pokračovat se stávajícím vybavením.

2 Přepřacování mechanismu pasivní sedačky

2.1 Zástavba akčních členů – pneumatická pružina a ventil

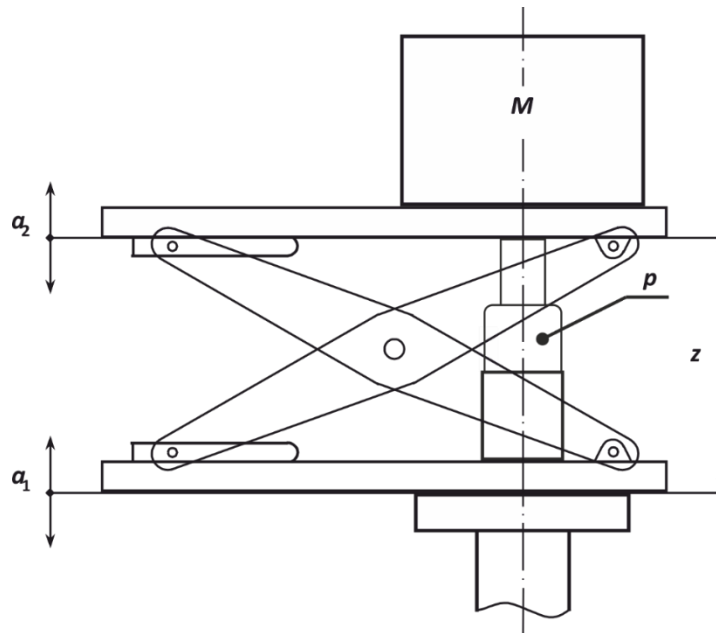
V původním nůžkovém mechanismu pasivní sedačky dodané firmou C.I.E.B. byla pneumatická pružina umístěna v převodu. Nejprve bylo zvažováno, zda lze tuto pružinu k aktivnímu tlumení vibrací využít. Po odstranění viskózního tlumiče sedačka měla vzhledem k nevhodnému zabudování pneumatické pružiny dvě ustálené polohy. Dosažení těchto odlišných ustálených poloh záviselo na průběhu excitací sedačky. Z toho důvodu bylo přistoupeno k jejímu nahrazení.

Jako náhrada původní pružiny byla vybrána hadicová pružina (sleeve type), protože díky své konstrukci a použitém materiálu má oproti ostatním typům pneumatických pružin (např. vlnovcové) zanedbatelnou tuhost. Protože sériově vyráběné hadicové pružiny neměly dostatečný zdvih pro použití v mechanismu sedačky, byla na TUL vyvinutá a vyrobená pružina se zvětšeným zdvihem. Zmíněná pružina byla umístěna přímo mezi základnu sedačky a sedák.

Jako akční člen byl vybrán průtokový pneumatický ventil SMC VEF 312 1-2. Jeho umístění bylo nutné realizovat co nejlíže k plnicímu otvoru pneumatické pružiny, aby nedocházelo k dopravnímu zpoždění, které by při řízení působilo problémy.

2.2 Senzorika

Pro realizaci aktivního řízení sedačky bylo nutné mechanismus sedačky osadit senzory pro měření stavových veličin a poruch. Většina sensoriky byla převzata z předchozí práce [Libor Kupka, Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče, Liberec 2008] a nově dodaný nůžkový mechanismus sedačky jimi byl osazen. Nově byl doplněn snímač polohy šoupátka pneumatického ventilu, přičemž důvod je diskutován v kapitole 3 Řídicí systém sedačky. Schematické znázornění osazení senzory je uvedeno na obr. 1.



Obr. 1 Osazení mechanismu sedačky senzory

Aktuálně měřené veličiny a použité snímače:

- p tlak vzduchu v pneumatické pružině - DMP 331, BHV senzory,
- a_1 zrychlení základny - ADXL203, rozsah ± 1.7 [g], MEMS, Analog Devices,
- a_2 zrychlení sedáku - ADXL203, rozsah ± 1.7 [g], MEMS, Analog Devices,
- z zdvih sedáku vůči základně - Rotační absolutní snímač AM8192B, RLS Renishaw,
- x poloha šoupátka ventilu - Lineární potenciometr MM10, Megatron.

Reálné umístění senzorů je patrné na obrázcích kompletního mechanismu, které jsou součástí příloh disertační práce (viz příloha I).

2.3 Snížení pasivních odporů a vůlí v ložiskách nůžkového mechanismu

Dodaný nůžkový mechanismus měl po konstrukční stránce hodně daleko k ideálu pro aktivně řízenou sedačku. V jeho kluzných ložiskách byly vůle v řádu milimetrů a velké pasivní odpory. Z toho důvodu byla původní kluzná ložiska nahrazena kvalitnějšími ložisky s nižším koeficientem tření a pouzdry pro vymezení vůlí.

I přes tuto úpravu hrají pasivní odpory mechanismu stále velkou roli, a proto bylo během práce přistoupeno k jejich modelování, jehož výsledkem je publikace [Simple friction model of the guiding device of a mechanical system: mass, spring and damper,

Journal of Vibroengineering, December 2011]. Pro zjednodušení úlohy aktivního řízení bylo rozhodnuto, že pasivní odpory dále nebudeme uvažovat.

Vůle se podařilo vymezit pouze ve středovém ložisku nůžkového mechanismu a jeho čepech. Co se týče vůlí mezi rolami a vodicím profilem nebylo možné vůli vymezit žádným jednoduchým opatřením. Zde by muselo být stávající vedení skládající se z U profilu a jedné rolky s kuličkovým ložiskem nahrazeno jiným řešením, které vůli vymezí. V případě buzení sedačky signálem s větší amplitudou zmíněná vůle dovolí, že spodní rolka nejede pouze po spodní straně vodicího U profilu, ale doslova v něm nadskakuje. Toto chování je pro aktivní řízení velmi nevhodné a v případě pokračování této práce by mělo být prioritní eliminování zmíněné vůle mezi rolkou a vodicím profilem pomocí vhodného mechanismu nebo rovnou navrhnout jiný způsob realizace vedení zohledňující nároky na aktivní řízení tj. eliminování vůli a nízké tření.

3 Řídicí systém sedačky

3.1 Použité HW řešení

Základním požadavkem na řídicí systém byla jeho použitelnost ve vozidle. Z toho důvodu bylo nutné použít HW, který je kompaktní, lze ho napájet z palubní sítě nákladního vozidla a propojit se sběrnici vozidla. Pro tyto účely byl již v předchozí práci pořízen DSP Texas Instruments TMS320F2808 resp. přímo vývojový kit eZdspTM F2808 osazený tímto procesorem a realizován HW. Tento HW je používán i nadále pouze s drobnou úpravou pro připojení snímače polohy šoupátka ventilu, které se ukázalo jako nutnost pro řízení průtoku vzduchu z a do pneumatické pružiny. Blokové schéma zapojení kompletního systému včetně zmíněné úpravy je v disertační práci uvedeno v kapitole 3.

Protože je HW téměř kompletně převzatý z předchozí práce [Libor Kupka, Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče, Liberec 2008], nejsou v disertační práci detailně popisovány jednotlivé jeho části, ale je uveden pouze stručný popis toho, co HW umožňuje. Detailněji je diskutováno pouze rozšíření o měření polohy šoupátka ventilu a důvodu, proč bylo toto opatření nutné.

Upravený HW nyní umožňuje provoz při napájení z palubní sítě nákladního vozidla, připojení senzorů s analogovým výstupem, disponuje výkonovým PWM výstupem pro přímé připojení elektricky řízeného pneumatického ventilu, poskytuje zpětnou vazbu o velikosti proudu protékajícího cívkou ventilu a přímé měření polohy šoupátka ventilu. Signál s proudovou zpětnou vazbou i polohou šoupátka ventilu je realizován opět jako napěťový analogový signál.

Důvodem pro rozšíření systému o přímé měření polohy šoupátka ventilu byla nespolehlivost řízení polohy šoupátka ventilu s využitím proudové zpětné vazby. Jednoduše řečeno velikost měřeného proudu protékajícího cívkou elektromagnetu ventilu nezaručuje požadovanou polohu šoupátka ventilu a tedy ani předpokládaný průtok podle změřené průtokové charakteristiky. Konkrétní příčiny nebyly detailně prověřovány, nicméně se nejspíše bude jednat o teplotní závislosti použitých součástí a velikost tření šoupátka ventilu, které se navíc bude během života ventilu a případně i při jeho pohybu měnit.

3.2 Měření polohy šoupátka ventilu

Na trhu existují ventily, které měřením polohy šoupátka již disponují. Nicméně jich není mnoho a cena těchto ventilů je mimo naše možnosti. Navíc by bylo nutné přepracovat HW řídicího systému pro použití odlišného ventilu. Z ekonomických důvodů bylo přistoupeno k doplnění odměřování polohy šoupátka ke stávajícímu ventilu.

Snímač musel být volen tak, aby bylo možné měřit polohu šoupátka bez výrazného zásahu do konstrukce ventilu. Dále musí být senzor kompatibilní se stávajícím HW z hlediska jeho napájení i výstupu. Vše při dobrém rozlišení pro daný zdvih šoupátka 3.28 [mm].

Vzhledem k uvedeným kritériím byl zvolen snímač od firmy Megatron typ MMR10 ve verzi MMR10_8. Snímač je malý, lehký, funguje jako lineární potenciometr a poskytuje rozlišení 0.01 [mm]. Pro uchycení snímače k ventilu byl navrhnout a vyroben držák, který zaručuje správnou pozici snímače vůči šoupátku, lze ho našroubovat na ventil bez jeho dalších úprav místo gumové zálepky a zároveň zabraňuje vnikání

nečistot do ventilu, což byla funkce původní gumové záslepky. Součástí disertační práce je výrobní výkres držáku a ukázána sestava ventilu se snímačem včetně znázornění montáže.

3.3 Software pro DSP

Software pro DSP byl oproti verzi z předchozí práce [Libor Kupka, Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče, Liberec 2008] revidován a výrazně přepracován. Z původního programu zůstalo zachováno nastavení registrů s konfigurací procesoru a jeho periférií, což jsou převodníky analog digital (ADC), generátor PWM signálu, atd. Ostatní části softwaru jako regulační smyčka ventilu, hlavní regulační smyčka sedačky, komunikace s PC, atd. byly vytvořeny nově či změněny s ohledem na nové požadavky. Program pro DSP nyní zajišťuje následující funkce:

- Čtení signálů ze senzorů, jejich filtraci a převod na potřebné fyzikální veličiny.
- Generování PWM signálu pro řízení proudu cívkou polohy šoupátka ventilu.
- Řídící smyčku polohy šoupátka ventilu.
- Řídící smyčku zdvihu sedačky s frekvencí 1 [kHz].
- Vzorkování a odesílání dat do PC s frekvencí 100 [Hz].
- Příjem dat z PC obsahujících nastavení konstant regulátoru, požadavky na aktivaci nebo deaktivaci regulačních smyček či přímé ovládání generování PWM signálu.

Pro komunikaci s řídicím systémem sedačky a jeho ovládání byla vytvořena aplikace pro PC tzv. HostApp, která umožňuje zmíněné nastavení konstant regulátorů, ovládání řídicího systému jako např. manuální ovládání PWM, přímé ovládání polohy šoupátka, atd., ukládání dat a jejich on-line vizualizaci. Komunikace je realizována pomocí rozhraní RS232, které je snadno implementovatelné a zaručuje on-line komunikaci.

4 Matematický model systému

Většina fyzikálních veličin v následujícím textu se mění v čase – jsou funkcemi času. Z důvodu zjednodušení zápisu nebudeme vždy uvádět závislost diskutovaných veličin na čase.

4.1 Řídicí veličina systému

Fyzikální řídicí veličinou systému je proud, který mění polohu šoupátka pneumatického ventilu. Tlakový vzduch je napouštěn do pružiny, nebo je vzduch z pružiny vypouštěn do atmosféry. Řídicí proud protéká elektromagnetem, který posouvá šoupátko ventilu. Tímto způsobem je měněna velikost průtoku vzduchu ventilem pro napouštění i vypouštění pružiny. Průtok vzduchu ventilem je nelineární funkcí řídicího proudu resp. polohy šoupátka a tlakového spádu na ventilu. Akční veličinou navrhovaného řídicího systému je požadovaný hmotnostní průtok vzduchu ventilem.

V modelech systému popsaných v následujícím textu je uvažováno, že průtokové charakteristiky pneumatického ventilu jsou linearizovány v celých rozsazích tlakových spádů jak pro napouštění vzduchu do pružiny, tak při vypouštění vzduchu z pružiny. Skutečný průtok vzduchu ventilem je roven akční veličině řídicího systému

$$m' = \frac{d m}{dt} = u , \quad (4.1a)$$

kde

m' je derivace hmoty vzduchu uvnitř pružiny,
 u je akční veličina řídicího systému.

Integrujme (4.1a)

$$m(t) = \int_0^t u(\tau) d\tau + m_0 , \quad (4.1b)$$

kde

m_0 je hmota vzduchu uvnitř pružiny v čase $t = 0$.

4.2 Vývoj tlaku uvnitř pneumatické pružiny

Termodynamický děj uvnitř pneumatické pružiny „přibližně“ popisuje rovnice

$$p \frac{V^\kappa}{m^\varepsilon} = konst = k_p . \quad (4.2)$$

Její odvození viz disertační práce příloha IV. Konstanta na pravé straně rovnice (4.2) byla označena k_p .

Vnitřní objem V pneumatické pružiny byl uvažován jako funkce zdvihu z a tlaku p

$$V = V(z, p) . \quad (4.3)$$

Identifikací modelu bylo ověřeno, že k aproximaci vývoje objemu vzduchu postačuje závislost na zdvihu z a tedy

$$V = V_0 + k_2 z , \quad (4.4a)$$

$$V = V(z) . \quad (4.4b)$$

4.3 Pohybová rovnice

V rovnici pohybu sedáku jsme zanedbali vliv setrvačných sil vyvolaných rotačním pohybem ramen nůžkového mechanismu sedačky. Posouzení významnosti tohoto zanedbání nebylo provedeno. Dále bylo zanedbáno tření ve vodicím mechanismu sedačky, jehož vliv je v práci diskutován v odstavci 4.6.

Pohybová rovnice sedáku vyjadřuje dynamickou rovnováhu sil při jeho svislém pohybu se zatěžující hmotou M v gravitačním poli

$$v_2' = \frac{k_F}{M} (p - p_a) - \frac{k_d}{M} v_2 - g + \frac{k_d}{M} v_1 , \quad (4.5)$$

kde je

- v_2 rychlost pohybu sedáku, zrychlení pohybu sedáku $a_2 = v_2' = \frac{d v_2}{dt}$,
- k_F efektivní plocha pneumatické pružiny, viz diskuze v následujícím textu,
- M hmota, kterou je sedačka zatížena (uvažována konstantní),
- $p - p_a$ relativní tlak vzduchu uvnitř pružiny p_{rel} ,

- k_d koeficient viskózního tlumení (konstanta) – vyjadřuje především dynamické účinky pláště pneumatiké pružiny,
- g gravitační konstanta,
- v_1 rychlost pohybu základny sedačky.

Efektivní plocha pneumatiké pružiny k_F byla nejprve uvažována jako funkce zdvihu pružiny z a tlaku vzduchu p uvnitř pružiny. Identifikací ověřeno, že k_F je možno v modelu sedačky volit jako konstantu,

$$k_F = konst . \quad (4.6)$$

Do pohybové rovnice (4.5) dosadíme vývoj tlaku z (4.2) a vývoj objemu vzduchu z (4.4a)

$$v_2' = \frac{k_F}{M} \left(k_p \frac{m^\varepsilon}{(V_0 + k_2 z)^\kappa} - p_a \right) - \frac{k_d}{M} v_2 - g + \frac{k_d}{M} v_1 . \quad (4.7)$$

Je zřejmé, že vyloučení tlaku p z (4.5) je možné pouze při závislosti (4.4b).

4.4 Model systému

Pro sestavení modelu systému je nutné doplnit ještě diferenciální rovnici zdvihu sedačky

$$z' = v_2 - v_1 . \quad (4.8)$$

Abychom mohli vypočítat i zdvih sedáku z_2 , doplníme do modelu rovnici

$$z_1' = v_1 . \quad (4.9)$$

Výsledná soustava rovnic, která je nelineárním stavovým popisem sedačky:

$$\begin{aligned} m' &= & u \\ v_2' &= \frac{k_F}{M} \left(k_p \frac{m^\varepsilon}{(V_0 + k_2 z)^\kappa} - p_a \right) - \frac{k_d}{M} v_2 - g & + \frac{k_d}{M} v_1 \\ z' &= & v_2 & - & v_1 . \\ z_1' &= & v_1 \end{aligned} \quad (4.10)$$

V soustavě diferenciálních rovnic (4.10) jsou stavové veličiny m , v_2 , z a z_1 , u je akční veličina a v_1 je porucha. Zdvih sedáku

$$z_2 = z + z_1 . \quad (4.11)$$

Řád diskutovaného systému je určen počtem diferenciálních rovnic prvního řádu, viz (4.10). **Diskutovaný systém je čtvrtého řádu.** Z druhé rovnice ze soustavy (4.10) jsme vyloučili tlak vzduchu p uvnitř pružiny. Tento tlak ale na sedačce měříme, proto soustavu diferenciálních rovnic (4.10) o vývoj tlaku rozšíříme.

Derivujme (4.2) podle času, při proměnných veličinách p , V a m

$$\frac{V^\kappa}{m^\varepsilon} \frac{dp}{dt} + \frac{p}{m^\varepsilon} \kappa V^{\kappa-1} \frac{dV}{dt} - p V^\kappa \varepsilon \frac{1}{m^{\varepsilon+1}} \frac{dm}{dt} = 0 , \quad (4.12a)$$

$$\frac{dp}{dt} = p \left(\varepsilon \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} - \kappa \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right) , \quad (4.12b)$$

$$p' = p \left(\varepsilon \frac{m'}{m} - \kappa \frac{V'}{V} \right) . \quad (4.12c)$$

Do (4.12c) dosadíme (4.1a), (4.4a) a derivaci (4.4a) podle času

$$V' = k_2 z' = k_2 (v_2 - v_1) , \quad (4.13)$$

$$p' = p \left\{ \varepsilon \frac{u}{m} - \kappa \frac{k_2 (v_2 - v_1)}{V_0 + k_2 z} \right\} . \quad (4.14)$$

Matematický popis dynamiky sedačky popíšeme soustavou pěti diferenciálních rovnic

$$\begin{aligned} m' &= & u \\ p' &= p \left\{ \varepsilon \frac{u}{m} - \kappa \frac{k_2 (v_2 - v_1)}{V_0 + k_2 z} \right\} \\ v_2' &= \frac{k_F}{M} (p - p_a) & - \frac{k_d}{M} v_2 - g & + \frac{k_d}{M} v_1 \\ z' &= & v_2 & - & v_1 \\ z_1' &= & v_1 \end{aligned} \quad (4.15)$$

a již uvedenou rovnicí

$$z_2 = z + z_1 . \quad (4.11)$$

Matematický model sedačky (4.15) nyní obsahuje pět diferenciálních rovnic. Vzhledem k platnosti (4.2) **je řád modelu stále čtvrtý**. Soustavu rovnic (4.15) nazveme **rozšířeným matematickým modelem**.

4.5 Linearizace modelu systému

Linearizaci soustavy diferenciálních rovnic (4.15) provedeme vzhledem k ustálenému stavu. Vytvoříme lineární model popsáný soustavou lineárních diferenciálních rovnic s konstantními koeficienty a s odchylkovými veličinami od ustálených stavů. Ustálený stav je definován jako klidový stav sedačky ve střední poloze zdvihu. Veličiny v klidovém stavu sedačky označíme indexem nula. Ustálený stav je určen hodnotami stavových veličin

$$m_0 \neq 0, p_0 \neq 0, v_{20} = 0, z_0 = 0, z_{10} = 0 \quad (4.16)$$

a nulovými hodnotami akční a poruchové veličiny

$$u_0 = 0 \text{ a } v_{10} = 0. \quad (4.17)$$

Všechny veličiny v (4.15) jsou součtem uvedených klidových stavů a odchylek od těchto stavů. Tyto odchylky – odchylkové veličiny budeme v následujícím textu označovat vlnovkou nad písmeny,

$$m = m_0 + \tilde{m}, \quad p = p_0 + \tilde{p}, \quad v_2 = \tilde{v}_2, \quad z = \tilde{z}, \quad z_1 = \tilde{z}_1, \quad u = \tilde{u}, \quad v_1 = \tilde{v}_1. \quad (4.18)$$

Ze soustavy rovností (4.18) je zřejmé, že pro linearizaci modelu systému (4.15) postačuje použít pouze dvě odchylkové veličiny \tilde{m} a \tilde{p} . V ustáleném stavu jsou levé strany diferenciálních rovnic (4.15) nulové.

Linearizace byla provedena jako rozvoj pravých stran nelineárních rovnic soustavy (4.15) do Taylorovy řady v okolí ustáleného stavu. Při linearizaci použijeme pouze absolutní člen a lineární členy rozvoje. Jelikož levé strany rovnic jsou v ustáleném stavu nulové, diskutovaný absolutní člen Taylorovy řady je také nulový. Linearizované rovnice v ustáleném stavu jsou

$$\tilde{p}' = -\frac{p_0 \kappa k_2}{V_0} v_2 + \varepsilon \frac{p_0}{m_0} u + \frac{p_0 \kappa k_2}{V_0} v_1 \quad (4.19)$$

$$v_2' = \frac{k_F}{M} \tilde{p} - \frac{k_d}{M} v_2 + \frac{k_d}{M} v_1. \quad (4.20)$$

Všimněme si, že \tilde{m} se v diferenciálních rovnicích (4.19), (4.20), (4.8), (4.9) a ani v lineární algebraické rovnici (4.11) dále nevyskytuje. Z tohoto důvodu **odchylková hmota vzduchu \tilde{m} není stavovou veličinou linearizovaného modelu systému.** Uveďme výslednou soustavu diferenciálních rovnic tvořících linearizovaný model

$$\begin{aligned} \tilde{p}' &= -\frac{p_0 \kappa k_2}{V_0} v_2 + \varepsilon \frac{p_0}{m_0} u + \frac{p_0 \kappa k_2}{V_0} v_1 \\ v_2' &= \frac{k_F}{M} \tilde{p} - \frac{k_d}{M} v_2 + \frac{k_d}{M} v_1 \\ z' &= v_2 - v_1 \\ z_1' &= v_1 \end{aligned} \quad (4.21)$$

a algebraickou rovnicí

$$z_2 = z + z_1. \quad (4.11)$$

Linearizací pěti diferenciálních rovnic rozšířeného nelineárního modelu (4.15) jsme získali čtyři lineární diferenciální rovnice linearizovaného modelu. **Lineární model (4.21) je čtvrtého řádu.**

Zapišme (4.21) a (4.11) v maticovém tvaru

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \tilde{p}' \\ v_2' \\ z' \\ z_1' \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & \alpha_{12} & 0 & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ v_2 \\ z \\ z_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_{11} & -\alpha_{12} \\ 0 & -\alpha_{22} \\ 0 & -1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v_1 \end{bmatrix}, \\ z_2 &= [0 \quad 0 \quad 1 \quad 1] \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ v_2 \\ z \\ z_1 \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (4.22)$$

kde

$$\alpha_{12} = -\frac{p_0 \kappa k_2}{V_0}, \quad \beta_{11} = \varepsilon \frac{p_0}{m_0}, \quad \alpha_{21} = \frac{k_F}{M}, \quad \alpha_{22} = -\frac{k_d}{M}.$$

Na sedačce jsou měřena zrychlení a_1 a a_2 . Poruchu v_1 vypočteme integrací

$$v_1(t) = \int_0^t a_1(\tau) d\tau + a_{10}. \quad (4.23)$$

Zrychlení a_2 vypočteme

$$a_2 = \begin{bmatrix} \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ v_2 \\ z \\ z_1 \end{bmatrix} - \alpha_{22} v_1. \quad (4.24)$$

Z fyzikálního hlediska a ze struktury rovnic (4.21), (4.11) a (4.22) je zřejmé, že porucha v_1 ovlivňuje všechny stavové veličiny \tilde{p} , v_2 , z a z_1 . Řídící veličina u ovlivňuje pouze veličiny \tilde{p} , v_2 a z . Na základě této skutečnosti je možné předpokládat, že říditelná a dosažitelná část systému je popsána stavovým popisem

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{p}} \\ \dot{v}_2 \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \alpha_{12} & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ v_2 \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 & -\alpha_{12} \\ 0 & -\alpha_{22} \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v_1 \end{bmatrix}. \quad (4.25a)$$

Systém je říditelný veličinou u , jestliže je touto veličinou možné systém převést z libovolného stavu ve stavovém prostoru do nulového stavu tedy do počátku stavového prostoru během konečného časového intervalu. Opačné převedení systému z nulového stavu do libovolného stavu je označeno jako dosažitelnost. Pokud je lineární systém říditelný veličinou u , potom je působením této veličiny i dosažitelný. Stejnou diskuzi je možné provést pro poruchovou veličinu v_1 .

Matice a vektory v (4.25a) označíme

$$\mathbf{x}' = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u}^*. \quad (4.25b)$$

K vyhodnocení říditelnosti a dosažitelnosti systému (4.25b), který je třetího řádu, vypočteme matici říditelnosti

$$\mathbf{C}_0 = [\mathbf{B} \quad \mathbf{AB} \quad \mathbf{A}^2\mathbf{B}]. \quad (4.26)$$

Systém (4.25b) je vzhledem k veličinám u a v_1 říditelný a dosažitelný, jestliže hodnost matice říditelnosti \mathbf{C}_0 je rovna řádu systému.

Prvky matice \mathbf{A} a vektoru \mathbf{B} byly vypočteny z koeficientů identifikovaného modelu sedačky. Pro tyto matice měla matice \mathbf{C}_0 hodnost tři, což je rozměr systému.

Závěr: Systém (4.25a) je říditelnou částí systému (4.22).

I když pojmy „říditelnost systému“ a „říditelná část systému“ jsou definovány pro lineární systémy, je zřejmé, že předcházející diskuze již na tuto problematiku upozorňuje.

4.6 Identifikace nelineárního modelu

Identifikace nelineárního modelu systému byla provedena v hydrodynamické laboratoři TUL. Sedačka zatížená hmotou $M = 80 \text{ kg}$ byla umístěna na hydraulickém válci. Vzduchová pružina byla natlakována tak, aby se sedačka nacházela ve střední poloze, kdy v soustavě diferenciálních rovnic (4.15) je $z = 0$. V tomto stavu byl přívod vzduchu do pružiny uzavřen, celé měření bylo provedeno při akční veličině $u = 0$ a při excitaci sedačky pohybem hydraulického válce.

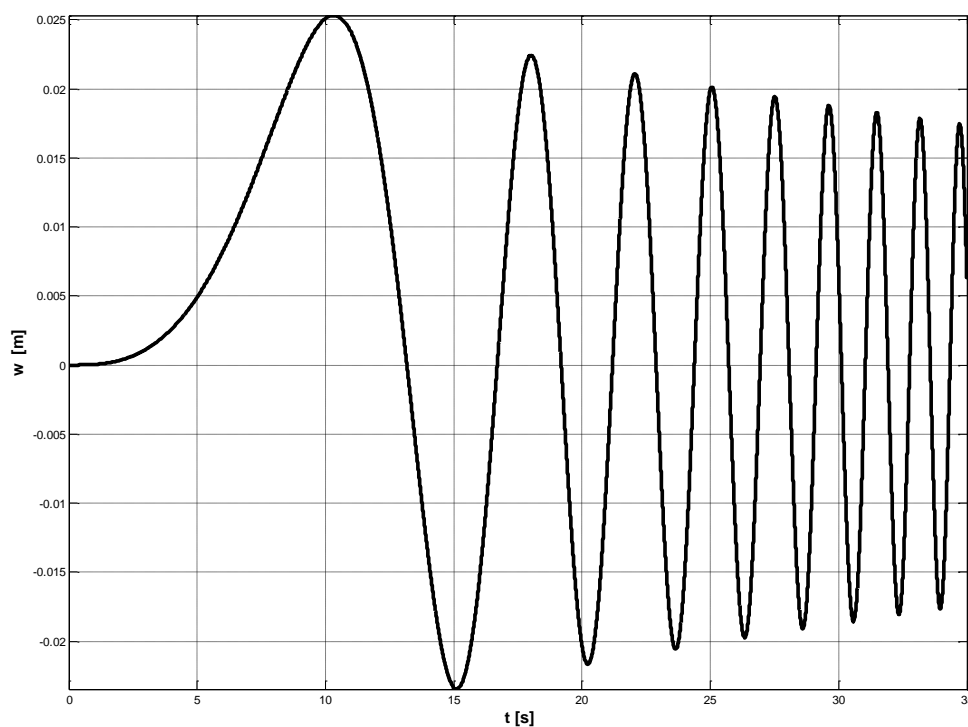
Problémem tohoto měření je skutečnost, že pneumatický systém sedačky je netěsný. Tuto netěsnost jsme „přibližně“ řešili optimalizací nalezením takového otevření ventilu „do atmosféry“, tj. záporné hodnoty akční veličiny u , které netěsnosti charakterizuje. Tuto „hledanou“ hodnotu jsme označili „**únik vzduchu**“.

V řídicím systému hydraulického válce je ve zpětnovazební smyčce zapojen PI regulátor. Regulovanou veličinou je zdvih válce – veličina z_1 , viz (4.15) a (4.11). Žádaná hodnota do uvedené regulační smyčky je zadávána s frekvencí 2 [kHz].

Požadovaná hodnota zdvihu $w(t)$ byla:

$$w(t) = \frac{5 + 25 e^{-\frac{t}{50}}}{1000} \sin(t \omega(t)) \quad (4.27)$$

Funkce (4.27) je harmonickou funkcí s nelineárně se zmenšující amplitudou a s nelineárně rostoucí frekvencí v čase.



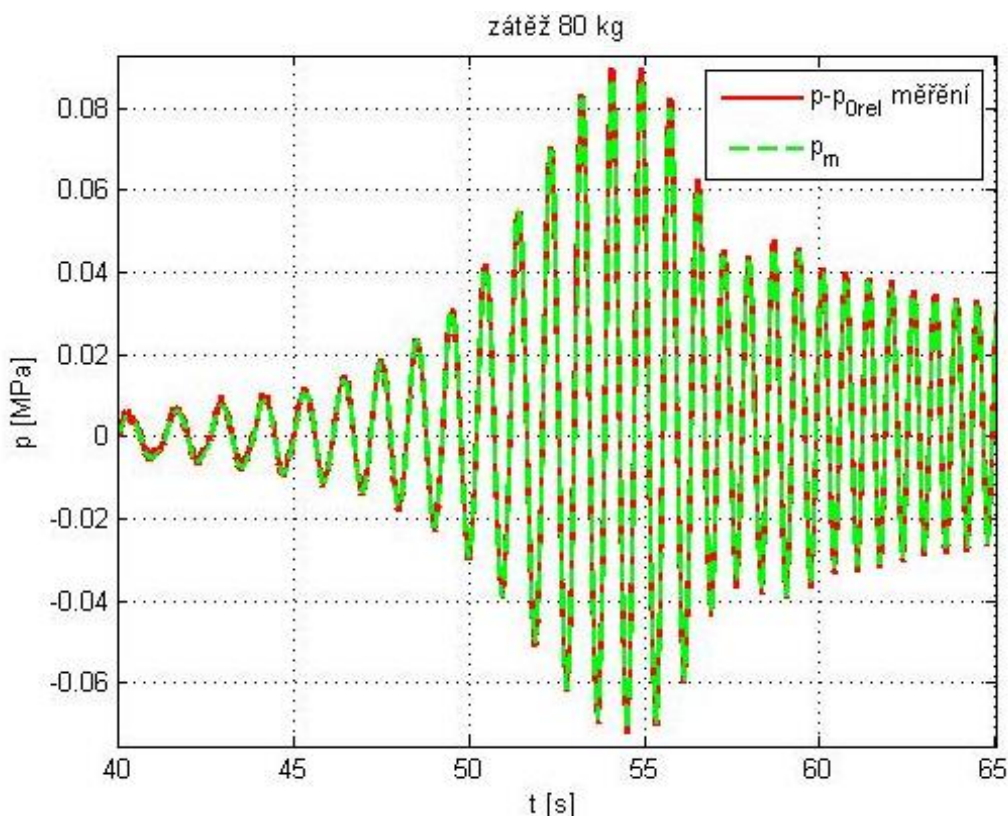
Obr. 2 Funkce (4.35) pouze pro $t \in \langle 0, 35s \rangle$

Vlastní identifikaci jsme rozdělili do dvou kroků. Jako první byl identifikován koeficient k_2 lineární funkce (4.4a) aproximující vývoj objemu vzduchu v pružině a jako druhý krok koeficienty popisující efektivní plochu pružiny k_F a viskózní tlumení k_d viz třetí rovnice v (4.15). Následně byly též identifikovány parametry suchého tření F_{stat} a F_{kin} viz obr. 5.

Identifikace vývoje objemu vzduchu v pružině resp. koeficientu k_2 byla provedena metodou nelineární regrese při minimalizaci kritéria (4.28) vzhledem k hodnotě koeficientu k_2 a k velikosti úniku vzduchu

$$J = \int_0^{\infty} (p(t) - p_m(t))^2 dt . \quad (4.28)$$

Porovnání vývoje reálného tlaku v pružině a tlaku vypočteného již identifikovaným modelem vývoje objemu vzduchu v pružině je zobrazeno níže na obr. 3.



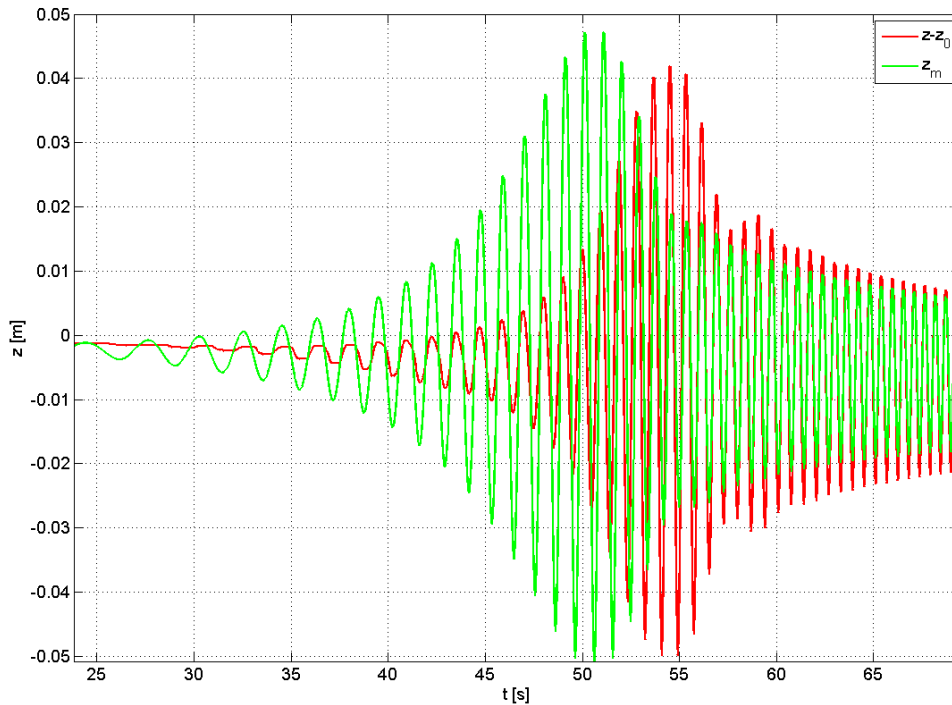
Obr. 3 Porovnání měřeného ($p - p_{0rel}$) a vypočteného (p_m) vývoje tlaku v pružině

V druhém kroku identifikace byly optimalizovány koeficienty k_F a k_d z třetí rovnice stavového popisu (4.15) za použití stejného měření jako v prvním kroku identifikace. Vstupem do modelu s již identifikovaným vývojem objemu vzduchu je měřené zrychlení a_1 . Optimalizace koeficientů spočívá v minimalizaci odchylky mezi měřeným zdvihem z a vypočteným zdvihem z_m na základě kvadratického kritéria

$$J = \int_0^{\infty} (z(t) - z_m(t))^2 dt .$$

Výsledky identifikace znázorňuje obr. 4. Z uvedených průběhů je patrný posun rezonanční frekvence reálného systému oproti modelu a stejně tak velikosti amplitudy. Tento rozdíl je způsoben zanedbáním tření v mechanismu sedačky

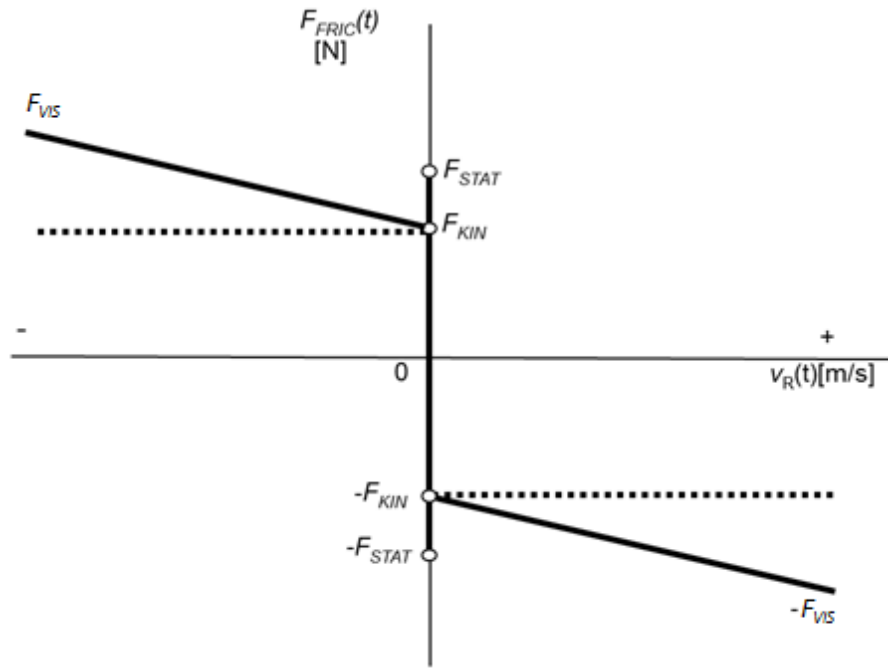
a lepšího výsledku identifikace nelze bez alespoň zjednodušeného modelování tření dosáhnout.



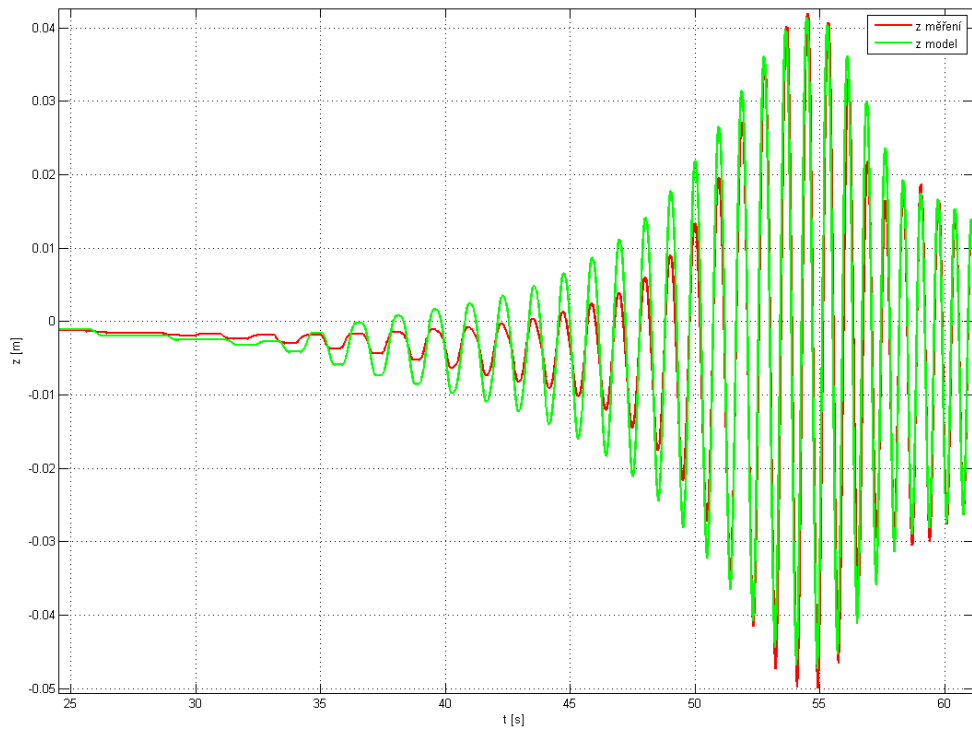
Obr. 4 Porovnání měřeného ($z-z_0$) a modelovaného (z_m) vývoje relativního zdvihu při zanedbaném tření v mechanismu

Jak již bylo v textu uvedeno, v pohybové rovnici (4.5) byly zanedbány třecí síly ve vodícím mechanismu sedačky. Rovnice (4.5) je třetí rovnicí ze soustavy rovnic (4.15), které jsou nelineárním dynamickým modelem sedačky. Linearizace rovnic (4.15) při přidání třecí síly do (4.5) by nebyla možná z důvodu nespojitosti této síly při $v = 0$, viz obr. 5.

Možný způsob modelování tření při použití SIMULINKU je diskutován v publikaci [Simple friction model of the guiding device of a mechanical system: mass, spring and damper, Journal of Vibroengineering, December 2011]. Pokud do procesu identifikace zahrneme zmíněný model tření, získáme výrazně lepší výsledky (viz obr. 6).



Obr. 5 Uvažovaná závislost třecí síly na rychlosti v



Obr. 6 Porovnání měřeného ($z-z_0$) a modelovaného (z_m) vývoje relativního zdvihu s doplněným modelem tření v mechanismu

5 Měření průtokové charakteristiky a linearizace průtoku vzduchu pneumatickým ventilem

K napouštění a vypouštění vzduchu z hadicové pružiny je používán Ventil SMC VEF 312 1-2 s maximální efektivní plochou 12 mm². Jelikož je v modelu předpokládán lineární charakter akčního členu, je nutné znát jeho reálnou průtokovou charakteristiku a s její pomocí průtok vzduchu linearizovat. Protože průtokové charakteristiky ventilu udávané výrobcem nebyly pro potřeby řízení dostačující, bylo nutné přistoupit k jejich měření. Celkem byla provedena dvě různá měření.

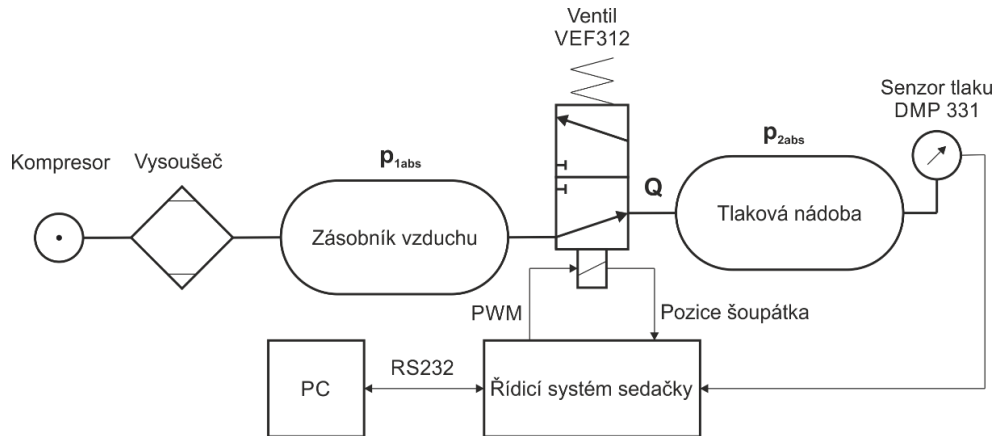
5.1 Měření průtokové charakteristiky ventilu v závislosti na velikosti řídicího proudu

První měření průtokových charakteristik bylo provedeno pomocí průtokoměru RectuTest RT02 a vlastního řídicího systému, kterým byla řízena velikost řídicího proudu protékajícího elektromagnetem ventilu a měřen tlak vzduchu na vstupu do ventilu kvůli určení tlakového spádu. Ventil byl postupně otevírán jak v napouštěcím tak ve vypouštěcím směru za současného měření průtoku, tlakového spádu a velikosti řídicího proudu. Naměřenými daty byly regresně proloženy průtokové charakteristiky dle normy ISO 6358. Výsledná charakteristika byla aproximována spline funkcí a její inverze byla dále využita k linearizaci průtoku ventilu. Bohužel průtoková charakteristika získaná jako závislost na velikosti řídicího proudu ventilem se později při ověřování linearizace ukázala jako nespolehlivá vzhledem k důvodům uvedených v kapitole 3.

5.2 Měření průtokové charakteristiky ventilu v závislosti na poloze jeho šoupátka

Vzhledem k uvedené nespolehlivosti průtokové charakteristiky získané během prvního měření bylo přistoupeno k druhému měření průtokové charakteristiky ventilu, tentokrát v závislosti na poloze šoupátka ventilu. Dříve použitý průtokoměr RectuTest RT02 není vhodný pro měření malých průtoků, což bylo ověřeno v prvním měření průtokové

charakteristiky. Z tohoto důvodu byl hledán přesnější způsob měření průtoku ideálně s využitím měřených hodnot poskytovaným samotným řídicím systémem sedačky. Výsledný způsob měření průtokové charakteristiky ventilu je založen na měření změny tlaku v tlakové nádobě, která je napouštěna a vypouštěna ventilem, jehož charakteristiku potřebujeme určit. Jedná se tedy o metodu nepřímého měření průtoku. Schéma zapojení pro měření průtokové charakteristiky je zobrazeno níže (viz obr. 7).



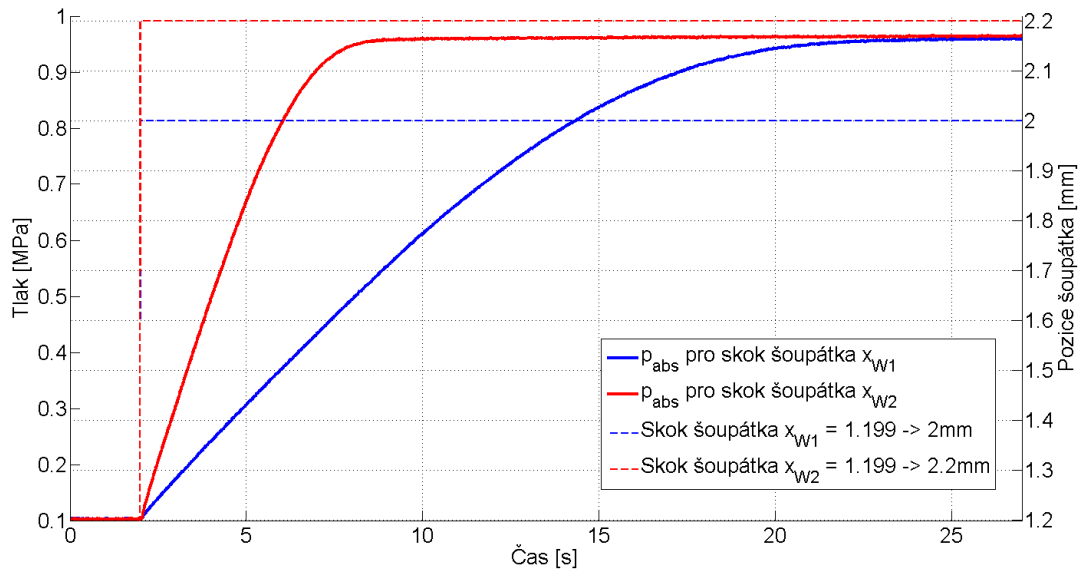
Obr. 7 Schéma měření hmotnostní průtokové charakteristiky ventilu

Pomocí řídicího systému sedačky bylo provedeno měření, kdy byla pomocí měřeného ventilu postupně napouštěna či vypouštěna tlaková nádoba při různých otevřeních ventilu. Jednotlivá otevření ventilu byla udržována konstantní až do vyrovnání tlaku v zásobníku vzduchu a v nádobě.

Popsaným způsobem jsme získali sadu měření s různou rychlostí nárůstu a poklesu tlaku v tlakové nádobě v závislosti na poloze šoupátka ventilu, kterou použijeme k výpočtu hmotnostního průtoku. Příklad nárůstu tlaku pro dvě různá otevření ventilu viz obr. 8.

Námi hledaný hmotnostní průtok vzduchu je z měřených hodnot vypočítán následovně. Hmotnostní průtok vzduchu ventilem pro popsané měření je roven změně hmotnosti vzduchu v tlakové nádobě

$$\frac{dm}{dt} = m' = Q. \quad (5.1)$$



Obr. 8 Nárůst tlaku v čase pro dvě různá otevření ventilu

Hmotnost vzduchu m určíme ze stavové rovnice ideálního plynu ve tvaru

$$m = p \frac{V}{RT}, \quad (5.2)$$

kde

- V je objem tlakové nádoby,
- T je teplota vzduchu, kterou uvažujeme konstantně 20 [°C] tj. 293,15 [K],
- p je tlak vzduchu uvnitř nádoby,
- R je univerzální plynová konstanta.

Objem V je konstantní a určíme ho pomocí měření vodou. Tlak p v tlakové nádobě měříme a teplotu uvažujeme konstantně 20 [°C] tj. 293,15 [K], protože stávající řídicí systém neumožňuje měření teploty vzduchu. Nicméně při laboratorním měření se stálou teplotou bychom se neměli dopustit tak velké chyby.

Dalším krokem k sestavení průtokové charakteristiky ventilu je regrese vypočteného hmotnostního průtoku. K regresi byla zvolena funkce

$$Q_{regre} = k_{regre} \sqrt{p_{1abs} (p_{1abs} - p_{2abs})} \text{ pro napouštění a} \quad (5.3)$$

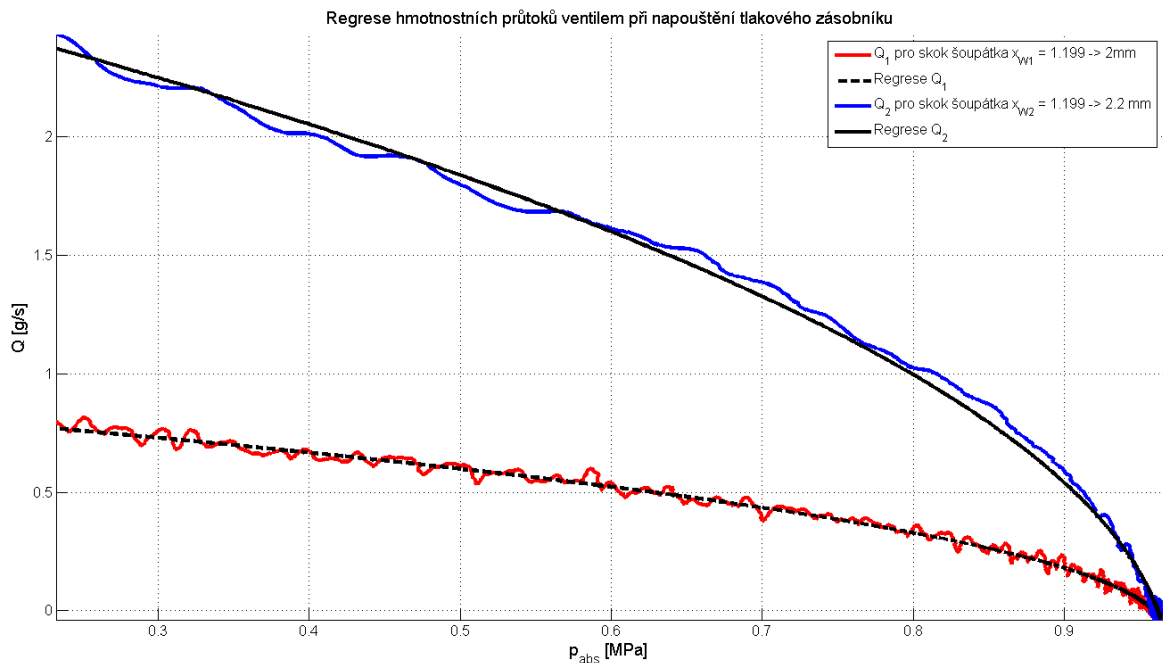
$$Q_{regre} = -k_{regre} \sqrt{p_{2abs} (p_{2abs} - p_{absAtm})} \text{ pro vypouštění,} \quad (5.4)$$

kde

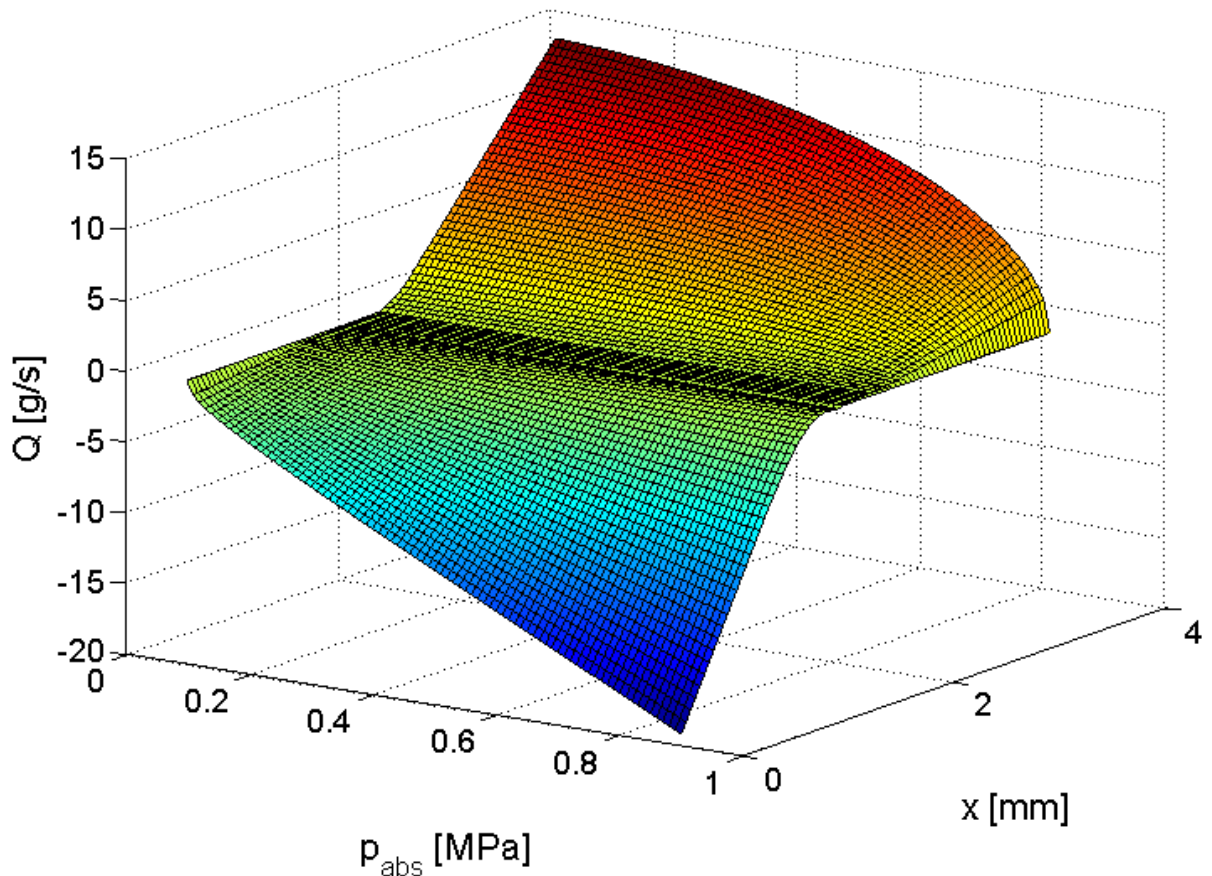
- k_{regre} je hledaný koeficient,
- p_{2abs} je tlak vzduchu uvnitř nádoby,
- p_{1abs} je tlak vzduchu v zásobníku,
- p_{absAtm} je atmosférický tlak.

Uvedená funkce [Hanuš B., Balátě J., Švarc I., Zikeš F. : Teorie automatického řízení I., I. Část, skripta, VŠST v Liberci, 1982] aproximuje vývoj průtoku lépe, než dříve použitá regrese dle normy ISO 6358.

Uvedeným postupem jsme ze změny tlaku v tlakové nádobě získali hmotnostní průtok vzduchu ventilem v závislosti na pozici šoupátka a tlaku v tlakové nádobě. Příklad vypočteného hmotnostního průtoku a jeho regrese pro dvě různá otevření ventilu (viz obr. 8) je zobrazena na obr. 9. Tato regrese byla provedena pro kompletní sadu měření tj. pro napouštění i vypouštění, čímž jsme získali kompletní průtokovou charakteristiku ventilu v závislosti na jeho otevření resp. poloze šoupátka (obr. 10).



Obr. 9 Vypočtené hmotnostní průtoky vzduchu a jejich regrese



Obr. 10 Kompletní průtoková charakteristika ventilu v závislosti na jeho otevření (poloze šoupátka) a tlaku v tlakové nádobě

Změřená průtoková charakteristika ventilu byla aproximována spline funkcí ve tvaru

$$Q_{\text{řez}} = k_1 x^2 + k_2 x + k_3, \quad (5.5)$$

kde x je měřená poloha šoupátka. Použitá spline funkce je složena z polynomů maximálně druhého stupně kvůli pozdějšímu analytickému vyjádření inverzní spline funkce pro linearizaci průtokové charakteristiky ventilu. Spline funkci proložíme řezem 3D průtokové charakteristiky při tlaku p_{2rel} , který určíme pro použitou regresi průtoku a podmínky měření tj. napájecí tlak vzduchu. Z rovnic (5.3) a (5.4) při $p_{1abs} = 0.95 [MPa]$ a $p_{absAtm} = 0.1 [MPa]$ vypočítáme tlak p_{2abs} , při kterém platí

$$\sqrt{p_{1abs}(p_{1abs} - p_{2abs})} = \sqrt{p_{2abs}(p_{2abs} - p_{absAtm})},$$

$$p_{2abs} = 0,6175 \text{ [MPa]}. \quad (5.6)$$

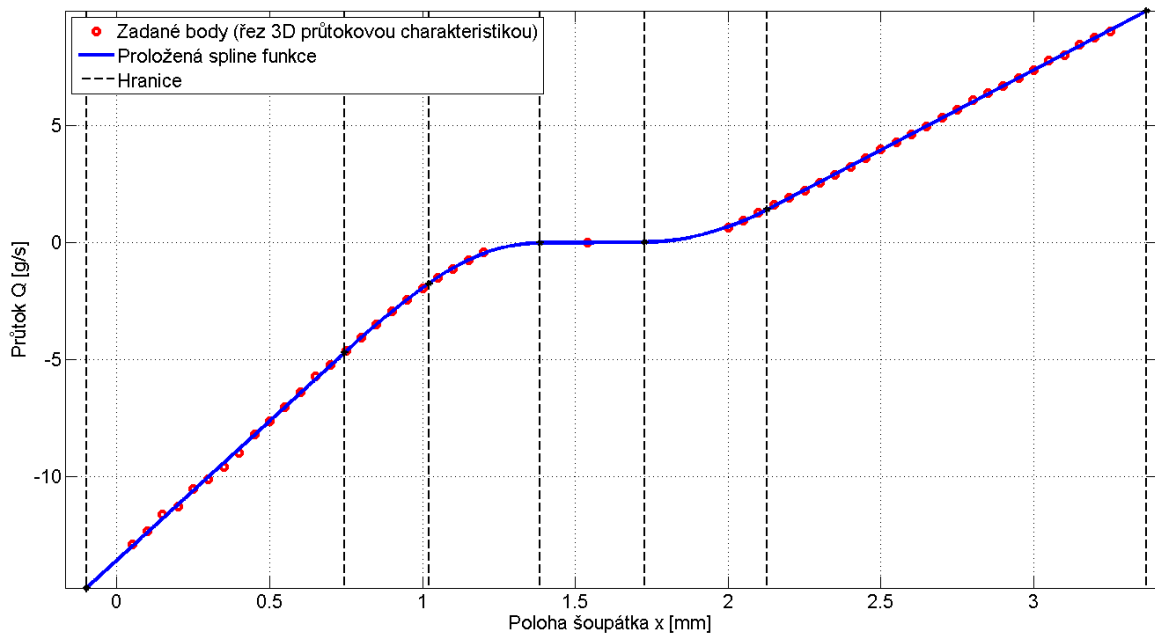
Pro konstantní tlak $p_{2abs} = 0,6175 \text{ [MPa]}$ upravíme rovnice (5.3) a (5.4).

$$Q_{regre} = k_{regre} \sqrt{p_{1abs}(p_{1abs} - p_{2abs})} = k_{regre} \sqrt{0,95(0,95 - 0,1)} = k_{regre} 0,8075 \quad (5.7)$$

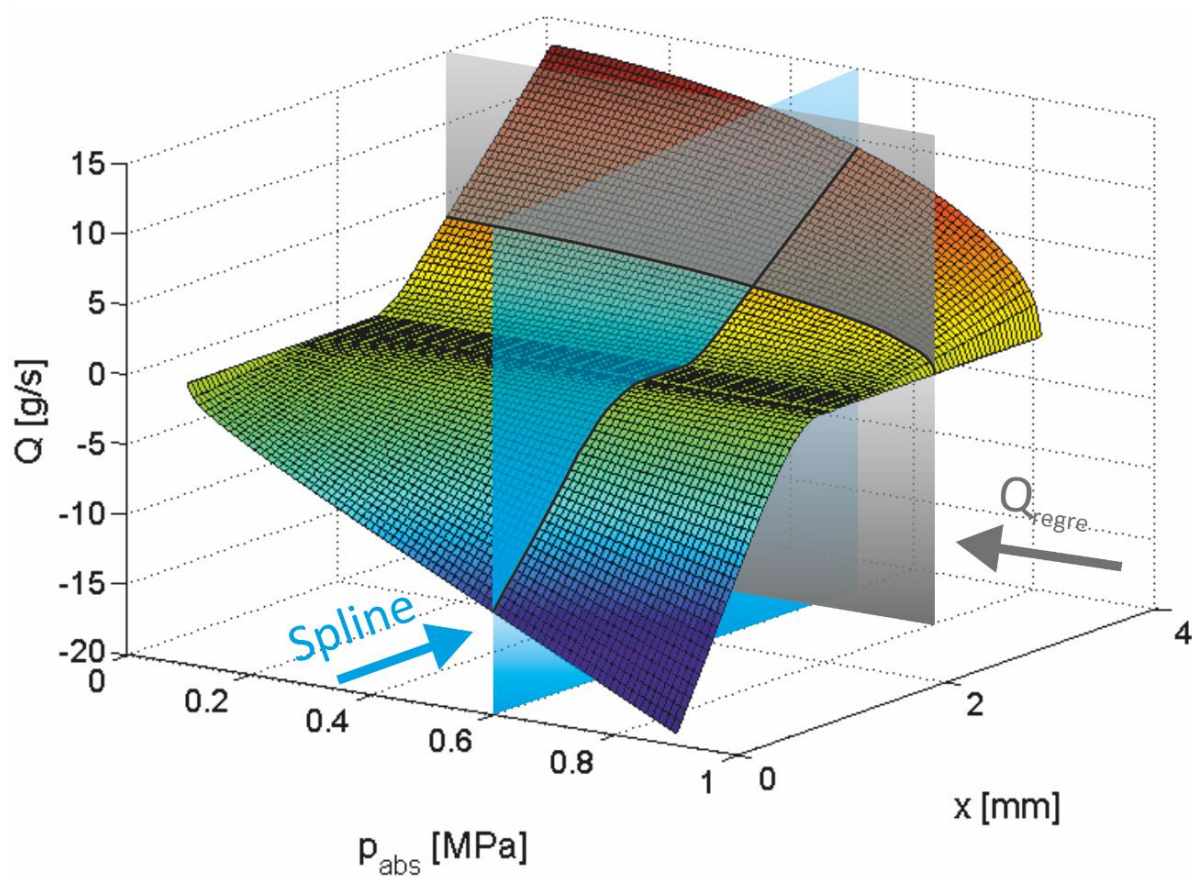
$$Q_{regre} = -k_{regre} \sqrt{p_{2abs}(p_{2abs} - p_{absAtm})} = -k_{regre} 0,8075 \quad (5.8)$$

Řezem 3D průtokové charakteristiky proložíme uvedenou spline při tlaku $p_{2abs} = 0,6175 \text{ [MPa]}$ viz obr. 11. Výsledný spline je složen celkem ze šesti polynomů, jejichž koeficienty mají platnost vždy na omezeném intervalu daným hraniční polohou šoupátka x_h . Konkrétní hodnoty koeficientů jsou uvedeny v disertační práci v tab. 4.

Uvedenou regresí průtoku podle (5.3), (5.4) a aproximací řezu průtokové charakteristiky pomocí spline funkce (5.5) jsme získali aproximaci kompletní plochy (obr. 10) jako funkci dvou proměnných a to tlaku v tlakovém zásobníku p_{2abs} a poloze šoupátka x . Názorné zobrazení principu aproximace je znázorněno na obr. 12.



Obr. 11 Řez 3D průtokovou charakteristikou a regrese spline funkcí



Obr. 12 Princip aproximace průtokové charakteristiky

5.3 Linearizace průtokových charakteristik pneumatického ventilu s využitím polohy šoupátka

Základním principem linearizace průtoku je nalézt takovou polohu šoupátka x , při které je průtok vzduchu Q roven žádanému průtoku vzduchu \tilde{Q} při tlaku v pružině p_{2abs} .

$$Q = \tilde{Q} \quad (5.9)$$

Žádaný průtok \tilde{Q} dosadíme do (5.3) pro napouštění nebo do (5.4) pro vypouštění a vypočítáme koeficient k_{regre} . Tlak p_{2abs} měříme.

$$k_{regre} = \frac{\tilde{Q}}{\sqrt{0.95(0.95 - p_{2abs})}} \text{ pro napouštění} \quad (5.10)$$

$$k_{regre} = -\frac{\tilde{Q}}{\sqrt{p_{2abs}(p_{2abs}-0.1)}} \text{ pro vypouštění} \quad (5.11)$$

Získaný koeficient k_{regre} dosadíme do (5.7) a určíme průtok v řezu průtokovou charakteristikou při $p_{2abs} = 0,6175$ [MPa] proloženém spline funkcí.

$$Q_{regre} = k_{regre} 0,8075 \quad (5.12)$$

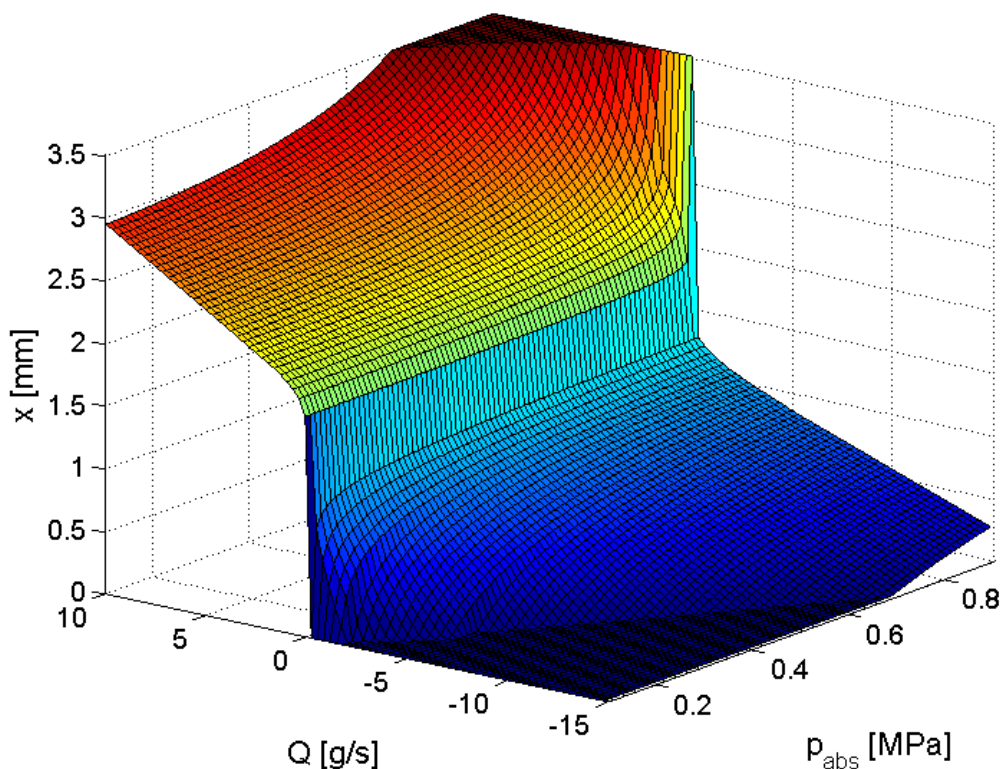
Získaný průtok Q_{regre} dosadíme do inverzní spline funkce (5.13) a získáme tak požadovanou polohu šoupátka x , při kterém je splněna rovnost (5.9).

Ve stručnosti popišme odvození inverzní spline funkce. Spline funkci označme jako funkci polohy šoupátka $Q = f(x)$ a k ní inverzní funkci označme $x = \varphi(Q)$. Hranice platnosti jednotlivých polynomů spline funkce jsou určeny vektorem hranic x_h . Úpravou spline funkce (5.5) $Q_{rez} = k_1 x^2 + k_2 x + k_3$ vypočteme polohu šoupátka x , přičemž nás zajímá pouze kladná část řešení $x > 0$.

$$x = -k_2 + \frac{\sqrt{4k_1(Q_{regre}-k_3)+k_2^2}}{2k_1} \quad \text{pro } k_1 > 0 \quad (5.13a)$$

$$x = \frac{Q_{regre}-k_3}{k_2} \quad \text{pro } k_1 = 0 \quad (5.13b)$$

Dále je nutné přepočítat hranice platnosti polynomů x_h pro spline funkci na Q_h pro inverzní spline funkci. Hranice Q_h získáme dosazením x_h do (5.5). Uvedený postup linearizace aplikujeme pro celý rozsah průtoku Q a tlaku p_{2abs} , čímž získáme **nelineární průběh polohy šoupátka x** (viz obr. 13), při kterém se **průtok Q mění lineárně**.



Obr. 13 Průběh nelineární změny polohy šoupátka x pro dosažení lineárního průtoku Q

Závěr měření průtokové charakteristiky a její linearizace:

Průtokovou charakteristiku ventilu je vzhledem k dříve uvedeným důvodům nutné hledat jako závislost na poloze jeho šoupátka. Z tohoto důvodu musíme použít ventil poskytující zpětnou vazbu o poloze šoupátka a vytvořit samostatnou regulační smyčku pro řízení polohy šoupátka.

Během měření průtokové charakteristiky ventilu byla navržena a ověřena nepřímá metoda měření průtoku založená na změně tlaku v tlakovém zásobníku, která umožňuje měření průtoku v širokém rozsahu. Pro přesnější určení průtokové charakteristiky by bylo vhodné doplnit měření tlaku v zásobníku vzduchu a také teploty vzduchu v tlakové nádobě. Nicméně pro základní ověření principu nepřímého měření průtoku a aproximace průtokové charakteristiky v závislosti na poloze šoupátka ventilu je současná konfigurace dostatečně průkazná.

6 Návrhy regulátorů

Nejprve uveďme přehled testovacích signálů použitých k posuzování kvality navržených regulátorů. Vibroizolační regulátor sedačky řidiče byl testován:

- Při deterministických poruchách např. typu hrbol a rampa, viz následující text.
- Při stacionárních náhodných poruchách s konstantní střední hodnotou a i při excitacích nestacionárními náhodnými poruchami s proměnnou střední hodnotou v čase – data získaná z měření provedených při jízdě nákladních automobilů několika typů po různých vozovkách.
- Při deterministickém excitačním signálu s časově nelineárně se zvyšující frekvencí a s časem se zmenšující amplitudou. Tato veličina – funkce je modifikovaný „chirp“ signál, viz MATLAB – Simulink.

6.1 Požadavky na regulátor

Regulátor musí sedačku uspokojivě řídit:

- a) Při různých hmotnostech řidičů.
- b) Při různých středních nastaveních výšky sedačky (střední nastavení výšky sedačky určuje řidič).

Regulátor musí:

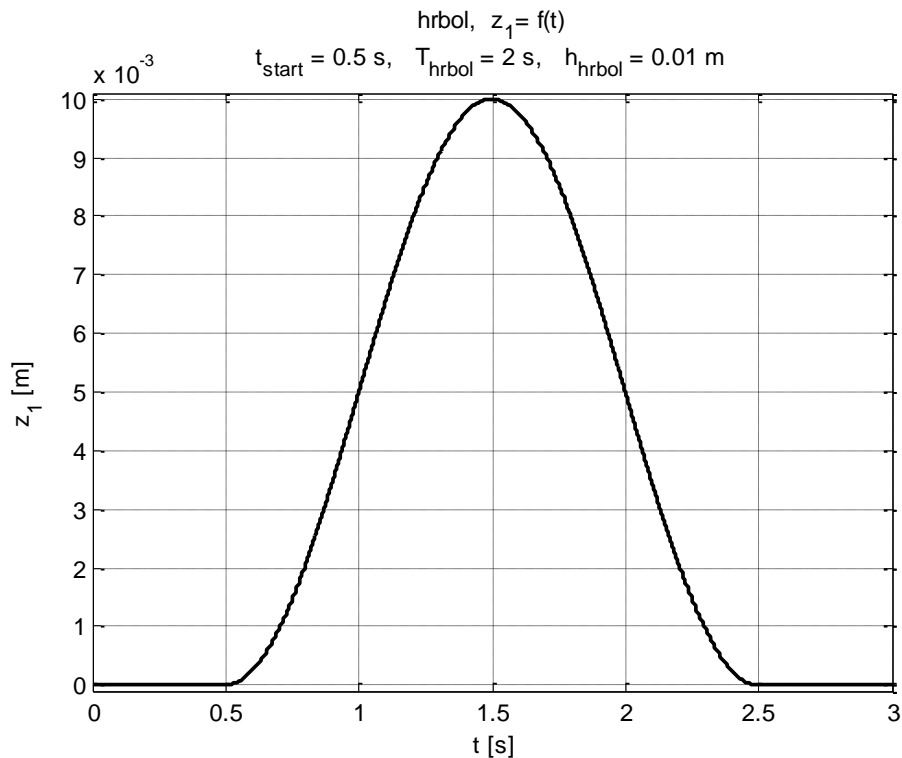
- c) Změnit řízení při přiblížení k mechanickým dorazům, které vymezují pohyb sedačky.
- d) Řidič musí mít k dispozici několik verzí nastavení regulátoru, které může podle svého uvážení beznárazově přepínat.

Požadavky na činnost regulátoru je možno vysvětlit jednoduše na deterministických excitujících poruchách: „hrbolu“ a „rampě“. Pro návrh regulátoru použité poruchy – funkce času jsou uvedeny na obr. 14 a obr. 15.

Funkce „hrbol“ je popsána následujícími rovnicemi

$$\begin{aligned}
 z_1(t) &= 0 & \text{pro } t \in \langle 0, t_{start} \rangle \\
 z_1(t) &= \frac{h_{hrbol}}{2} \left(1 + \sin(\omega t + \frac{3}{2}\pi - \varphi) \right) & \text{pro } t \in (t_{start}, t_{start} + T_{hrbol}), \quad (6.1a) \\
 z_1(t) &= 0 & \text{pro } t \geq t_{start} + T_{hrbol}
 \end{aligned}$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T_{hrbol}}, \quad \varphi = \frac{t_{start}}{T_{hrbol}} 2\pi.$$

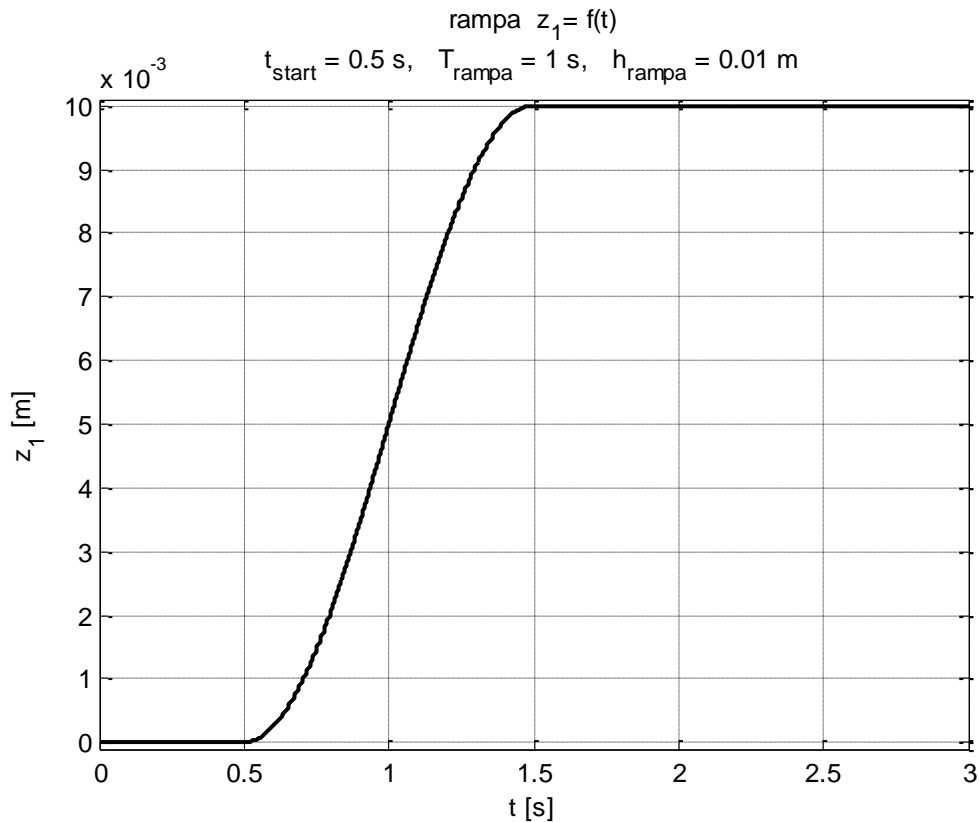


Obr. 14 Hrbol, zvolený časový průběh poruchy

Diskutujme funkci „rampa“. Funkce „rampa“ je popsána následujícími rovnicemi

$$\begin{aligned}
 z_1(t) &= 0 & \text{pro } t \in \langle 0, t_{start} \rangle \\
 z_1(t) &= \frac{h_{rampa}}{2} \left(1 + \sin(\omega t + \frac{3}{2}\pi - \varphi) \right) & \text{pro } t \in (t_{start}, t_{start} + T_{rampa}), \quad (6.1b) \\
 z_1(t) &= h_{rampa} & \text{pro } t \geq t_{start} + T_{hrbol}
 \end{aligned}$$

$$\omega = \frac{\pi}{T_{rampa}}, \quad \varphi = \frac{t_{start}}{T_{rampa}} \pi.$$



Obr. 15 Rampa, zvolený časový průběh poruchy

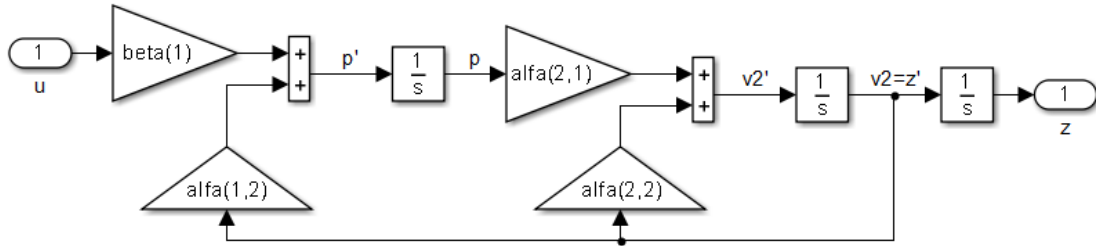
Pro návrh a ověření regulátoru byly testovány regulační pochody při postupné excitaci uzavřeného regulačního obvodu např. poruchami s délkami $T_{hrbol} = 0.5, 1$ a $2 [s]$ a $T_{rampa} = 0.25, 0.5$ a $1 [s]$.

Ze signálů získaných měření v kabině nákladního automobilu byl v posledních testech používán nejčastěji soubor dat s pracovním názvem „Belgicka15.txt“, tj. soubor vypočtený z měření provedené na zkušebním polygonu Tatra Kopřivnice.

6.2 Návrh stavového regulátoru

Základní řízenou veličinou sedačky je její zdvih z . Ve střední hodnotě zdvihu sedačky bylo voleno $z = 0$. **Veličiny z, z_1 a z_2 jsou v tomto textu uvažovány jako odchylky** od svých ustálených hodnot. V počátečním ustáleném stavu jsou nulové. V realizovaném řídicím systému sedačky je popisovaná **veličina z regulační odchylkou**. Ostatní stavové veličiny použité ve stavovém regulátoru musí být v ustáleném stavu nulové.

Vypočtěme nejprve přenos $\frac{z(s)}{u(s)}$ systému (4.25a). Část systému (4.25a) se vstupní veličinou u a výstupní veličinou z v analogovém schématu je uvedena na obr. 16.



Obr. 16 Analogové schéma části (4.25a) se vstupní veličinou u a výstupní veličinou z

Použitím Masonova pravidla vypočteme přenos

$$\frac{z(s)}{u(s)} = \frac{\beta_1 \alpha_{21} \frac{1}{s^3}}{1 - \alpha_{22} \frac{1}{s} - \alpha_{12} \alpha_{21} \frac{1}{s^2}} = \frac{\beta_1 \alpha_{21}}{s (s^2 - \alpha_{22} s - \alpha_{12} \alpha_{21})}. \quad (6.2)$$

Přenos $\frac{z(s)}{u(s)}$ je astatický. Z tohoto důvodu je možné pro řízení z při požadavku nulové regulační odchylky v ustáleném stavu použít stavový regulátor, který má proporcionální charakter.

Pro říditelnou část (4.25a) stavového linearizovaného modelu sedačky navrhne „lineární – kvadratický regulátor“ – „linear – quadratic regulator“ (lqr funkce v MATLABu) [Kwakernaak, Sivan], [MATLAB, Control toolbox]. Při výpočtu regulátoru je minimalizováno kritérium

$$J = \lim_{T_{max} \rightarrow \infty} \int_0^{T_{max}} (\mathbf{x}^T(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + u^2(t)) dt. \quad (6.3)$$

Minimum kritéria (6.3) je dosaženo výpočtem lineárního zpětnovazebního regulátoru

$$u(t) = -\mathbf{K} \mathbf{x}(t) \quad (6.4a)$$

při výpočtu ustáleného řešení „Riccatiho diferenciální rovnice“. Uvedenou metodou je pro lineární systém (4.25a) vypočten stavový regulátor (6.4a), který převede systém z libovolného počátečního nenulového stavu, v čase $t = 0$, do koncového nulového

stavu v čase $t \rightarrow \infty$. Pro zadání systému do funkce „lqr“ v MATLABu postačuje systém (4.25a) pouze s akční – řídicí veličinou

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{p}} \\ \dot{v}_2 \\ \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \alpha_{12} & 0 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{p} \\ v_2 \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (6.5)$$

Na sedačce měříme \tilde{p} , a_2 a z . Stavové veličiny říditelné části systému (6.5) jsou \tilde{p} , v_2 a z . Předpokládejme nejprve, že rychlost v_2 vypočítáme integrací zrychlení a_2 . Při penalizaci v_2 , z a u v kritériu (6.3) odvodíme z (6.5) strukturu matice \mathbf{Q} .

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{v_2} & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

$$a_2 = \alpha_{21} \tilde{p} + \alpha_{22} v_2 \quad (6.7)$$

$$a_2^2 = \alpha_{21}^2 \tilde{p}^2 + 2 \alpha_{21} \alpha_{22} \tilde{p} v_2 + \alpha_{22}^2 v_2^2 \quad (6.8)$$

Kritérium (6.3) zapíšeme ve skalární formě

$$J = \lim_{T_{max} \rightarrow \infty} \int_0^{T_{max}} \{ k_{a_2} a_2^2(t) + k_z z^2(t) + u^2(t) \} dt \quad (6.9)$$

Zapišme matici \mathbf{Q} , viz (6.3), při požadavku minimalizace (6.9)

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} k_{a_2} \alpha_{21}^2 & k_{a_2} \alpha_{21} \alpha_{22} & 0 \\ k_{a_2} \alpha_{21} \alpha_{22} & k_{a_2} \alpha_{22}^2 & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

Vypočtený lineární – kvadratický regulátor (6.4a)

$$u(t) = -\mathbf{K} \mathbf{x}(t) = -[k_1 \quad k_2 \quad k_3] \begin{bmatrix} \tilde{p}(t) \\ v_2(t) \\ z(t) \end{bmatrix} \quad (6.4b)$$

Pro zjednodušení v dalším textu vynecháme zápis závislosti veličin na čase t . Na sedačce měříme \tilde{p} , a_2 a z . Přepočtème (6.4b) tak, abychom při řízení nemuseli rychlost v_2 vypočítávat integrací měřeného zrychlení a_2 . Na rozdíl od (6.7) vyjádříme

zrychlení a_2 z (4.25a), tj. z popisu systému, do kterého vstupuje akční veličina u a porucha v_1

$$a_2 = \alpha_{21} \tilde{p} + \alpha_{22} v_2 - \alpha_{22} v_1, \quad (6.11a)$$

$$v_2 = \frac{a_2 - \alpha_{21} \tilde{p} + \alpha_{22} v_1}{\alpha_{22}}. \quad (6.11b)$$

(6.11b) dosadíme do (6.4b)

$$\begin{aligned} u &= -k_1 \tilde{p} - k_2 v_2 - k_3 z = -k_2 v_1 + \left(-k_1 + \frac{k_2 \alpha_{21}}{\alpha_{22}}\right) \tilde{p} - \frac{k_2}{\alpha_{22}} a_2 - k_3 z = \\ &= -l_1 v_1 - l_2 \tilde{p} - l_2 a_2 - l_3 z. \end{aligned} \quad (6.12)$$

V rovnici regulátoru (6.12) je použita měřená porucha v_1 . Regulátor (6.12) je v případě linearizované říditelné části systému (4.25a) pouze formálním přepisem regulátoru (6.4b). Akční veličina navrženého stavového regulátoru (6.4b) je lineární kombinací veličin \tilde{p} , v_2 a z .

Při nepřesnosti modelu systému bude „pravděpodobně“ pro řízení modelu sedačky vhodnější např. **metoda prediktivního řízení – model predictive control (MPC)**. Tato metoda, kde by řízení bylo prováděno i vzhledem k měřené případně i predikované poruše, nebyla v této práci ověřována. **Řízení sedačky lineárními zpětnými vazbami** viz (6.4b a 6.13 v dalším textu) od měřených veličin a_1 , a_2 , p a z je ve srovnání s metodou MPC **algoritmicky podstatně jednodušší**, což snižuje nároky na výpočetní výkon HW použitého pro řídicí systém.

6.3 Dopředný regulátor

Dopředný regulátor se používá v případech, kdy je možné na řízených systémech měřit vstupní poruchu. Většinou je doplněn zpětovazebním řízením s klasickým např. PID regulátorem. Skutečnost, že metodu návrhu dopředného regulátoru nemůžeme v řídicím systému sedačky použít je, že výsledná regulace by nebyla vhodná z hlediska vibroizolace.

V principu je možné navrhnout dvě verze dopředného regulátoru a to:

- a) Dopředný regulátor zajišťující invarianci z při excitacích systému.
- b) Dopředný regulátor zajišťující invarianci z_2 při excitacích systému.

V případě a) bude při excitování systému (4.25a) zdvih z nulový. Jelikož $z_2 = z + z_1$, $z_2(t) = z_1(t)$. To je z hlediska vibroizolace zcela nevhodné, protože by místo tlumení vibrací docházelo k jejich přenášení na sedák.

V případě b) je dopředný regulátor zajišťující invariantnost z_2 pro stacionární náhodnou veličinu z_1 s nulovou střední hodnotou ideálním vibroizolačním regulátorem. Skutečné excitující signály z_1 ale stacionární nejsou, tj. mění v čase střední hodnotu (viz kapitola 6.1 Požadavky na regulátor), takže i **dopředný lineární regulátor není vhodný pro vibroizolační řízení sedačky**. Jednoduše řečeno během změny střední hodnoty z_1 , např. při stoupaní či klesání vozovky, by sedačka velmi rychle narazila na limit zdvihu - doraz.

6.4 Heuristický regulátor

Heuristický regulátor je použit v řídicím systému, kterým je v hydrodynamické laboratoři TUL řízen realizovaný funkční vzorek sedačky, staticky zatížený závažím. Sedačka s připojeným regulátorem byla excitována zvolenými poruchami.

Stavový regulátor (6.4b) pracuje se třemi stavovými veličinami \tilde{p} , v_2 a z .

Heuristický regulátor pracuje s pěti veličinami a_1 , v_1 , \tilde{p} , a_2 a z ,

$$u(t) = -r_1 a_1(t) - r_2 v_1(t) - r_3 \tilde{p}(t) - r_4 a_2(t) - r_5 z(t). \quad (6.13)$$

Na sedačce měříme veličiny a_1 , p , a_2 a z . „Připojením“ integračního članku vypočítáme v_1 . Přenos integračního članku je

$$\frac{v_1}{a_1} = \frac{G_f}{\tau_f s + 1}. \quad (6.14)$$

Odchylková veličina $\tilde{p}(t)$ je v řídicím systému vypočítávána pomocí derivačního članku

$$\frac{\tilde{p}}{p} = \frac{1}{\tau_{dp} s + 1}. \quad (6.15)$$

Protože měřené veličiny na reálném mechatronickém systému jsou zatíženy šumem, musela být do řídicího systému doplněna filtrace veličin a_1 , v_1 , p , a_2 a z . Pro filtraci je využita dolnofrekvenční propust realizovaná Butterworthovým filtrem druhého řádu.

Jak již bylo uvedeno, přenos systému (bez regulátoru) $\frac{z(s)}{u(s)}$ je astatický, viz diskuze rovnice (6.2). **Veličina z je v řídicím systému odchylkou od žádané polohy.** Z důvodu stability zpětné vazby při řízení heuristickým regulátorem (6.13) musí být $r_5 > 0$.

Při začátku excitace sedačky „kladným“ hrbolem je nutné vzduch z pružiny vypouštět. Při začátku této excitace neřízeného systému nabývají veličiny a_1 , v_1 , \tilde{p} a a_2 kladných hodnot, veličina z je záporná.

Základní, doposud ověřená, idea návrhu heuristického regulátoru je seřizovat regulátor (6.13) při:

- **kladných koeficientech** r_1 až r_5 ,
- zvolených parametrech derivačního članku (6.15) a integračního članku (6.14)
- zvolených parametrech dolnofrekvenčních propustí pro filtraci měřených veličin,
- zvolené poruše typu **hrbol**.

Omezující podmínku na koeficienty regulátoru (6.13) zapíšeme

$$\min_{i=1 \text{ až } 5} r_i > 0. \quad (6.16)$$

6.5 Porovnání stavového a heuristického regulátoru

Na realizovaném řídicím systému sedačky byl seřízen pouze heuristický regulátor. Z tohoto důvodu **provedeme porovnání uvedených regulátorů pouze při řízení modelu**

linearizovaného systému (4.22) při excitaci vybranou množinou poruch „hrbol“ a „rampa“ různé délky.

Stavový prostor říditelné části systému je třírozměrný se souřadnicemi \tilde{p} , v_2 a z , viz (4.25a). S uvedenými třemi souřadnicemi – proměnnými pracuje **stavový regulátor (6.4b) vypočtený funkcí „lqr“**, viz [MATLAB, Control toolbox], při minimalizaci kritéria (6.9).

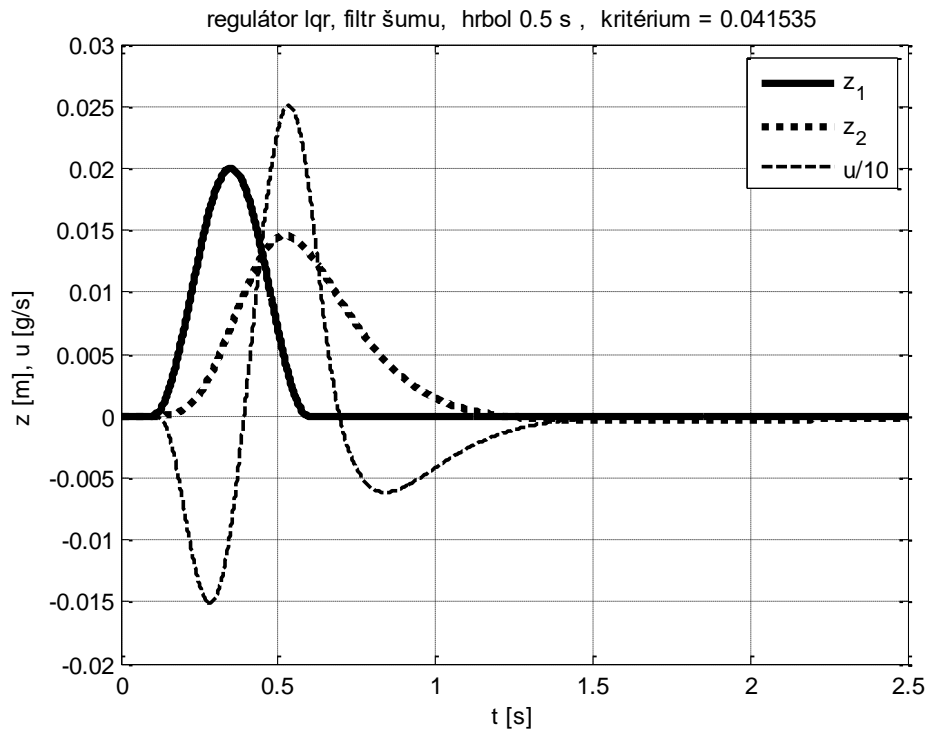
Koeficienty heuristického regulátoru (6.13) byly hledány metodou **nelineární regrese „fminsearch“** viz [MATLAB, Optimization toolbox] při minimalizaci kritéria (6.9) se zvolenými váhovými koeficienty, při excitaci systému zvolenou poruchou „hrbol“ a při omezujících podmínkách (6.16).

Metoda nelineární regrese „vychází“ ze zadaných počátečních hodnot koeficientů regulátoru. Po krocích jsou tyto koeficienty měněny tak, aby se hodnota vyhodnocovaného kritéria snižovala při splnění podmínky (6.16). **Heuristicky bylo zjištěno, že při optimalizaci heuristického regulátoru (6.13) právě podmínka (6.16) zajišťuje „stabilitu“ optimalizačního procesu s technicky využitelnými výsledky.**

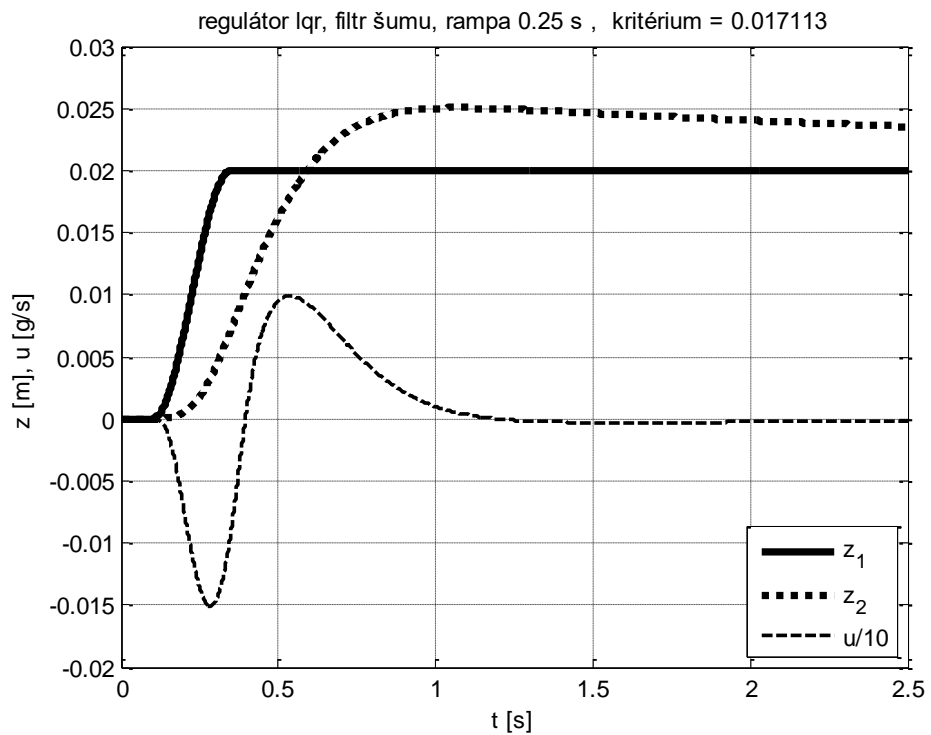
Hodnota kritéria (6.9) byla u všech porovnávacích pochodů počítána od času $t = 0$ až do $t = T_{max} = 5$ s.

6.6 Stavový lineární – kvadratický regulátor (lqr)

Regulační pochody lineárního – kvadratického regulátoru (6.12) při excitaci systému (4.22) definovanými poruchami jsou uvedeny na obr. 17 a obr. 18. Oboje v režimu filtrace měřených veličin dolnofrekvenční propustí, protože při použití regulátoru pro řízení reálného systému musí být měřené veličiny v_1 , \tilde{p} , a_2 a z filtrovány. Filtrace měřených veličin „zhorší“ regulační pochody oproti modelovým výpočtům bez filtrace. Hodnoty vypočítávaného kritéria (6.9) při excitaci stejnými poruchami se zvětší.



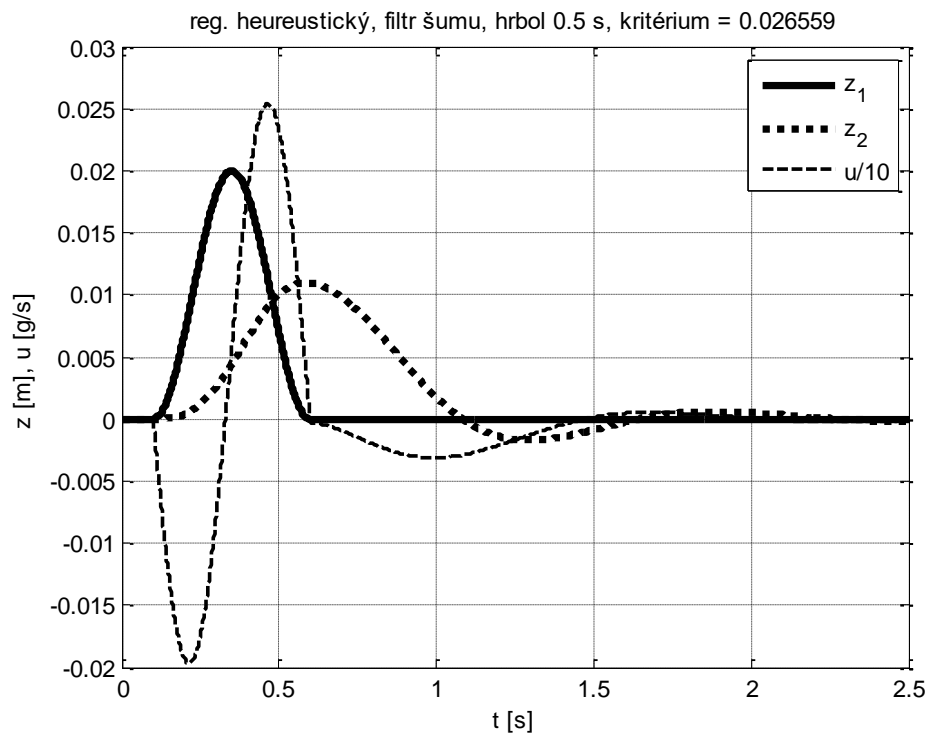
Obr. 17 Regulátor lqr, filtrace šumu, hrbol, hodnota kritéria = 0,041535



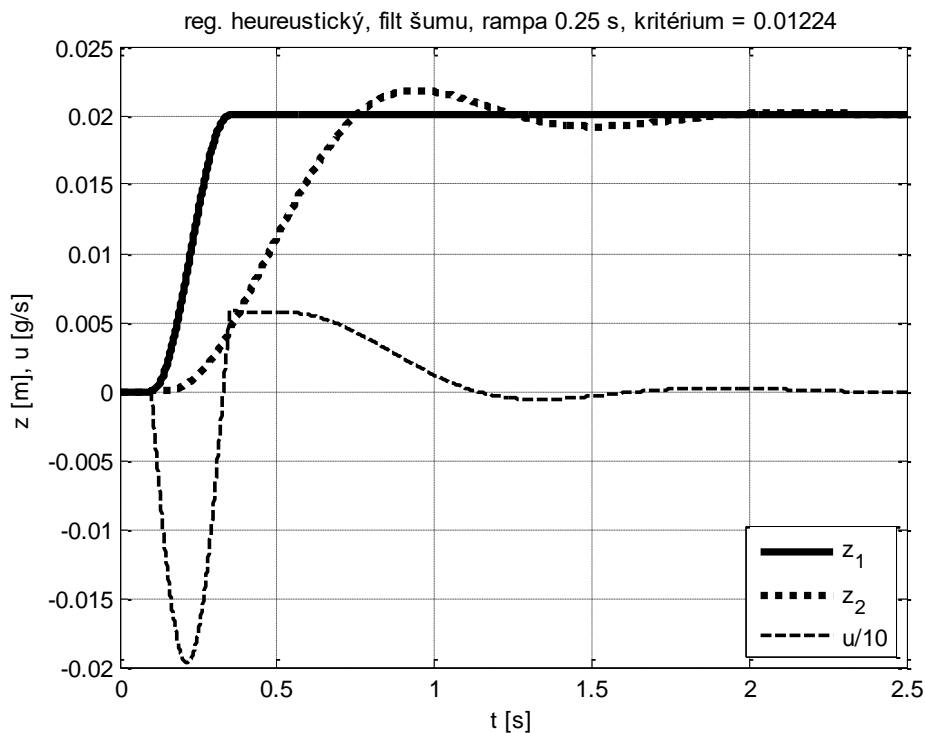
Obr. 18 Regulátor lqr, filtrace šumu, rampa, hodnota kritéria = 0,017113

6.7 Heuristický regulátor

Regulační pochody zoptimalizovaného heuristického regulátoru (6.13) pro řízení linearizovaného systému (4.22) při jeho excitaci stejnými poruchami jako v případě Iqr jsou uvedeny na obr. 19 a obr. 20. Oboje opět v režimu filtrace měřených veličin.



Obr. 19 Heuristický regulátor, s filtrací šumu, porucha hrbol, hodnota kritéria = 0,026552



Obr. 20 Heuristický regulátor, s filtrací šumu, porucha rampa, hodnota kritéria = 0,01224

6.8 Výsledky porovnání stavového a heuristického regulátoru

V předcházejícím textu a na obrázcích bylo provedeno porovnání stavového a heuristického regulátoru při řízení linearizovaného systému s filtrací měřených veličin při excitacích signály hrbol a rampa. Pro úplnost jsou v tabulce 5 uvedeny hodnoty kritérií i pro případ bez filtrace měřených veličin.

	Excitující signál			
	Hrbol		Rampa	
Režim filtrace	stavový regulátor	heuristický regulátor	stavový regulátor	heuristický regulátor
bez filtrace	0,035875	0,022462	0,015479	0,010151
s filtrací	0,041535	0,026552	0,017113	0,01224

Tab. 1 Hodnoty kvadratického kritéria (6.9) při řízení systému uvedenými regulátory při excitacích systému signály hrbol a rampa s parametry

V disertační práci jsou dále uvedena porovnání regulačních pochodů lineárního kvadratického regulátoru a heuristického regulátoru při řízení linearizovaného systému (4.22) s filtrací měřených veličin při hrbolech stejné výšky, ale různé délky. I bez numerického hodnocení zřejmé, že při uvedených excitacích systému (4.22) je vibroizolační řízení heuristickým regulátorem „lepší“, než řízení vypočteným stavovým regulátorem. Heuristický regulátor lépe splňuje definované požadavky na vibroizolační regulátor, protože využívá vazby i od měřené vstupní poruchy.

Heuristický regulátor byl naprogramován do řídicího systému a je testován v laboratoři Aplikované mechaniky na TUL. První seřízení koeficientů a filtrů tohoto regulátoru již bylo provedeno a testy byla ověřena jeho funkčnost.

Závěr

Cílem této disertační práce bylo prověření možností realizace aktivního tlumení vibrací pro sedačku s pneumatickou pružinou používanou v nákladních automobilech a těžkých strojích za použití zpětnovazebního regulátoru.

Během práce byl realizován funkční vzorek aktivně řízené sedačky vytvořený jako přestavba sériové sedačky s pneumatickou pružinou a viskózním tlumičem. Přestavba spočívala v odstranění viskózního tlumiče, nahrazení originální pneumatické pružiny vhodnější variantou tzv. hadicovou pneumatickou pružinou, eliminováním vůlí a tření v mechanismu, osazení potřebnými senzory a akčním členem – elektricky řízeným pneumatickým ventilem.

Vzhledem k potřebám regulace bylo nutné znát chování pneumatického ventilu tj. jeho hmotnostní průtokovou charakteristiku. Tato charakteristika je určena jako závislost hmotnostního průtoku ventilem na tlakovém spádu před a za ventilem a polohou šoupátka ventilu. Díky znalosti průtokové charakteristiky ventilu a její aproximace bylo možné hmotnostní průtok linearizovat. Uvedená linearizace je naprogramována a používána v řídicím systému sedačky.

Pro přesné určení průtokové charakteristiky byl navržen a aplikován nepřímý způsob měření průtokové charakteristiky založený na napouštění a vypouštění tlakové nádoby při měření změny tlaku v nádobě. Hmotnostní průtok byl dopočítán pomocí stavové rovnice ideálního plynu.

Dále byl sestaven a identifikován nelineární matematickofyzikální model popisující chování sedačky, který byl pro potřeby regulace později linearizován. Pro aktivní regulaci byl navržen LQR regulátor, tzv. heuristický regulátor a diskutovány možnosti využití principu dopředné regulace. Chování LQR a heuristického regulátoru bylo vzájemně porovnáno, přičemž definované požadavky na vibroizolační řízení lépe splňuje heuristický regulátor, který je realizován v řídicím systému funkčního vzorku sedačky.

Jako poslední bod musíme zmínit úpravu HW pro měření polohy šoupátka ventilu a významné přepracování SW DSP pro potřeby této práce včetně vytvoření Host aplikace pro PC, pomocí které je řídicí systém ovládán a také umožňuje on-line vizualizaci dat a jejich ukládání.

Hlavní přínosy práce

Přínosy této práce lze shrnout do čtyř hlavních kategorií a to:

- Definování požadavků na mechanismus sedačky s aktivní vibroizolací.
- Aproximace hmotnostního průtoku pneumatickým ventilem a jeho linearizace, která je aplikovatelná i pro jiné principy regulace.
- Princip nepřímého měření průtokové charakteristiky ventilu založené na napouštění tlakového zásobníku a výpočtu průtoku pomocí stavové rovnice plynu.
- Ověření aktivní vibroizolace realizované pomocí zpětnovazebního regulátoru.

Další kroky pro navázání na tuto práci

Případné pokračování této práce lze rozdělit do čtyř bodů. Prvním je úprava mechanismu s ohledem na definované požadavky pro aktivní vibroizolaci. Především se jedná o eliminování vůlí přepracováním vodící rolny nůžkového mechanismu tak, aby při

excitaci budičím signálem s vyšší amplitudou nedocházelo k rázům způsobeným nadskakovaním rolny v rámci vůlí. Stejně tak bude vhodné se dále zaměřit na snížení tření v mechanismu.

Druhým bodem je detailnější ověření navrženého způsobu měření průtokové charakteristiky ventilu. Především se jedná o rozšíření měřených veličin o teplotu vzduchu uvnitř napouštěné nádoby, kvůli zpřesnění měření aproximace. Protože výsledná průtoková charakteristika ventilu je z principu měření statická, je možné ji využít pro pomalé změny. Pro rychlé změny by bylo vhodné prověřit děje, které nastávají při vyšší dynamice a určit, kde je hranice dynamiky, kdy lze ještě použít „statickou“ charakteristiku. Toto je poměrně rozsáhlá problematika, kterou je vhodné řešit v samostatné práci.

Třetím bodem je rozšíření návrhu o seřízení zpětnovazebního regulátoru pro různé povrchy a mezi seřizeními přepínat na základě vhodného signálu např. rychlosti vozidla a zrychlení základny. Dále bude vhodné prověřit aplikaci jiných algoritmů regulace např. MPC regulátor, který z principu funkce umožňuje zahrnutí limitů regulace v souladu s mechanickými dorazy a je schopen díky predikci poruchy reagovat dříve než zpětnovazební regulátor.

Poslední bod se týká stávajícího HW řídicího systému, který je založen na procesoru Texas Instruments TMS320F2808. Ten je na dnešní poměry již poměrně zastaralý a určitě není vhodný k novým návrhům řídicího systému. Dále významně pokročila i technologie MEMS senzorů, které používáme jako akcelerometry. Zlepšila se jejich citlivost, rozsah, obsahují interní kompenzace teplotní závislosti, atd. V případě zintenzivnění vývoje je tedy doporučena aktualizace HW i sensoriky.

Seznam publikací

- [1] Janeček B.; Kracík V.; Šklíba J.; **Herda Z.**; Marek M.; Buchta J.: ***Simple friction model of the guiding device of a mechanical system: mass, spring and damper***, Journal of Vibroengineering, December **2011**, Vol. 13, Issue 4, p. 891-899, ISSN 1392-8716, Impact Factor (2010) 0.323.
- [2] Janeček B.; Kracík V.; Šklíba J.; Marek M.; **Herda Z.**; Buchta J.: **Metody aktivního vibroizolačního řízení sedačky řidiče**. Výzkumná zpráva VZ 1453/2011/01-3, výzkumný záměr MSM 4674788501, *Optimalizace vlastností strojů v interakci s pracovními procesy a člověkem*, TUL FS, Liberec, prosinec **2011**, počet stran 21.
- [3] Kudrna J.; Plíhal J.; Nedoma P.; **Herda Z.**; Kozák P.: **Vývoj adaptivního interaktivního systému pro zvýšení bezpečnosti osádky vozidel a jeho využití pro hodnocení povrchových vlastností vozovek**. *Sborník příspěvků z odborné konference Zvýšení bezpečnosti provozu vozidel ozbrojených sil*. 1. Vyškov: Velitelství výcviku - Vojenská akademie, Vyškov, Listopad 2016. s. 47-54. ISBN: 978-80-904625-8-8.
- [4] **Herda Z.**: **The Design of Vehicle Speed Profile for Semi-Autonomous Driving**, SpringerBriefs series - Comprehensive Energy Management; publikováno v rámci výzkumného projektu iCompose, prozatím nevydáno – odesláno v říjnu 2016.

Seznam výzkumných projektů

- [1] E-VECTOORC; GC-ICT-2011.6.8. / 284708; 2011 – 2014; Seventh Framework Programme of the European Commission;
<http://www.e-vectoorc.eu/>.
- [2] iCOMPOSE; GC-ICT-2013.6.7. / 608897; 2013 – 2016; Seventh Framework Programme of the European Commission;
<http://www.i-compose.eu/>.
- [3] CKAPJB; TE01020020; Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka; <http://www.cvum.eu/centrum-kompetence-automobiloveho-prumyslu-josefa-bozka>
- [4] SURF; TA04031769; Vývoj adaptivního interaktivního systému pro zvýšení bezpečnosti osádky vozidel a jeho využití pro hodnocení povrchových vlastností vozovek; <https://www.rvvi.cz/cep?s=jednoduche-vyhledavani&ss=detail&n=0&h=TA04031769>

Seznam použité literatury

- [1] [Kwakernaak, Sivan] Kwakernaak H., Sivan R.: *Linear Optimal Control Systems*, John Wiley & Sons, 1972
- [2] [Hanuš B., Balátě J., Švarc I., Zikeš F. : Teorie automatického řízení I., I. Část, skripta, VŠST v Liberci, 1982]
- [3] Preumont, A.: *Vibration Control of Active Structures*, Kluwer Publishers, Second Edition, 2001.
- [4] Griffin, M. J.: *Handbook of Human Vibration*. Academic press, London, 1990.
- [5] Rakheja, S., Sankar, S.: *Vibration and Shock Isolation Performance of Semi-active "on-off" Dampers*. Transactions of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics and Reliability in Design 107, 1985
- [6] Decker, H., Schramm, W.: *An Optimized Approach to Suspension Control*. SAE Technical Papers, no. 900661, 1990
- [7] Hölscher, R., Huang, Z.: *Semiaktive Dämpferregelung für ein komfortorientiertes Fahrwerk*. VDI-Berichte Nr. 916, 1991, VDI-Verlag Düsseldorf
- [8] Wu, X., Griffin, M. J.: *A Semi-active Control Policy to Reduce the Occurrence and Severity of End-stop Impacts in a suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper*. Journal of Sound and Vibration, Volume 203, Issue 5, 26 June 1997, Pages 781-793
- [9] Control system design of active seat suspensions, I. Maciejewski, Koszalin University of Technology, Institute of Mechatronics, Nanotechnology and Vacuum Technique, Division of Mechatronics and Applied Mechanics, Sniadeckich 2, Koszalin 75-453, Poland, 2011
- [10] Research on modeling and simulation of active seat suspension system based on LQG control, Gong-yu Pan ; Sch. of Automobile & Traffic Eng., Jiangsu Univ., Zhenjiang, China ; Xue-ling Hao, 2011