



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

PŘESNÉ POLOHOVÁNÍ PNEUMATICKÝCH POHONŮ

ACCURATE POSITIONING OF PNEUMATIC DRIVES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MAREK VOLF

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. TOMÁŠ MARADA, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Volf

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Přesné polohování pneumatických pohonů

v anglickém jazyce:

Accurate positioning of pneumatic drives

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je zhodnotit možnost použití proporcionálně řízených pneumatických pohonů místo lineárních elektrických pohonů, které jsou vysoce přesné, nicméně jejich pořizovací náklady jsou značně vyšší, než v případě pneumatických pohonů. V současnosti je možné pneumatické pohony polohovat přibližně s přesností cca 1mm. Příčinou jsou především nelinearity v pneumatickém systému jako stlačitelnost vzduchu či vysoký podíl suchého tření, s čímž souvisí problematika "utržení" a "uzamknutí" mechanické části pohonu při zvyšování a snižování tlaku v systému. Vhodnou aplikací výsledků může být polohování mezi dvěma blízko ležícími body. Za prakticky využitelné by bylo považováno zlepšení polohování s odchylkou $< 0.5\text{mm}$. Výstupem práce bude zjištění, zdali se firmám v praxi může vyplatit vývoj řízení obtížněji řiditelných ale levnějších pneumatických pohonů místo elektrických pohonů.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracujte dynamický model pneumatického pohonu.
2. Ověřte model v praxi a zhodnoťte možnost různých metod zastavování (protitlak,...).
3. Na základě získaných výsledků navrhnete a zrealizujete systém pro řízení pneumatických pohonů za účelem přesného polohování.

Seznam odborné literatury:

[1] NEVRLÝ, J.: Modelování pneumatických systémů, ISBN 80-7204-300-5, (2003), CERM

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Marada, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 18.11.2009

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Práce se v úvodu zabývá stručným přehledem současné úlohy pneumatických pohonů. Dále je provedena rešerše v oblasti modelování a řízení pneumatických pohonů. Je zde uveden základní přehled termodynamických zákonů. Ty jsou následně použity při sestavení matematického modelu pneumatického pohonu. Následně je provedena identifikace parametrů modelu. Je navrženo řízení pomocí fuzzy PID regulátoru a výsledky jsou porovnány s konvenčním PID regulátorem.

Klíčová slova

pneumatický pohon, přesné polohování, matematické modelování, termodynamika, fuzzy regulátor, PID

Abstract

Thesis starts with brief overview of the present role of pneumatic actuators. Further research is carried out in modelling and control of pneumatic actuators. A basic overview of thermodynamic laws is presented. These laws are used to assemble a mathematical model of the pneumatic drive. Subsequently the identification of model parameters is shown. A controller is proposed using fuzzy PID algorithms. Results are compared with the conventional PID controller.

Keywords

pneumatic actuator, accurate positioning, mathematical modelling, thermodynamics, fuzzy controller, PID

Bibliografická citace

VOLF, M. *Přesné polohování pneumatických pohonů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 72s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Marada, Ph.D.

Prohlášení autora o původnosti práce

Já, Marek Volf, prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 31.5.2010

.....

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu ale i mnoha dalším lidem, kteří mi pomáhali při tvorbě práce.

Děkuji zaměstnancům technického oddělení SMC, kteří mi poskytli návrh na zajímavé téma.

Dále pak patří dík prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za cenné rady a doporučení v oblasti modelování pneumatických pohonů.

Za poskytnutí zázemí a pomoc při sestavování laboratorního stanoviště bych rád poděkoval Ing. Stanislavu Věchetovi, Ph.D.

Za rady ohledně programu LabVIEW patří díky Ing. Ondřeji Andršovi.

Největší poděkování patří Ing. Pavlu Houškovi, Ph.D. za nedocenitelnou pomoc při práci s programem LabVIEW, rady při návrhu řízení a za celkový naprosto nezištný přístup.

Obsah

Obsah.....	9
Nomenklatura	11
1 Úvod.....	13
1.1 Formulace problému	13
1.2 Cíle řešení	13
2 Obecně o pneumatických pohonech	14
2.1 Pneumatické pohony vs. hydraulické pohony	14
2.2 Pneumatické pohony vs. elektrické pohony	15
2.3 Perspektiva pneumatických systémů	15
2.3.1 Trendy v oblasti energetických úspor	16
2.3.2 Trendy v řízení pneumatických systémů.....	16
3 Rešerše v oblasti modelování a řízení pneumatických pohonů.....	18
3.1 Modelování pneumatických systémů	18
3.2 Polohování s použitím proporcionálních servoventilů	18
3.3 Polohování s použitím spínaných ventilů	20
3.4 Polohování s použitím hybridních pohonů	21
4 Fyzikální procesy v pneumatice	22
4.1 Termodynamika plynů.....	22
4.1.1 Stavová rovnice pro ideální plyn.....	22
4.1.2 Termodynamické děje	23
4.1.3 Obecná energetická rovnice plynu	24
4.1.4 Rychlost zvuku	25
4.2 Mechanika tekutin	25
4.2.1 Rovnice kontinuity	25
4.2.2 Reynoldsovo číslo	26
4.3 Škrčení vzduchu	26

4.4	Průtok ventilem.....	30
5	Modelování pneumatického pohonu.....	31
5.1	Geometrie a pohybová rovnice.....	31
5.1.1	Dorazy v krajních polohách	33
5.1.2	Tření	33
5.2	Model tlaku v pracovních prostorech	36
5.2.1	Izotermický model.....	36
5.3	Adiabatický model.....	37
5.3.1	Zjednodušený adiabatický model.....	38
5.3.2	Úplný adiabatický model	38
5.4	Modelování průtoku ventily	42
6	Popis laboratorního stanoviště.....	47
6.1	Lineární pohon DGPL	48
6.2	Proporcionální ventil MPYE	49
7	Identifikace	52
8	Řízení pneumatického pohonu.....	55
8.1	Návrh fuzzy PID regulátoru	55
8.2	Implementace fuzzy regulátoru do LabVIEW.....	60
8.3	Vyhodnocení přesnosti a porovnání s konvenčním PID	62
9	Závěr.....	64
10	Reference.....	65
11	Seznam obrázků a tabulek	70
11.1	Seznam obrázků.....	70
11.2	Seznam tabulek	71
12	Přílohy	72

Nomenklatura

c	rychlost zvuku [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
c_v	měrná tepelná kapacita při stálém objemu [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
C_d	průtokový součinitel ventilu [-]
d_{ekv} ..	ekvivalentní hydraulický průměr [m]
F_f	třecí síla [N]
g	tíhové zrychlení, $g = 9,81$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
h	zdvih pístu [m]
H	entalpie [J]
m	hmotnost vzduchu [kg]
\dot{m}	hmotnostní tok [kg s^{-2}]
M	hmotnost pohyblivých částí pohonu a břemene [kg]
n	polytropický exponent, nabývá hodnot $1 < n < \gamma$ [-]
p	tlak [Pa]
p_0	referenční tlak $p_0 = 10^5$ [Pa]
p_A	tlak v pracovním prostoru A [Pa]
p_B	tlak v pracovním prostoru B [Pa]
p_S	tlak v zásobníku [Pa]
Q	teplo sdílené s okolím [J]
R	plynová konstanta, $R = 287,1$ [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
S	příčný průřez [m^2]
S_{ekv} ..	ekvivalentní příčný průřez [m^2]
$S_{A,B}$..	plocha pístu [m^2]
S_V	maximální příčný průřez ventilu [m^2]
t	čas [s]
T	teplota [K]
T_0	referenční teplota $T_0 = 293,15$ [K]
T_S	teplota vzduchu v zásobníku [K]
u	poměrný řídicí signál, míra otevření ventilu, $u \in \langle -1;1 \rangle$ [-]
u_{min}	minimální poměrný řídicí signál pro otevření ventilu
U	vnitřní energie [J]
v	měrný objem, $v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m}$ [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$]
V	objem [m^3]
V_D	mrtvý objem pracovního prostoru [m^3]
w	rychlost proudění [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

w_s střední rychlost proudu vzhledem k rychlostnímu profilu laminárního nebo turbulentního proudění [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

W_T technická práce [J]

x poloha pístu [m]

\dot{x} rychlost pístu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

\ddot{x} zrychlení pístu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

z výškový rozdíl [m]

Řecké symboly

β_k kritický poměr tlaků, pro vzduch $\beta_k = 0,528$ [-]

γ poměr měrných tepelných kapacit (gamma), pro vzduch $\gamma = 1,4$ [-]

ν kinematická viskozita (ný) [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]

ρ hustota (ró) [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

Ψ výtokový součinitel (Psí) [m]

Ψ_{max} maximum výtokového součinitele [m]

1 Úvod

Pneumatické systémy nacházejí v současné době široké uplatnění téměř ve všech odvětvích průmyslu. Pneumatické prvky tvoří v mnoha aplikacích téměř nezastupitelnou roli. Často je lze jen stěží nahradit koncepcemi sestávajícími se pouze z elektrických, hydraulických či mechanických prvků při souběžném zachování produktivity, efektivity, spolehlivosti a příznivé ceny.

Pneumatické pohony se s výhodou využívají především v aplikacích, kde jsou zapotřebí malé nebo střední síly za současného rychlého pohybu či opakování pohybu s vysokou frekvencí.

1.1 Formulace problému

Základní řešení řízení pneumatických pohonů je realizováno ventily, které jsou navrženy pro logické řízení binárními signály (logická 0 a 1). Tato skutečnost z pochopitelných důvodů umožňuje pouze dva stavy ventilu – zcela zavřen / úplně otevřen. Tedy pohon buď stojí, nebo se pohybuje konstantní rychlostí.

Nicméně pokud u daného mechanismu existuje obecný požadavek na plynulejší rozjezd a zastavení, nebo je konkrétně žádáno *přesné polohování*, tak koncepce logického řízení v mnoha případech nepostačuje. Takto řízený pohon má totiž bezprostředně před zastavením poměrně vysokou rychlost. Proto dochází k poměrně značným odchylkám od žádané polohy především díky setrvačnosti zátěže a mechanických částí pohonu, ale také díky pomalejší odezvě mechanických částí v řídicích prvcích. Pro mnoho aplikací logické řízení postačuje. Pro účel přesnějšího polohování je tedy nutné v reálném čase plynuleji měnit tlak v pracovním prostoru, resp. množství vzduchu dodávané do/odebírané z pracovního prostoru, což umožní i plynule měnit rychlost pohonu. Toho lze dosáhnout dvěma různými způsoby.

Proporcionální ventil umožňuje v závislosti na vstupním elektrickém analogovém signálu spojitě ovládat škrticí prvek, což umožňuje spojitou regulaci hmotnostního průtoku vzduchu, který je dodáván do pracovního prostoru pohonu. To dává možnost řídit rychlost pohonu od uvedení do pohybu až po zastavení, které lze tak podstatně lépe kontrolovat.

Nicméně proporcionální ventily poměrně dost zvyšují pořizovací náklady pneumatického systému, proto bude zhodnoceno i použití konvenčních dvoustavových ventilů řízených PWM signálem.

1.2 Cíle řešení

Cílem této práce je sestavit matematický model stěžejních prvků lineárního pneumatického pohonu, jehož chování by se mělo dostatečně shodovat s chováním reálného systému, aby na něm následně bylo možné testovat různé způsoby řízení pro účel přesného polohování.

2 Obecně o pneumatických pohonech

V pneumatických systémech je pracovním médiem stlačený plyn, nejčastěji vzduch. Akumulovaná energie ve stlačeném médiu umožňuje pneumatickým mechanismům konat práci. Oblast použití stlačeného vzduchu pokrývá široké spektrum v průmyslové výrobě. Pneumatické prvky jsou používány v různých výrobních a manipulačních linkách, kde zrychlují a zlevňují pracovní proces.

Pneumatické pohony se v mnoha aspektech liší od jiných mechanismů. Nejčastěji se stávají možnou alternativou k hydraulickým nebo elektrickým pohonům. Z těchto důvodů je nezbytné objasnit oblast použitelnosti pneumatických pohonů. Proto následuje shrnutí vlastností a specifik vzhledem k výše zmíněným alternativám.

2.1 Pneumatické pohony vs. hydraulické pohony

Pneumatické systémy se liší od hydraulických v mnoha zásadních aspektech. Následuje seznam výhod:

- + vyšší rychlost vykonávaných pohybů
- + přetížitelnost mechanismu bez rizika poškození, např. až do úplného zastavení
- + snadná montáž a údržba
- + nepotřebuje zpětné vedení pro pracovní médium (vzduch je vypuštěn do atmosféry)
- + čistota provozu

Čistota provozu pneumatických systémů je podmíněna absencí přimazávání vzduchu olejem. V dnešní době se používají téměř výhradně pneumatické pohony bez nutnosti přimazávání, takže není problém splnit případné zvýšené nároky na čistotu provozu. To u hydraulických strojů lze splnit pouze s velkými obtížemi, navíc v případě náhlé poruchy utěsnění systémů dochází k mnohem závažnějším haváriím. Z tohoto důvodu bývají pneumatické pohony preferovány tam, kde je třeba manipulovat s potravinami, dále ve farmaceutickém nebo textilním průmyslu.

Nevýhody pneumatických systémů vzhledem k hydraulickým systémům jsou:

- pomalejší odezva na regulační zásah
- výrazná změna teploty pracovního média v důsledku jeho stlačování a expanze
- obtížněji dosažitelná přesnost polohování
- složitější realizace pomalých a plynule se měnících pohybů

Odezva na regulační zásah je pomalejší především kvůli stlačitelnosti vzduchu a celkově nižšímu pracovnímu tlaku, který v praxi nepřevyšuje 1 MPa.

Teplota u pneumatiky hraje podstatnější roli. Přestože u hydrauliky je např. viskozita závislá na teplotě, tak tento jev je zpravidla možné zanedbat. U pneumatiky dochází k změnám teploty, které v důsledku ovlivňují chování média výraznějším způsobem.

2.2 Pneumatické pohony vs. elektrické pohony

V případě srovnání s elektromechanickými prvky se pneumatické pohony vyznačují následujícími vlastnostmi:

- + nehrozí přehřátí nebo poškození pohonu v důsledku jeho přetížení, navíc je ochlazován protékáním vzduchem
- + bezpečné použití v prostředích s rizikem výbuchu nebo požáru (petrochemie, chemie)
- + nejsou zdrojem elektromagnetického rušení a zároveň nepodléhají jeho vlivům
- + lepší odolnost vůči prašnému, vlhkému a jinak znečištěnému prostředí
- + poruchy pneumatických pohonů (např. netěsnost pracovního prostoru) se zpravidla dějí postupně, nenastávají náhle
- + vysoká odolnost vůči rázům a vibracím
- + snazší údržba
- + bezproblémový provoz za vysokých nebo naopak nízkých teplot
- + příznivý poměr výkonu vzhledem k rozměrům a hmotnosti
- + nižší nároky na kvalitu a stálost dodávané energie

U pneumatických systémů je přípustná i výraznější fluktuace tlaku bez zásadního ovlivnění funkce. Při přerušení dodávky elektrické energie neselhává pneumatický systém okamžitě, protože je zpravidla k dispozici zásoba stlačeného vzduchu ve vzdušníku. Takto mohou pohony při výpadku alespoň zajet do výchozí polohy, pokud je tak systém navržen.

S výhodou přetížitelnosti souvisí i to, že pneumatický pohon do jisté míry funguje jako spolehlivá brzda. Elektromotor je nutné brzdit přídavným zařízením.

Nevýhody pneumatických pohony ve srovnání s elektrickými pohony jsou:

- náročnost výroby stlačeného vzduchu
- nízká účinnost
- hlučnost způsobená expanzí vzduchu při odvzdušnění pracovního prostoru
- nižší přesnost
- pomalejší odezva na regulační zásah
- obtížněji dosažitelná přesnost polohování
- složitější realizace pomalých a plynule se měnících pohybů

Náročnost výroby stlačeného vzduchu spočívá v požadavcích na kvalitu média. To zahrnuje především kvalitní filtraci a odstranění vlhkosti před vstupem do pracovního prostoru, aby byla zajištěna co nejvyšší spolehlivost systému.

Nízká účinnost je způsobena dopravou ve vedeních či nedokonalou expanzí stlačeného vzduchu při plnění pracovního prostoru. Avšak nejvýraznější podíl ztrát představuje nutnost pravidelně vyprazdňovat pracovní prostor pro umožnění zpětných nebo cyklických pohybů. Vzhledem k absenci zpětného odvodu tak musí být stlačený vzduch vypuštěn do atmosféry.

2.3 Perspektiva pneumatických systémů

Z obsahu předchozích kapitol jasně vyplývá, že pneumatické systémy mají své pevné místo v průmyslové praxi i do budoucna. Proto má smysl se jimi podrobněji zabývat.

V posledním desetiletí bylo možné zaznamenat masivní nástup elektrotechniky a přechod na čistě elektronické řízení procesů. V souvislosti s tím se objevovaly polemiky právě v oblasti trendu nahrazování pneumatických pohonů elektrickými. Nyní lze s odstupem konstatovat, že pneumatika obstála a nadále představuje v určitých oblastech jediné možné řešení v poměru výkon/cena.

Díky specifickému principu funkce je základní sortiment pneumatických prvků celkem pevně daný. Co se týče samotné konstrukce pohonů, tak lze očekávat převážně jen vývoj nových materiálů, které zlepši spolehlivost, prodlouží životnost, případně umožní práci v extrémnějších podmínkách. Přesto pokračuje i vývoj v jiných oblastech, které s použitím pneumatických systémů přímo souvisí.

2.3.1 Trendy v oblasti energetických úspor

V dnešní době je úspora energií jedno z nejaktuálnějších témat ve všech průmyslových odvětvích. Nejinak je tomu i v případě pneumatických systémů.

Zde je vhodné zmínit jeden nepříjemně znějící fakt. Energetická náročnost výroby, dodávky a celkový způsob použití mají za následek, že stlačený vzduch představuje nejdražší průmyslově využívanou energii. Nicméně specifické devizy pneumatiky jsou natolik výrazné, že dokážou tento jev předčít při uplatnění jiných měřítek.

Nutnost takzvaně „mrhat“ energií při vyprazdňování pracovních prostor pohonu je neodmyslitelná. Též postup výroby stlačeného vzduchu už nelze příliš zefektivnit. V současnosti je ve výrobních závodech především kladen důraz na vhodný návrh dopravy vzduchu, případně optimalizaci stávajících systémů.

K úspoře energie přispívá správný návrh pneumatických obvodů, Týká se to zejména o vhodného dimenzování pohonů a hadic, použití speciálních škrticích a regulačních ventilů apod.

2.3.2 Trendy v řízení pneumatických systémů

V současnosti jsou pneumatické systémy řízeny téměř výhradně elektronicky až na výjimky v některých speciálních aplikacích, kde se například používá tradiční pneumatické řízení systémem tryska-klapka kvůli výborným dynamickým vlastnostem.

Obecně panuje názor, že přesné polohování je především doménou elektrických a hydraulických pohonů. S největší pravděpodobností se toto v budoucnu nezmění. Nicméně dnes díky rostoucímu rozvoji řídicí techniky lze efektivněji eliminovat známé problémy spojené s polohováním pneumatických pohonů. Takto navržené systémy se pak svými vlastnostmi mohou alespoň z části přiblížit jiným systémům se zachováním jejich specifických a mnohdy nenahraditelných vlastností. S tímto je spojen i vývoj nových řídicích ventilů, které mají lepší statické a dynamické vlastnosti nebo jsou schopné zajistit spolehlivější provoz při těžkých provozních podmínkách.

Přestože je o pneumatickou technologii velký zájem, tak v poměru k jiným oborům (výkonová elektrotechnika, hydraulika), se vyskytuje poměrně malé množství odborných článků a příspěvků na konferencích. Výjimku tvoří výzkum v oblasti pneumatických svalů. Dle Prof. Ing. Petra Noskiewiče, CSc., předsedy výkonného výboru České asociace pro hydrauliku a pneumatiku, to značí následující skutečnost (citace z [16]):

„Jelikož použití pneumatických pohonů v technologiích instalovaných v České republice je nemalé a obchodní aktivity dodavatelů pneumatických prvků a systémů jsou úspěšné, lze z toho usuzovat, že pneumatické systémy dospěly do úrovně vysoce sofistikovaných modulárních systémů, které nabízejí projektantům komfortní řešení různých aplikací, přičemž nezávisí tolik na výstupech aplikovaného výzkumu a vývoje, který je dominantně soustředěn do mateřských firem globálních výrobců. Pro úspěšnou aplikaci už schází pouze kvalifikovaní projektanti, kterých je však nedostatek a jsou stále žádaní. Jejich motivaci však významně napomůže představení pneumatiky i prostřednictvím odborné konference.“

Přesné polohování pneumatických pohonů patří obecně do kategorie náročnějších úloh, proto se výrobci pneumatických prvků snaží plnit požadavky zákazníků a zaměřují se i na vývoj komplexních systémů včetně integrovaného řízení polohy. To zákazníky osvobozuje od nutnosti mít hluboké znalosti v této problematice. Konkrétní komerční řešení představují moduly SPC od firmy Festo AG. Dále např. u firmy Bosch Rexroth AG produktová řada Control Units.

Trendy ve vývoji řízení pneumatických pohonů budou zřejmější z rešeršní studie, která je provedena v následující kapitole.

3 Rešerše v oblasti modelování a řízení pneumatických pohonů

Tato kapitola je věnována rešeršní studii, která se ukázala jako velice užitečná, ne-li nezbytná. Jsou zde stručně popsány obsahy článků, případně stěžejní části publikací. Důkladná rešerše umožnila značné rozšíření náhledu na celou problematiku a možné způsoby řešení.

3.1 Modelování pneumatických systémů

[1] **NEVRLÝ, J.** *Modelování pneumatických systémů*. Brno: CERN, 2003.

Kniha podrobně popisuje obecné principy v pneumatických systémech a různé přístupy k jejich modelování. Dále je zde představeno několik modelu pneumatických lineárních pohonů, z nichž se jako nejpřesnější ukázal model pohonu se zahrnutím termodynamických jevů (kap. 5.3). Dále jsou demonstrovány modely pneumatických ventilů a stanovení jejich průtokových charakteristik dle příslušné normy. Za pozornost stojí též kapitoly 7 a 8, které jsou věnovány modelům tření.

[2] **BEATER, P.** *Pneumatic Drives – System Design, Modelling and Control*. [Online]. Springer, 2007. [Citace: 2010-03-15] <<http://www.springerlink.com/content/978-3-540-69470-0>>.

V této knize je publikován ucelený přehled z oblastí návrhu, modelování a řízení pneumatických systémů. Kromě popisu obecně platných poznatků v tomto oboru se zde nachází velice hodnotné informace, jako například modelování otevírací a zavírací fáze přímo řízeného spínaného ventilu nebo sestavení stavového popisu pneumatického pohonu.

[3] **NOSKIEVIČ, P.** *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999.

Zde se v kapitole 5 autor věnuje modelování pneumatického systému s následnou aplikací na model pneumatického pérování. Pro usnadnění modelování je zde použit zjednodušující předpoklad, že všechny termodynamické procesy jsou brány jako adiabatické. V článku [4] je prezentována aplikace modelu a je ověřena jeho uspokojivá shoda s chováním reálné soustavy.

3.2 Polohování s použitím proporcionálních servoventilů

[20] **RAJENDRAN, S.; BOLTON, R. W.** Position Control of a Servopneumatic Actuator using Fuzzy Compensation. *American Society for Engineering Education Annual Conference & Exposition 2003*. [Online]. Session 1448 [Citace: 2010-04-10]. <http://www.ni.com/pdf/academic/us/journals/Position_Control_of_servo.pdf>.

Tento článek popisuje sestavení laboratorního modelu pro studijní účely. Zaměřuje se zde přímo na problematiku polohování pneumatického servopohonu. Je zde použito řízení pomocí pozičního kontroleru Festo, dále je zde ukázán návrh PID a fuzzy PID regulace s využitím prostředí Matlab/Simulink a DAQ karty LabVIEW. V případě fuzzy regulátoru byl hlavní důraz kladen na ošetření stick-slip efektu, což bylo zahrnuto do báze pravidel.

- [21] **H. SCHULTE, H. HAHN.** Fuzzy state feedback gain scheduling control of servo-pneumatic actuators. *Control Engineering Practice* 12. [Online]. May 2004, Pages 639-650 [Citace: 2010-04-10]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00148-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00148-5)>.

V této práci je popsán návrh řízení pneumatického pohonu s použitím lokálních lineárních modelů. Důraz je kladen na to, aby přesnost polohování byla nezávislá na měnící se zátěži nebo poloze pístu. Je použit tzv. Takagi–Sugeno fuzzy model. Pro jednotlivé lokální lineární modely je odvozen stavový zpětnovazební regulátor. Při návrhu výsledného fuzzy regulátoru je použit gain scheduling (rozvrhování zesílení). Regulační systém je tak schopen se vyrovnat s nelinearitami a změnou zátěže, ta je v průběhu každého experimentu konstantní (mění se mezi jednotlivými experimenty).

- [25] **J. WANG, J. PU, P.R. MOORE,** A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice* 7. [Online]. Volume 7, Issue 12, December 1999, Pages 1483-1488 [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(99\)00115-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(99)00115-X)>.

V práci autoři vycházejí z předpokladu, že zrychlení pístu nepřímo reprezentuje změnu tlaku v prostoru válce. Pro zpětnovazební řízení je tedy využito snímání zrychlení. Je zde popsán návrh řízení pro účel přesného polohování s použitím klasického PID regulátoru. V řízení jsou ošetřeny problémy nelinearit a minimalizace vlivu opoždění odezvy systémů v důsledku stlačitelnosti vzduchu. Algoritmus kompenzace přesnosti polohování je založený na sledování předchozích chyb. Stanovení chyby vychází z odchylky naměřené polohy od žádané.

- [31] **K. KHAYATI, P. BIGRAS, L.-A. DESSAINT.** LuGre model-based friction compensation and positioning control for a pneumatic actuator using multi-objective output-feedback control via LMI optimization. *Mechatronics, Volume 19* [Online]. Issue 4, June 2009, Pages 535-547 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.12.006>>.

Článek se zabývá metodou polohování pneumatického manipulátoru s vysokým třením. Pro kompenzaci suchého tření je použit LuGre model. Hlavní záměr je splnit podmínku stability při uvažování vzájemného pasivního propojení lineárních a nelineárních subsystémů za použití proměnné parametrizace modelu tření a vnějších vstupů. Výsledky jsou experimentálně ověřeny na pneumatickém pohonu s vysokým podílem tření. Účinnost kompenzace tření pomocí LuGre modelu je porovnána s dvěma dalšími způsoby kompenzace tření a způsoby řízení (PD regulátor + adaptivní odhad Coulombova tření, PD regulátor + kompenzace statického tření)

- [33] **FULIN XIANG, JAN WIKANDER.** Block-oriented approximate feedback linearization for control of pneumatic actuator system. *Control Engineering Practice, Volume 12* [Online]. Issue 4, April 2004, Pages 387-399 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00104-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00104-7)>.

V této práci je na bezpístnicovém pneumatickém válci řízeném proporcionálními ventily představena metoda blokově orientované přibližné zpětnovazební linearizace (block-oriented approximate feedback linearization), pomocí které je možné přesně řídit akční sílu a dosáhnout vysoce přesného polohování (až 5 μm) navzdory vysokému tření a značným nelinearitám. Pokud je s linearizací nakládáno jako s blokem, pak stačí, aby některé další bloky byly invertibilní nebo přibližně invertibilní. Tato vlastnost je vhodná pro soustavy vyššího řádu a vysoce nelineární systémy. V experimentu je testována schopnost přesunu na krátké vzdále-

nosti (0,5 mm), pohyby při malých rychlostech (1 cm/s) a normální polohování. Přesnost polohování je závislá na přesnosti modelu a úplném zahrnutí příslušných vlivů. Pro kompenzaci tření byl použit LuGre model.

- [34] **M. YU. RACHKOV, M. CRISÓSTOMO, L. MARQUES, A. T. DE ALMEIDA.** Positional control of pneumatic manipulators for construction tasks. *Automation in Construction, Volume 11* [Online]. Issue 6, October 2002, Pages 655-665 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0926-5805\(02\)00007-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0926-5805(02)00007-9)>.

Článek se zabývá dvěma základními aplikacemi pneumatických pohonů v praxi. V první části je představeno řízení pohybu po rotační trajektorii pomocí dvou lineárních pohonů. Řízení je navrhováno s ohledem na minimální spotřebu energie. Tento způsob manipulace lze použít u svařovacích přístrojů pro potrubí a jiné kruhové průřezy. Druhá část práce se zabývá řízením pohybu pneumatického pohonu na dlouhé vzdálenosti. Aplikaci představují manipulátory s mostovou konstrukcí. Pro řízení toku vzduchu byl použit proporcionální ventil. Řízení je rozděleno do dvou resp. třech pohybových režimů. Byl navržen fuzzy regulátor, který se ukázal jako dobře přizpůsobivý v závislosti na rozdílných aplikacích a měnící se zátěži.

- [35] **XUE-SONG WANG, YU-HU CHENG, GUANG-ZHENG PENG.** Modeling and self-tuning pressure regulator design for pneumatic-pressure-load systems. *Control Engineering Practice, Volume 15* [Online]. Issue 9, September 2007, Pages 1161-1168 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2007.02.001>>.

Práce popisuje sestavení dynamického modelu a návrh přesného samostavitelného regulátoru pro pneumatický systém. Matematický model zahrnuje model pracovního prostoru válce, rovnici proudění vzduchu skrz otvor do pracovního prostoru a rovnici silové rovnováhy cívky s pružinou v proporcionálním ventilu. Na základě této dynamické analýzy byl použit model CARMA (controlled auto-regressive moving average) třetího řádu. Následně byl použit samostavitelný LQG regulátor, který je navržen pro adaptivní řízení tlaku v pracovním prostoru. Protože parametry systému jsou proměnné v čase a jednotlivé stavy jsou obtížně určitelné, tak byla použita rekurzivní metoda nejmenších čtverců se zapomínáním a Kalmanův filtr pro odhad parametrů a stavových proměnných. Experiment ukazuje, že takto navržený systém je schopný adaptace při měnícím se objemu pracovního prostoru válce a tlaku. Dále je umožněno zlepšení dynamických a statických vlastností systému.

3.3 Polohování s použitím spínaných ventilů

K řízení pneumatické soustavy lze za dodržení jistých podmínek použít i konvenční solenoidové ventily ovládané nízkofrekvenčním PWM signálem. Následuje výběr prací, kde je tento způsob řízení představen.

- [29] **M. BRIAN THOMAS, GARY P. MAUL, ENRICO JAYAWIYANT.** A novel, low-cost pneumatic positioning system. *Journal of Manufacturing Systems, Volume 24.* [Online]. Issue 4, 2005, Pages 377-387 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0278-6125\(05\)80021-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0278-6125(05)80021-4)>.

V článku je dokumentován návrh nízkonákladového polohovacího systému, který je schopen nastavit polohu s přesností pod 0,2 mm ($\pm 0,1$ mm). Nízké ceny je docíleno použitím konvenčních elektromagneticky ovládaných monostabilních ventilů (dva plnicí, jeden vypouštěcí). Řízení je realizováno pomocí upraveného PD regulátoru. Ten nastavuje střidu PWM sig-

nalů, který řídí vypouštěcí ventil. Algoritmus řízení se ukázal jako účinný v horizontální i vertikální poloze. Řešení představuje významnou úsporu pořizovacích nákladů oproti alternativám s použitím proporcionálních ventilů.

- [30] **K. AHN, S. YOKOTA.** Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves. *Mechatronics, Volume 15*. [Online]. Issue 6, July 2005, Pages 683-702 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2005.01.001>>.

V této práci je dokumentován vývoj rychlého, přesného a levného pneumatického manipulátoru, který je schopen se adaptovat na různé velikosti zátěže. Řízení pomocí modifikovaného PWM signálu (MPWM) umožňuje použít konvenční solenoidové ventily. Z porovnání odezvy s klasickým PWM vyplývá, že modifikované PWM značně přispívá k výkonnějšímu řízení. Byl použit stavový zpětnovazební regulátor využívající odezvy polohy, rychlosti a zrychlení. Regulátor byl realizován jako spojitý. Přepínací algoritmus pro nastavování řídicích parametrů využívá neuronové LVQ síť (learning vector quantization neural network), která vyhodnocuje zátěž umístěnou na manipulátor. Efektivita řídicího algoritmu je dokázána experimenty s použitím různých zátěží.

3.4 Polohování s použitím hybridních pohonů

- [28] **MAO-HSIUNG CHIANG, CHUNG-CHIEH CHEN, TAN-NI TSOU.** Large stroke and high precision pneumatic–piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control. *Mechatronics, Volume 15*. [Online]. Issue 5, June 2005, Pages 523-545 [Citace: 2010-04-10]. <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2004.11.003>>.

Tento článek popisuje návrh hybridního pohonu za účelem přesného polohování při zachování velkého zdvihu. Pohon se skládá z pneumatického válce a piezoelektrického aktuátoru, který zajišťuje kompenzaci nepřesností způsobených třením v pneumatickém pohonu. Řídicí systém má dva vstupy a jeden výstup (DISO). Při návrhu řízení byl vyvinut řídicí systém, který byl pojmenován jako Adaptive discrete variable structure control (ADVSC), kde jsou zkombinovány samostavitelný adaptivní regulátor a diskrétní proměnné strukturované řízení (discrete variable structure control). Parametry pro řízení jsou tedy upravovány online pro dosažení optimálního průběhu pohybu a omezení kmitacího jevu proměnného strukturovaného řízení. V závislosti na přesnosti snímání polohy dokáže hybridní pneumaticko-piezoelektrický systém polohovat s přesností na 1 μm.

- [40] **K. KAWASHIMA, T. ARAI, K. TADANO, T. FUJITA, T. KAGAWA** Development of coarse/fine dual stage using pneumatically driven bellows actuator and cylinder with air bearings. *Precision Engineering, Volume 34* [Online]. July 2010, Pages 526-533 [Citace: 2010-04-25] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2010.02.005>>.

V tomto článku je představen dvoupohonový pneumatický systém s jedním stupněm volnosti. Hrubé polohování zajišťuje pneumatický válec se vzduchovými ložisky. Přesného polohování je docíleno aktuátorem s pneumatickými měchy. Pro řízení průtoku vzduchu pro hrubé polohování je použit vysoce výkonný servoventil, který je schopen pracovat s frekvencí 300 Hz. Přesný pohon je řízen ventilem typu tryska-klapka. Celý pohon je charakterizován tím, že se nezahřívá a je nemagnetický, to umožňuje maximálně přesné polohování. Řídicí systém je schopen polohovat s ustálenou odchylkou 5 μm na 100 mm zdvihu na hrubé podložce a na hladké podložce s přesností 20 nm.

4 Fyzikální procesy v pneumatice

Problematika matematického modelování pneumatických pohonů představuje velice zajímavý úkol především kvůli množství fyzikálních procesů, které se v příslušné soustavě dějí. Je zde nutné využít souhrn poznatků termomechaniky, hydromechaniky či mechaniky těles. Konkrétní aplikace modelu pak umožní popsat a sledovat probíhající termodynamické jevy v soustavě způsobené změnou tlaku vzduchu a procesy spojené s prouděním vzduchu.

Základním předpokladem je respektování interakce mezi veličinami, jako je tlak (p), teplota (T) a objem (V), případně hustota (ρ). Hlavní stavovou proměnnou je tlak, protože ten je prostředkem pro konání mechanické práce, která je vykonávána silovým působením na píst pneumatického válce.

Pneumatický servomechanismus sestává z dvou klíčových prvků, pneumatického pohonu a pneumatického servoventilu, který je na základě vstupního elektrického signálu schopen spojitě měnit hmotnostní průtok vzduchu, který proudí do pracovního prostoru.

Dynamická analýza obsahující sestavení matematického modelu a s ním spojené experimenty následně usnadní návrh zpětnovazebního řízení pneumatického pohonu.

4.1 Termodynamika plynů

Následuje přehled základních zákonů a vztahů používaných v mechanice plynů, které budou později použity při modelování pneumatických prvků.

4.1.1 Stavová rovnice pro ideální plyn

Jedná se o tzv. Boile-Mariottův zákon, který popisuje vztah mezi stavovými veličinami, vizte vztah (4.1).

$$pV = mRT \quad (4.1)$$

p tlak [Pa]

V objem [m^3]

m hmotnost vzduchu [kg]

R plynová konstanta, $R = 287,1 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

T teplota [K]

Přestože je tato rovnice platná pro ideální plyn, tak ji lze s uspokojivou přesností použít i pro reálné plyny do 20 MPa. To je u pneumatických systémů splněno, tlak se v nich pro účely automatizace pohybuje maximálně kolem 1 MPa. Při těchto tlacích je plyn ještě stále velice řídký, aniž by interakce mezi molekulami byla ovlivněna působením tzv. Van der Waalsových sil.

Je také nutné dbát na to, že do stavové rovnice se nedosazuje teplota ve $^{\circ}\text{C}$, ale teplota termodynamická v Kelvinech [K]. Teplotě 20°C odpovídá 293,15 K.

Taktéž je nutné dosazovat do rovnic tlak absolutní, nikoliv tlak relativní, který je většinou výstupem měřičů tlaku. Za atmosférický tlak lze brát hodnotu 0,1 MPa.

4.1.2 Termodynamické děje

Před zahájením modelování je nutné určit, jak bude nahlíženo na termodynamické děje, které probíhají v pneumatickém systému. Následuje zhodnocení použitelnosti vybraných termodynamických dějů.

Izotermický děj

Izotermický děj lze nejnázve popsat vztahem (4.2).

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = konst. \quad (4.2)$$

Jedná se o děj, při kterém se nemění teplota média. To znamená, že soustava je schopna odevzdat okolí ihned veškeré teplo. Tento model je tedy obzvláště vhodný v případě velmi pomalých změn tlaku. Přesto při modelování pneumatických pohonů nachází využití u modelování pracovních prostorů válců, ale ne už u modelování průtoku ventilu.

Adiabatický děj

Předpokladem pro adiabatický neboli izoentropický děj je dokonalá tepelná izolovanost sledovaného prostoru od okolí. Pak lze adiabatický děj charakterizován vztahem (4.3).

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma = konst. \quad (4.3)$$

γ poměr měrných tepelných kapacit (gamma), pro vzduch $\gamma = 1,4$ [-]

Pro (γ) se v Česku více vžil název Poissonova konstanta (κ), případně adiabatický exponent. Nicméně v této práci bude preferováno anglosaské označení „heat capacity ratio“, protože je toto označení světově rozšířenější a také je v práci čerpáno z velké části z anglicky psané literatury. Konstanta (γ) tedy vyjadřuje poměr tepelných kapacit dle vztahu (4.4).

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.4)$$

c_p měrná tepelná kapacita při stálém tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

c_v měrná tepelná kapacita při stálém objemu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Také je znám tzv. Mayerův vztah (4.5).

$$c_p = c_v + R \quad (4.5)$$

Dále změna teploty při adiabatickém ději je dána vztahem (4.6).

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.6)$$

Adiabatická přeměna energie ve skutečné soustavě nikdy nenastane, nicméně se k ní lze přiblížit, když změna tlaku proběhne ve velice krátkém časovém okamžiku, díky čemuž se mezi

systémem a okolím nemůže vyměnit tolik tepla. Z hlediska simulace dynamiky pneumatických systémů je tedy tento model podstatně výhodnější než izotermický. Dá se říci, že čím budou změny tlaku probíhat rychleji, tím se bude adiabatický model více podobat reálnému procesu.

Použitelnost adiabatických modelů je zřejmá z dostupných vědeckých publikací zabývajících se modelováním termodynamických procesů v pneumatických systémech. nejčastější užití má tento děj při modelování průtoku vzduchu ventily, vizte [4], [21], [23], [25], [26], [27], [29], [33]. Mnoho prací též takto modeluje pracovní prostor válce, např. [4], [27], [36] a [41].

Polytropický děj

Adiabatický děj si žádá dokonalou tepelnou izolaci systému. Izotermický děj požaduje dokonalou výměnu tepla mezi soustavou a okolím. Ve skutečnosti však nelze dosáhnout ani jeden z případů. Reálné děje v plynech se uskutečňují mezi těmito krajními stavy. Polytropický děj nejlépe popisuje takovéto chování reálného plynu a je popsán rovnicí (4.7).

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = \text{konst.} \quad (4.7)$$

n polytropický exponent, nabývá hodnot $1 < n < \gamma$ [-]

Model zohledňující přestup tepla s okolím resp. tělesem pohonu je prezentován v [1], jinak se v dané oblasti nevyskytuje mnoho článků, které uvažují tento jev. Např. práce [50] je zaměřena na tlumení pomocí pneumatického měchu.

4.1.3 Obecná energetická rovnice plynu

V případě plynů existuje obecný tvar rovnice, který vyjadřuje zákon zachování energie. Ten je popsán rovnicí (4.8), kde společně vystupují kinetická, tlaková, vnitřní a tepelná energie:

$$H_1 + \frac{mw_1^2}{2} + mgz_1 + Q = H_2 + \frac{mw_2^2}{2} + mgz_2 + W_T \quad (4.8)$$

H entalpie [J]

w rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

g tíhové zrychlení, $g = 9,81$ [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

z výškový rozdíl [m]

Q teplo sdílené s okolím [J]

W_T ... technická práce [J]

Entalpie je dána vztahem (4.9).

$$H = U + pV = c_p T \quad (4.9)$$

U vnitřní energie [J]

c_p měrná tepelná kapacita při stálém tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Pro systém bez sdílení tepla s okolím pak lze rozdíl entalpií formulovat rovnicí (4.10).

$$H_1 - H_2 = - \int_1^2 V dp \quad (4.10)$$

Po dosazení (4.10) do (4.8) pak získáme rovnici (4.11).

$$- \int_1^2 V dp = \frac{mw_2^2}{2} - \frac{mw_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) + W_T \quad (4.11)$$

Případně lze vyjádřit rovnici v diferenciálním tvaru (4.12). Veličiny jsou převedeny na měrnou formu vydělením hmotností.

$$v dp + w dw + g dz + dw_T = 0 \quad (4.12)$$

v měrný objem, $v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$

4.1.4 Rychlost zvuku

Rychlost zvuku říká, jak rychle se v daném materiálu šíří zvuk a je přímo závislý na tlaku a hustotě tekutiny. Rychlost zvuku lze u ideálního plynu popsat vztahem (4.13).

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}} = \sqrt{\gamma RT} \quad (4.13)$$

c rychlost zvuku $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

p tlak $[\text{Pa}]$

ρ hustota (ró) $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

γ poměr měrných tepelných kapacit (gamma), pro vzduch $\gamma = 1,4 [-]$

R plynová konstanta, $R = 287,1 [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

T teplota $[\text{K}]$

4.2 Mechanika tekutin

V této podkapitole je výběr vztahů z fluidní mechaniky. To znamená, že uvedené vztahy platí jak pro plyny, tak pro kapaliny.

4.2.1 Rovnice kontinuity

Pro tekutiny platí rovnice kontinuity neboli zákon zachování hmotnosti (angl. continuity equation). I v pneumatických systémech platí vztah (4.14), který umožňuje sledovat zachování hmotnostního průtoku.

$$\dot{m} = S_1 w_1 \rho_1 = S_2 w_2 \rho_2 = \text{konst.} \quad (4.14)$$

\dot{m} hmotnostní tok $[\text{kg s}^{-2}]$

S příčný průřez [m^2]

Je známo, že ke změnám hmotnosti může docházet dvěma různými způsoby. Jedná se o místní změnu hmotnosti vlivem stlačitelnosti kapaliny, a konvekční změnu způsobenou rozdílem hmotností tekutiny, která přiteče a odeče. Pak lze psát rovnici kontinuity v diferenciálním tvaru:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho w}{\partial x} = 0 \quad (4.15)$$

t čas [s]

w rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

x poloha pístu [m]

4.2.2 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo podobnostní kritérium určuje proudění vzduchu potrubím dle vztahu (4.19).

$$Re = \frac{w_s d_{ekv}}{\nu} \quad (4.16)$$

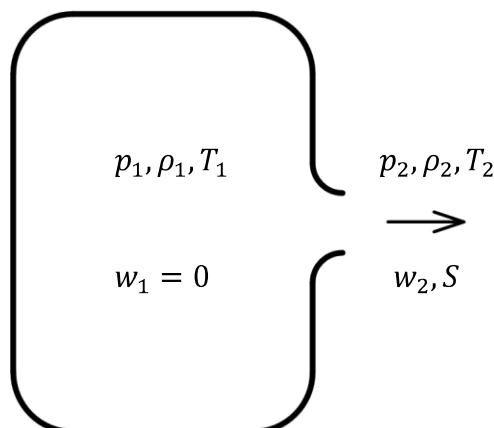
w_s střední rychlost proudu vzhledem k rychlostnímu profilu laminárního nebo turbulentního proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

d_{ekv} . ekvivalentní hydraulický průměr [m]

ν kinematická viskozita (ný) [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

4.3 Škrčení vzduchu

Základním předpokladem pro sestavení modelu pneumatického systému odvození škrčení vzduchu ve zúžených průřezích, jako jsou ventily. Vhodným příkladem může být výtok plynu z nádoby vyústěním v podobě trysky (Obr. 4.1).



Obr. 4.1 Výtok plynu z uzavřené nádoby

Nyní budeme vycházet z rovnice (4.8), kde nebudeme uvažovat konání mechanické práce ($W_T=0$), taktéž zanedbáme potenciální energii ($z_1=z_2$). Pak dostaneme rovnici (4.17).

$$H_1 + \frac{mw_1^2}{2} = H_2 + \frac{mw_2^2}{2} \quad (4.17)$$

Při uvážení, že v prostoru 1 je zanedbatelná rychlost ($w_1=0$) lze vyjádřit rychlost proudění v prostoru 2 (w_2) dle vztahu (4.18).

$$w_2 = \sqrt{2(H_1 - H_2)} \quad (4.18)$$

Po dosazení za entalpii dle vztahu (4.9) pak lze psát rozdíl entalpií jako vztah (4.19).

$$H_1 - H_2 = c_p(T_1 - T_2) = c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \quad (4.19)$$

Nyní za předpokladu adiabatické přeměny dle rovnic (4.3), (4.4), (4.5) a (4.6) můžeme členy c_p a $\frac{T_2}{T_1}$ vyjádřit dle vztahů (4.20) a (4.21).

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \quad (4.20)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.21)$$

Po dosazení do (4.18) pak pro rychlost proudění w_2 bude platit vztah (4.22).

$$w_2 = \sqrt{2RT_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (4.22)$$

Dále Pro adiabatický děj můžeme z rovnice (4.3) v měrném tvaru psát rovnici (4.23) - vlevo, kde následně vyjádříme převrácenou hodnotu měrného objemu v_2 .

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\gamma \Rightarrow \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.23)$$

Za použití vztahu $v = \frac{1}{\rho}$ a dosazení stavové rovnice pro ideální plyn (4.1) v měrném tvaru za v_1 nám pak vyjde vztah (4.24).

$$\rho_2 = \frac{p_1}{RT_1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.24)$$

Nyní máme rovnice vyjadřující rychlost proudu w_2 (4.22) a hustotu ρ_2 (4.24). Použijeme je nyní v rovnici kontinuity (4.14) kde po dosazení získáme vztah pro průtok v místě 2 (4.25)

$$\dot{m} = S \frac{p_1}{RT_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2RT_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (4.25)$$

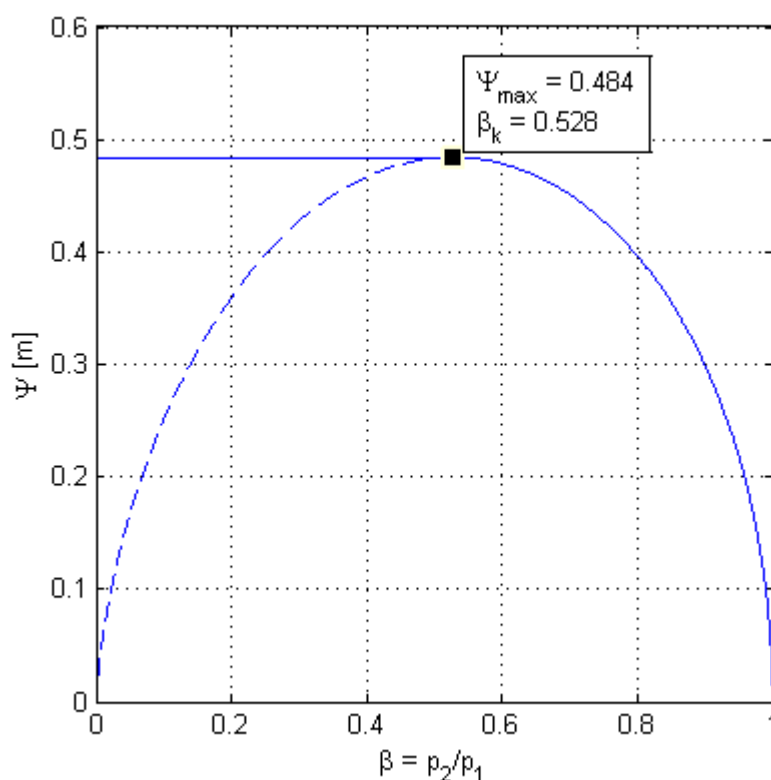
Po čtených úpravách pak vyjádření průtoku vede na vztah (4.26)

$$\dot{m} = Sp_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.26)$$

V této rovnici vystupuje tzv. výtokový součinitel Ψ , který je nelineární funkcí poměru tlaků $\Psi = f\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$. Lze jej popsat vztahem (4.27).

$$\Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.27)$$

Nyní znázorníme průběh výtokového součinitele pro vzduch (Obr. 4.2).



Obr. 4.2 Výtokový součinitel $\Psi(\beta)$ pro vzduch

Lze pozorovat, že je dosaženo maxima výtokového součinitele Ψ_{max} při určitém poměru tlaků, který se nazývá kritický a lze jej stanovit dle vztahu (4.28).

$$\beta_k = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0,528 \quad (4.28)$$

$$\Psi_{max} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma + 1}} = 0,484 \quad (4.29)$$

β_k kritický poměr tlaků, pro vzduch $\beta_k = 0,528$ [-]

Ψ_{max} maximum výtokového součinitele [m]

Při kritickém poměru tlaků dosáhne proud vzduchu rychlosti zvuku. Pokud např. dále budeme zvyšovat tlak p_1 tak se rychlost nebude zvyšovat, neboť se otvor zahltí. Řešení pro nadkritické poměry tlaků představuje Lavalova dýza, nicméně ta se v případě pneumatických pohonů pracujících se stlačeným vzduchem nevyužívá. Kritickou rychlost lze stanovit dle vztahu (4.30).

$$w_k = \sqrt{2p_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma + 1}} \quad (4.30)$$

V případě, že nezanedbáme rychlost w_1 (např. když trysce bude předcházet hadice), pak můžeme rozšířit dříve odvozenou rovnici (4.22) a dostaneme vztah (4.31).

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2RT_1 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right)} \quad (4.31)$$

Dle [2] dojde při zanedbání této rychlosti w_1 k chybě nepřevyšující 3,5%, pokud průměr trysky činí 70% nebo méně vzhledem k průměru hadice. Podíl dynamického tlaku, který je způsoben škrcením, též není příliš významný. Při průměru trysky pod 45% vzhledem k přívodní hadici, je absolutní tlak vzhledem k statickému tlaku vyšší méně než o 1%.

Nyní tedy můžeme sestavit dvě rovnice, které kompletně popíší proud vzduchu při proudění tryskou a které nám poslouží dále při modelování systému.

$$\dot{m} = Sp_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (4.32)$$

$$\Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & 0,528 < \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq 1 \\ \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}}, & 0 \leq \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq 0,528 \end{cases} \quad (4.33)$$

$0,528 < \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq 1$... podkritický poměr tlaků

$0 \leq \left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq 0,528$... nadkritický poměr tlaků

Při předpokladech, že je otvor trysky dostatečně oblý a je zanedbatelná rychlost proudu vzduchu před tryskou, pak dle [2] matematický model v podobě vztahů (4.32) a (4.33) popisuje skutečný průtok s chybou nižší, než 1%. Model tedy vykazuje dostatečnou přesnost pro měřicí účely.

Je nutné zmínit, že tento model je odvozen z ustáleného toku, avšak mnoho experimentů uvedených v rešerši dokazuje, že je použitelný i pro dynamicky se měnící průtok.

4.4 Průtok ventilem

V předchozí kapitole byl demonstrován průtok tryskou s ideálním tvarem a předpokladem proudění beze ztrát. V případě skutečných otvorů se zohledňují ztráty v důsledku kontrakce plynu a deformace proudnic, čímž se sníží výtokový průměr. Pak lze stanovit součinitel kontrakce.

$$C_d = \frac{S_{ekv}}{S_V} \quad (4.34)$$

C_d průtokový součinitel ventilu [-]

S_V maximální příčný průřez ventilu [m^2]

S_{ekv} . ekvivalentní příčný průřez [m^2]

V [1] je tento součinitel značen jako μ . Pro válcový průřez se zde uvádí $\mu = 0,8$ a pro nepravidelný průřez $\mu = 0,7$. Ve [2] je popsáno i stanovení součinitele C_d jako funkce poměru tlaků.

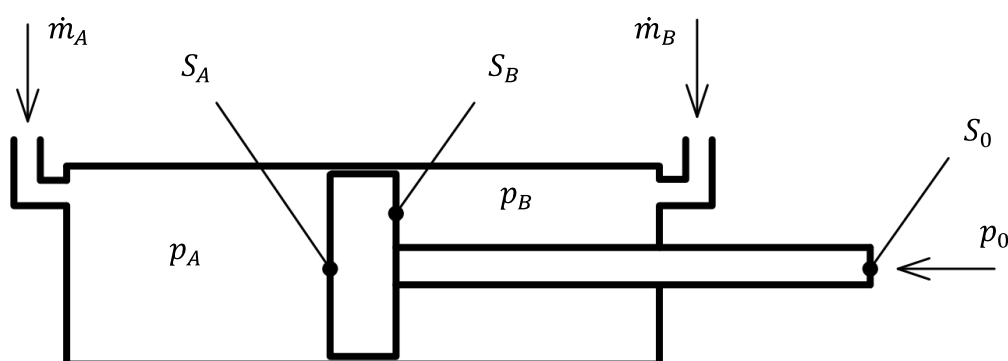
Rovnice hmotnostního toku pak přejde na tvar (4.35) doplněný o tento koeficient.

$$\dot{m} = C_d S_V p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (4.35)$$

5 Modelování pneumatického pohonu

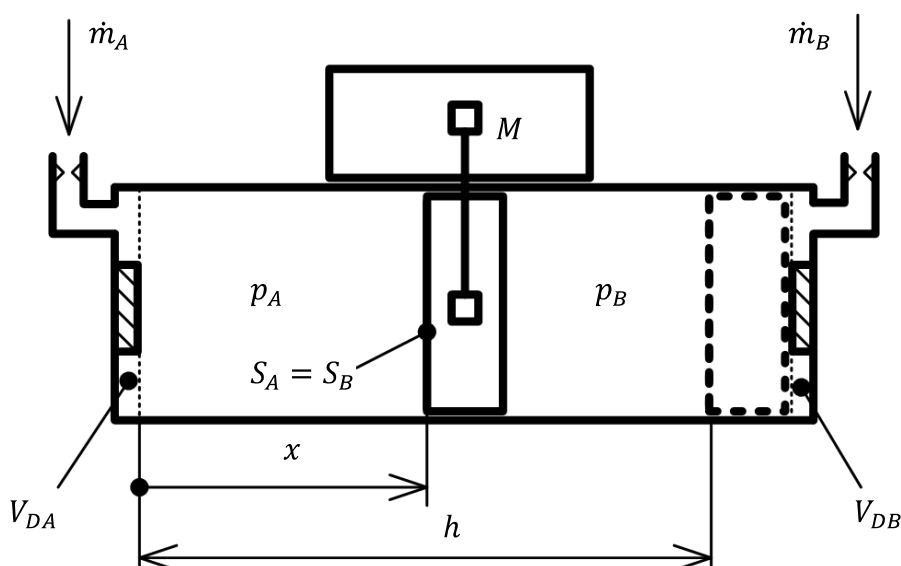
5.1 Geometrie a pohybová rovnice

V této práci jsou předmětem zájmu lineární pneumatické pohony. Jak je známo, síla, která je vyvozena prostřednictvím tlaku na píst, je úměrná ploše válce v pracovním prostoru dle vztahu $F = pS$. V případě pohonů s pístnicí (Obr. 5.1) je vhodné zohlednit fakt, že činná plocha S je snížena o průměr pístnice. Na zbytek plochy už působí pouze atmosférický tlak p_0 , jehož vliv lze obvykle zanedbat.



Obr. 5.1 Lineární pohon s pístnicí

V případě lineárních pohonů bez pístnice (Obr. 5.2) jsou činné plochy stejné. Pro výpočty je tedy možné brát $S_A = S_B$.



Obr. 5.2 Lineární bezpístnicový pohon

Nyní zavedeme souřadný systém s počátkem v levé krajní poloze pístu. Pokud známe zdvih pístu h , pak není přímo nutné znát podélnou šířku pístu. Objemy aktivních pracovních prostor jsou dány vztahy $S_A x$ a $S_B (h - x)$. Objem těchto prostor se mění v závislosti na x . Dále je nutné zohlednit a tzv. mrtvé objemy V_{DA} a V_{DB} , které zahrnují prostory vzniklé odsazením

pístu od krajní stěny válce a objem hadic vedoucích k ventilům. Výsledné objemy pracovních prostor se pak stanoví součtem těchto prostor.

$$V_A = V_{DA} + S_A x \quad (5.1)$$

$$V_B = V_{DB} + S_B(h - x) \quad (5.2)$$

Z rovnic (5.1) a (5.2) vyplývá, že změna aktivních částí objemu $S_A x$ resp. $S_B(h - x)$ je přímo úměrná poloze pístu x . Po derivaci dle času vypadnou členy, ve kterých x nevystupuje a získáme (5.3) a (5.4).

$$\dot{V}_A = S_A \dot{x} \quad (5.3)$$

$$\dot{V}_B = S_B(-\dot{x}) \quad (5.4)$$

Po parametrizaci geometrie lze sestavit základní pohybovou rovnici lineárního pneumatického pohonu (5.5).

$$M\ddot{x} = (p_A S_A - p_B S_B) - F_f \quad (5.5)$$

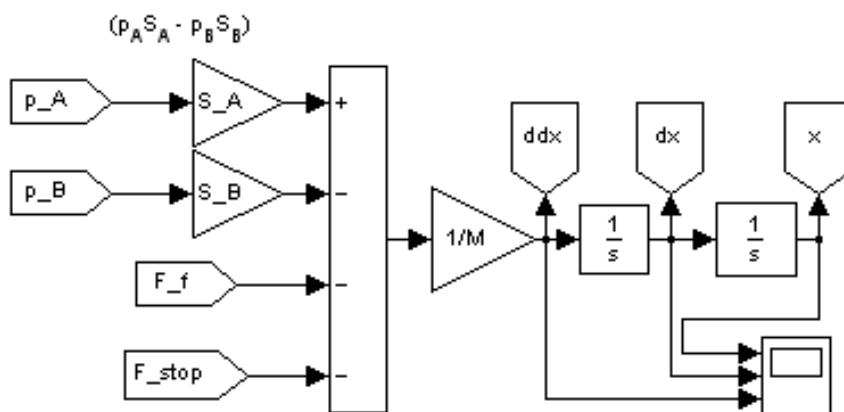
M hmotnost pohyblivých částí pohonu a břemene [kg]

\ddot{x} zrychlení pístu [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

$S_{A,B}$.. plocha pístu [m^2]

F_f třecí síla [N]

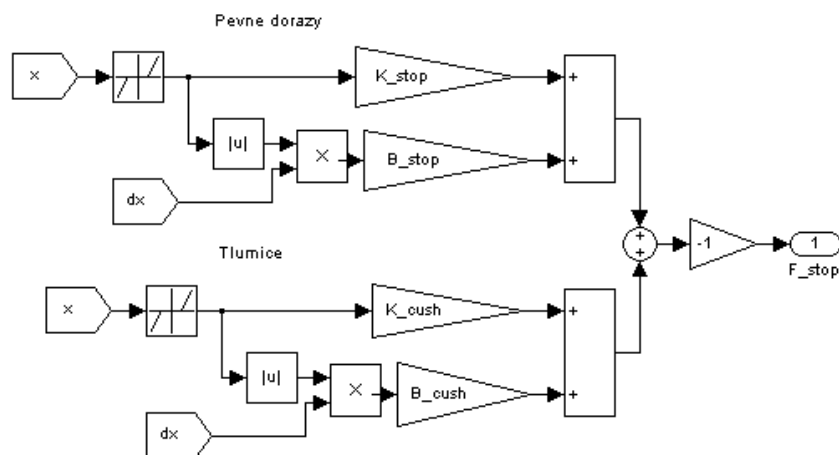
Rovnice byla převedena do prostředí Simulink následujícím způsobem.



Obr. 5.3 Model pohybové rovnice

5.1.1 Dorazy v krajních polohách

V simulačním tvaru rovnice navíc vystupuje síla F_{stop} , která vytváří pevné dorazy pohonu. Bylo čerpáno z [14]. Aplikace bude zřejmější z příslušného modelu (Obr. 5.4).

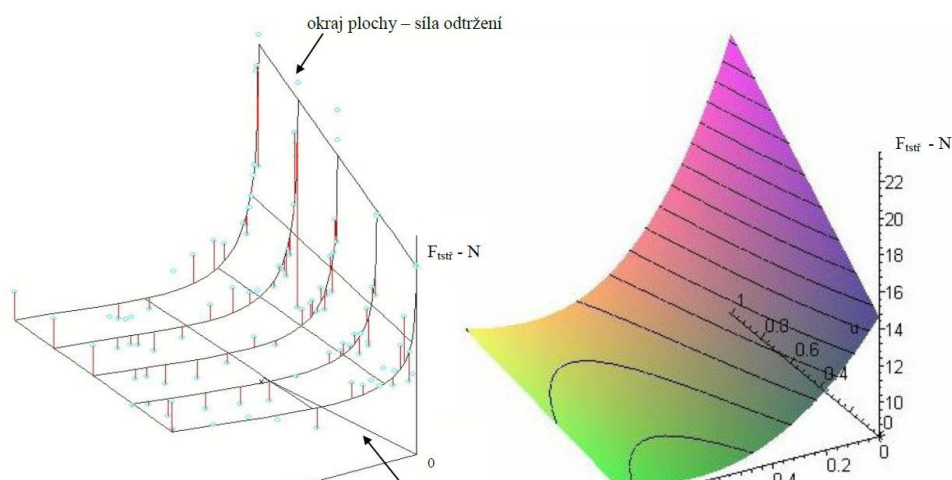


Obr. 5.4 Model pevných dorazů a tlumičů

Koeficienty tuhosti a tlumení K_{stop} a B_{stop} přísluší pevným dorazům a byly nastaveny na hodnotu $1e6$. Dále koeficienty K_{cush} a B_{cush} vytváří model dynamických tlumičů předsazených o 1cm oproti pevným dorazům. Jejich hodnoty jsou $1e3$. I když samotné dorazy nebyly předmětem modelování, tak se později ukázaly jako nezbytné pro úspěšnou identifikaci. I přes špatný počáteční odhad vstupních parametrů byla poloha pístu stále ve skutečném rozmezí, takže pak již nehrozil kolaps výpočtu v důsledku generování nereálných hodnot pozice pístu.

5.1.2 Tření

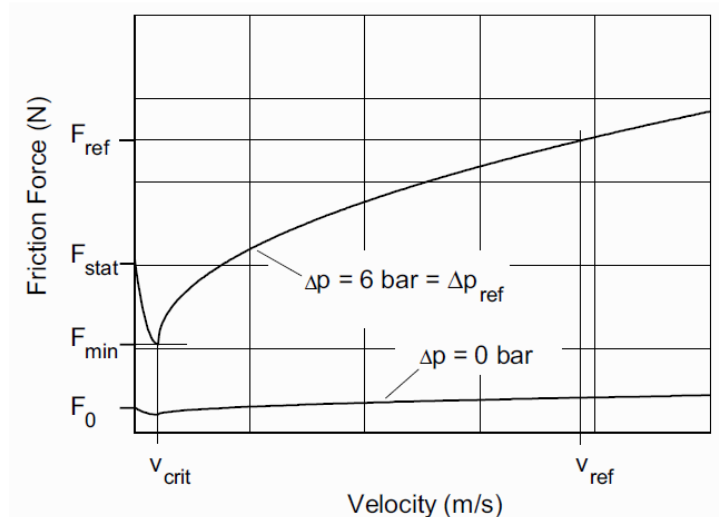
V oblasti pneumatických pohonů je známo několik statických modelů tření. Stanovení tření komplikuje fakt, že tření je nejen závislé na rychlosti, ale i na poměru tlaků v jednotlivých pracovních prostorech.



Obr. 5.5 Model tření návrhem Stribeckových ploch [6]

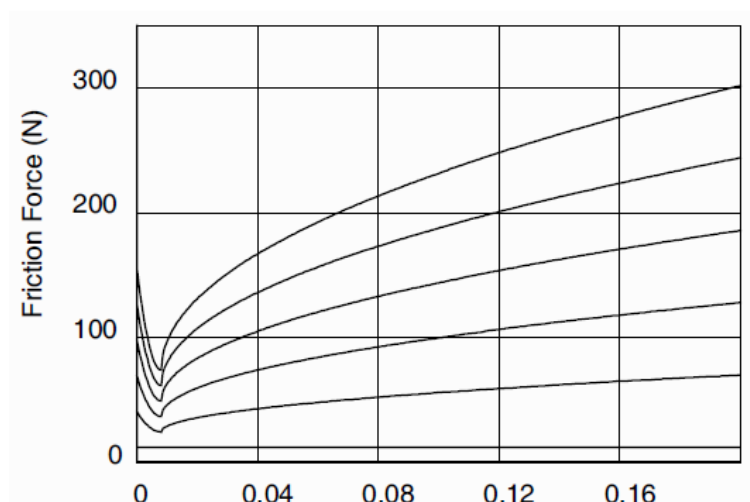
Jeden z možných způsobů, uvedený v [6], představuje čistě experimentální přístup. Tento model spočívá v určení křivek průběhu tření při různých poměrech tlaku. Následně jsou získané křivky proloženy Beziérovými plochami, vizte Obr. 5.5.

Další velice sofistikovaný přístup představuje Eschmannův model publikovaný v [51] a též zmíněný v [1] a [2]. Eschmann zahrnul do modelu obecně platný předpoklad, že velikost třecí síly je lineárně závislá na průměru pístu, resp. vrtání válce.



Obr. 5.6 Model tření v pneumatickém pohonu dle Eschmanna [2]

Dále je v modelu zohledněn vliv rozdílu tlaku v jednotlivých pracovních prostorech. Nicméně pro použití je nutné velice přesně znát všechny parametry. Jejich získání bylo v daných laboratorních podmínkách nemožné.



Obr. 5.7 Závislost tření na poměru tlaků dle Eschmanna [2]

Z výše zmíněných důvodů byl pro simulaci použit snáze aplikovatelnější model dle Ballarda [2], který je popsán vztahem (5.6).

$$F_f = F_c + C_v \dot{x} + C_p |\Delta p| \quad (5.6)$$

F_f třecí síla [N]

F_c konstantní třecí síla

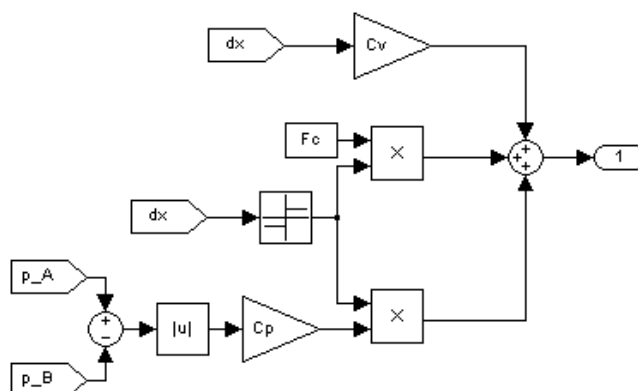
C_v koeficient viskózního tření

\dot{x} rychlost

C_p koeficient tření způsobeného tlakovým rozdílem

$|\Delta p|$. poměr tlaků v jednotlivých pracovních prostorech

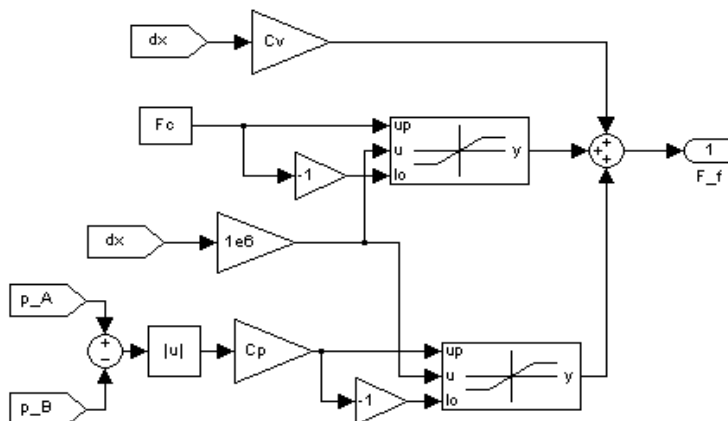
Jeho následná aplikace do Simulinku proběhla dle Obr. 5.8.



Obr. 5.8 Model tření dle Ballarda v Simulinku

Jedná se o model statický, tudíž je použitelný pouze s využitím řešiče s fixním krokem. Není však možné jej využít při identifikaci pomocí nástroje Simulink Design Optimization, který

vyžaduje proměnný krok. Pro tento účel byl model tření upraven za použití bloků Saturation Dynamic (Obr. 5.9) a s následným použitím stiff řešiče. Stiff efekt vzniká, když některé síly jsou výrazně větší než ostatní nebo se některé stupně volnosti mění rychleji než jiné, což je právě náš případ.



Obr. 5.9 Model tření dle Ballarda pro identifikaci v Simulink Design Optimization

Později bylo zjištěno, že použití tohoto řešení výrazně nezkreslilo výsledky oproti statickému modelu. I tak uvedený model tření zcela nereprezentuje reálné chování, nicméně pro účely zběžné identifikace postačil. Pro přesnější simulaci by bylo nutné použít jeden z předcházejících modelů.

V případě nutnosti návrhu přesného lineárního řízení by bylo nutné použít pro kompenzaci tření některý z dynamických modelů jako Dahlův, LuGre či Reset Integrator. V oblasti řízení pneumatických pohonů byl několikrát zaznamenán právě LuGre model. Jelikož je ale předpokládán návrh nelineárního fuzzy regulátoru, tak dynamický model tření není obsahem této práce.

5.2 Model tlaku v pracovních prostorech

5.2.1 Izotermický model

Tento model lze bez problémů použít při malých změnách objemu vzhledem k času, což představují např. pomalé pohyby. Nicméně lze dopátrat použití i pro simulace s vysokou dynamikou, vizte [44]. Nyní bude provedeno odvození modelu.

Hmotnost vzduch v pracovním prostoru lze popsat známým vztahem (5.7).

$$m = \rho V \quad (5.7)$$

Pro časovou změnu hmotnosti v pracovním prostoru pak lze psát (5.8).

$$\dot{m} = \dot{\rho}V + \rho\dot{V} \quad (5.8)$$

Pokud dosadíme (5.7) do stavové rovnice pro ideální plyn (4.1) za m , tak dostaneme následující vztah $p = \rho RT$. Jelikož je hustota závislá na tlaku, pak po derivaci podle času vede tato rovnice na tvar $\dot{p} = \dot{\rho}RT$. Následně vyjádříme $\dot{\rho}$ a získáme závislost (5.9).

$$\dot{\rho} = \frac{\dot{p}}{RT} \quad (5.9)$$

Dosazením $\dot{\rho}$ do (5.8) pak dostáváme diferenciální rovnici (5.10).

$$\dot{m} = \frac{V}{RT}\dot{p} + \frac{p}{RT}\dot{V} \quad (5.10)$$

Popis **izotermické** změny tlaku v pracovních prostorech se získá vyjádřením \dot{p} .

$$\dot{p} = -\frac{p}{V}\dot{V} + \frac{RT}{V}\dot{m} \quad (5.11)$$

Člen $-\frac{p}{V}\dot{V}$ vyjadřuje změnu tlaku v závislosti na změně objemu pracovního prostoru \dot{V} . Záporné znaménko odpovídá logice – pokud zvětšíme objem prostoru, pak se musí snížit tlak.

Člen $\frac{RT}{V}\dot{m}$ reprezentuje změnu tlaku způsobenou hmotnostním tokem \dot{m} do/z pracovního prostoru. Hmotnostní tok představuje časovou změnu hmotnosti vzduchu v pracovním prostoru.

Rovnice (5.11) s pak často v různých publikacích upravuje vytknutím $\frac{1}{V}$, nicméně zde tak učiněno nebylo z důvodu, že tvar (5.11) je výhodnější pro simulaci. Znalost přírůstku tlaku od jednotlivých složek totiž umožní lépe pozorovat funkčnost simulačního modelu. Například, když pohon najede do krajní polohy, tak by měl člen $-\frac{p}{V}\dot{V}$ rázem klesnout na nulu.

Nyní vyjádříme časovou změnu tlaku pro jednotlivé pracovní prostory.

$$\dot{p}_A = -\frac{p_A}{V_A}\dot{V}_A + \frac{RT}{V_A}\dot{m}_A \quad (5.12)$$

$$\dot{p}_B = -\frac{p_B}{V_B}\dot{V}_B + \frac{RT}{V_B}\dot{m}_B \quad (5.13)$$

Protože se jedná o model izotermický, tak lze za teplotu T dosadit teplotu zásobníku stlačeného vzduchu T_S .

5.3 Adiabatický model

V dostupných pramenech se lze setkat se dvěma přístupy pro získání adiabatické změny tlaku v pracovních prostorech.

5.3.1 Zjednodušený adiabatický model

Zjednodušený adiabatický model je použit např. ve [27]. Při něm se po odvození dostaneme na tvar rovnice (5.10), která je doplněna o koeficient γ .

$$\dot{m} = \frac{V}{\gamma RT} \dot{p} + \frac{p}{RT} \dot{V} \quad (5.14)$$

Následně změna tlaku \dot{p} je po vyjádření následující.

$$\dot{p} = -\frac{\gamma p}{V} \dot{V} + \frac{\gamma RT}{V} \dot{m} \quad (5.15)$$

Pokud rovnici ponecháme v tomto tvaru, pak sice vyjadřuje, že tok do/z pracovního prostoru je adiabatický děj. Ale pokud za T dosazujeme teplotu zásobníku, jako v případě izotermického modelu, pak tato teplota platí i při odvzdušnění pracovního prostoru. Není tedy brán ohled na změnu teploty vzduchu v důsledku adiabatické expanze do pracovního prostoru a dalších tlakových změn.

Četnost aplikace tohoto modelu dokazuje jeho použitelnost. Pravděpodobně je tedy rozdíl změn teploty v pracovním prostoru natolik nízký, že nedojde výraznému ovlivnění dalších stavových veličiny. Tento přístup zřejmě nejlépe odpovídá případu, kdy pohon pracuje způsobem, že najede do polohy, kde delší dobu stojí. Mezitím, kdy je pohon v klidu, se teplota vzduchu v pracovním prostoru vyrovná s teplotou okolí.

Nicméně pokud bychom byli důslední a měli se držet přísně adiabatického modelu, tak je nutné zohlednit souvislosti popsané dále.

5.3.2 Úplný adiabatický model

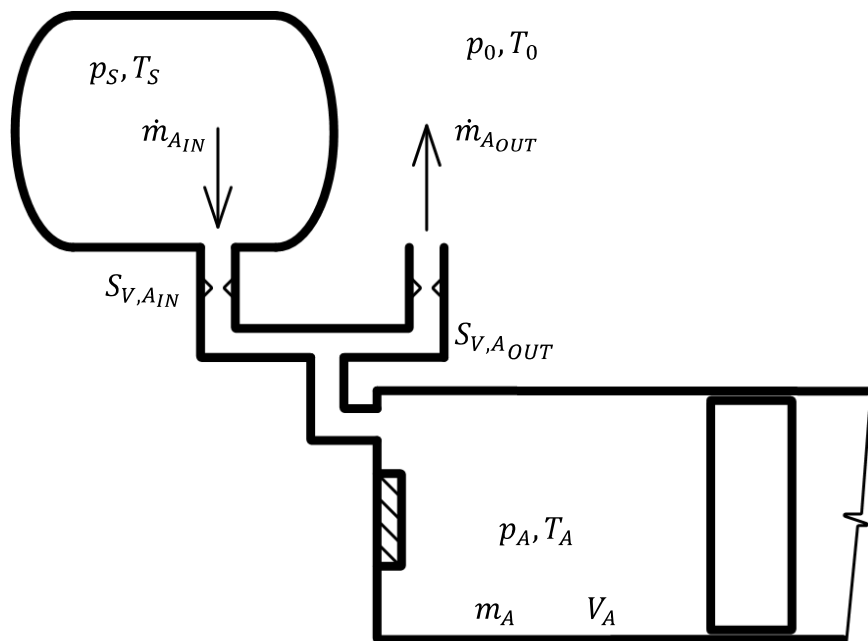
Při rychlých opakovaných pohybech pohonu, což předpokládá i rychlé plnění a vyprazdňování pracovních prostor, je vhodné počítat s tím, že vzduch při opouštění pracovního prostoru nemá teplotu okolí. Teplota vzduchu v pracovním prostoru se tedy musí v průběhu simulace neustále aktualizovat. Zahrnutí tohoto jevu je naznačeno ve [4] a podrobněji popsáno v [41], [36] či [42].

Členy $\dot{m}_A T$ a $\dot{m}_B T$ v (5.12) a (5.13) pak budou nahrazeny vztahy, které berou v potaz příslušný jev.

$$\dot{m}_A T = \dot{m}_{A_{IN}} T_S - \dot{m}_{A_{OUT}} T_A \quad (5.16)$$

$$\dot{m}_B T = \dot{m}_{B_{IN}} T_S - \dot{m}_{B_{OUT}} T_B \quad (5.17)$$

Pro příklad je na Obr. 5.10 Schéma plnění a odvzdušnění pracovního prostoru A.



Obr. 5.10 Schéma plnění a odvzdušnění pracovního prostoru

p_S tlak v zásobníku [Pa]

p_0 referenční tlak $p_0 = 10^5$ [Pa]

T_S teplota vzduchu v zásobníku [K]

T_0 referenční teplota $T_0 = 293,15$ [K]

Nyní vyjádříme rovnice časové změny tlaků pro jednotlivé pracovní prostory za použití (5.15), (5.16) a (5.17).

$$\dot{p}_A = -\frac{\gamma p_A}{V_A} \dot{V}_A + \frac{\gamma R}{V_A} (\dot{m}_{A_{IN}} T_S - \dot{m}_{A_{OUT}} T_A) \quad (5.18)$$

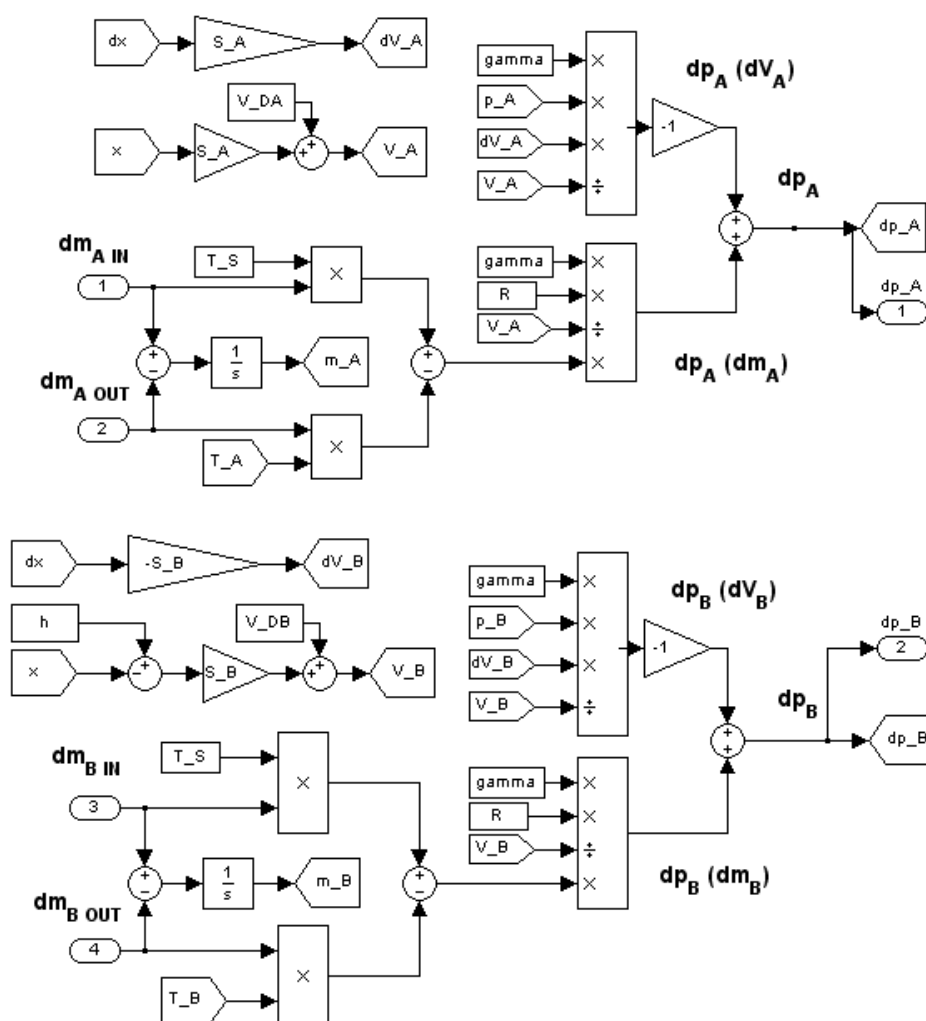
$$\dot{p}_B = -\frac{\gamma p_B}{V_B} \dot{V}_B + \frac{\gamma R}{V_B} (\dot{m}_{B_{IN}} T_S - \dot{m}_{B_{OUT}} T_B) \quad (5.19)$$

Pro účely simulace budou třeba též hmotnosti vzduchu v jednotlivých pracovních prostorech.

$$m_A(t) = m_A(0) + \int_0^t (\dot{m}_{A_{IN}} T_S - \dot{m}_{A_{OUT}} T_A) dt \quad (5.20)$$

$$m_B(t) = m_B(0) + \int_0^t (\dot{m}_{B_{IN}} T_S - \dot{m}_{B_{OUT}} T_B) dt \quad (5.21)$$

Dle výše odvozených rovnic byl sestaven model průběhu tlaků v pracovních prostorech.



Obr. 5.11 Model výpočtu změny tlaku v pracovních prostorech

Zbývá doplnit výpočet teplot T_A a T_B . Pokud známe všechny zbývající stavové proměnné, tak teploty lze získat ze stavové rovnice pro ideální plyn (4.1). Pokud předpokládáme dokonale izolovanou soustavu, pak je tento přístup zcela korektní. Rovnice budou mít následující tvar.

$$T_A = \frac{p_A V_A}{m_A R} \quad (5.22)$$

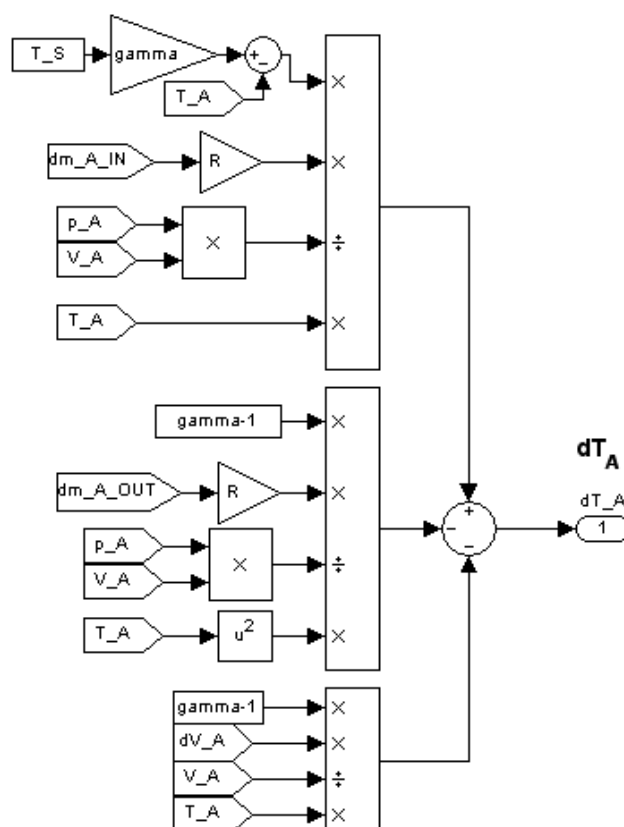
$$T_B = \frac{p_B V_B}{m_B R} \quad (5.23)$$

V článku [41] je též představen výpočet, který vychází z rovnice zachování energie. Po aplikaci na dříve odvozené vztahy v této práci pak změna teploty v jednotlivých prostorech bude vyjádřena dle vztahů (5.24) a (5.25).

$$\dot{T}_A = (\gamma T_S - T_A) \frac{R \dot{m}_{A IN}}{p_A V_A} T_A - (\gamma - 1) \frac{R \dot{m}_{A OUT}}{p_A V_A} T_A^2 - (\gamma - 1) \frac{\dot{V}_A}{V_A} T_A \quad (5.24)$$

$$\dot{T}_B = (\gamma T_S - T_B) \frac{R \dot{m}_{B IN}}{p_B V_B} T_B - (\gamma - 1) \frac{R \dot{m}_{B OUT}}{p_B V_B} T_B^2 - (\gamma - 1) \frac{\dot{V}_B}{V_B} T_B \quad (5.25)$$

Aplikace v podobě modelu v Simulinku proběhla dle Obr. 5.12, kde je ukázán výpočet teploty v prostoru A.



Obr. 5.12 Model výpočtu teploty v pracovním prostoru A

Výpočet teploty tímto způsobem je trochu klikatější, nicméně velice dobře vystihuje změnu teploty v pracovním prostoru z principiálního hlediska. Levé členy (obsahující \dot{m}_{IN}) popisují změnu teploty spojenou s přírůstkem hmotnosti při plnění, prostřední členy (s \dot{m}_{OUT}) při vyprazdňování prostoru a členy s \dot{V}_A změnu teploty v důsledku změny objemu.

V později sestavovaném modelu byly použity oba způsoby výpočtu teploty a zřejmá jejich ekvivalence s ohledem na adiabatický systém.

5.4 Modelování průtoku ventily

Pro model průtoku skrz ventil můžeme použít popis hmotnostního toku ventilem \dot{m} dle (4.35) a vztah pro výtokový součinitel Ψ (4.33).

Hmotnostní tok \dot{m} je určen velikostí příčného průřezu, která je snížena o součinitel kontrakce C_d . Pro účel regulace příčného průřezu nyní zavedeme hodnotu u , která reprezentuje míru otevření ventilu. Pak u nabývá hodnot $u \in \langle -1; 1 \rangle$ a její význam vysvětluje vztah (5.26).

$$u = \begin{cases} u \in \langle -1; 0 \rangle, & \text{vypouštění} \\ u = 0 & , \quad \text{ventil uzavřen} \\ u \in \langle 0; 1 \rangle, & \text{napouštění} \end{cases} \quad (5.26)$$

V simulačním modelu hodnota u přísluší skutečnému řídicímu signálu $U \in \langle 0; 10 \rangle [V]$, kde hodnota 5V znamená střední polohu.

Nyní upravíme rovnici (4.35) na tvar (5.27) pro účely řízení.

$$\dot{m} = u S_V C_d p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \Psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (5.27)$$

u poměrný řídicí signál, míra otevření ventilu, $u \in \langle -1; 1 \rangle [-]$

S_V maximální příčný průřez ventilu [m^2]

C_d průtokový součinitel ventilu [-]

Ψ výtokový součinitel (Ψ) [m]

Protože ventil nereaguje na změnu napětí ihned, byla zavedena mezní hodnota tohoto řídicího signálu u_{min} , kdy se ventil začíná otevírat.

Ted' sestavíme rovnice popisující hmotnostní tok do/z jednotlivých pracovních prostor. Hmotnostní toky \dot{m}_A a \dot{m}_B byly již v předcházející kapitole rozděleny na hmotnostní toky vstupující do a vystupující z pracovního prostoru. To bude samozřejmě zohledněno i v simulačním modelu.

Po dosazení konkrétních parametrů do rovnice (5.27) budou představovat veličiny T_1, p_1, p_2 následující hodnoty:

Pro plnění pracovního prostoru:

- $p_1 = p_S$
- $p_2 = p_A$ nebo p_B
- $T_1 = T_S$

Pro vyprazdňování pracovního prostoru:

- $p_1 = p_A$ nebo p_B
- $p_2 = p_0$

- $T_1 = T_A$ nebo T_B

p_A tlak v pracovním prostoru A [Pa]

p_B tlak v pracovním prostoru B [Pa]

p_S tlak v zásobníku [Pa]

p_0 referenční tlak $p_0 = 10^5$ [Pa]

Nyní budou sestaveny rovnice řízení hmotnostního toku pro jednotlivé pracovní prostory.

$$\dot{m}_A = \begin{cases} u S_V C_d p_S \sqrt{\frac{2}{RT_S}} \Psi\left(\frac{p_A}{p_S}\right), & u \in (0; 1) \\ 0, & u = 0 \\ u S_V C_d p_A \sqrt{\frac{2}{RT_A}} \Psi\left(\frac{p_0}{p_A}\right), & u \in (-1; 0) \end{cases} \quad (5.28)$$

$$\dot{m}_B = \begin{cases} u S_V C_d p_S \sqrt{\frac{2}{RT_S}} \Psi\left(\frac{p_B}{p_S}\right), & u \in (0; 1) \\ 0, & u = 0 \\ u S_V C_d p_B \sqrt{\frac{2}{RT_B}} \Psi\left(\frac{p_0}{p_B}\right), & u \in (-1; 0) \end{cases} \quad (5.29)$$

Uvedené vztahy byly do modelu implementovány pomocí bloků *Embedded MATLAB Function*.

Funkce sestavená pouze z podmínek $\text{beta} \leq 0.528$ a $\text{beta} > 0.528$ vykazovala nestabilitu při nájezdu pístu do krajní polohy. Např. v případě plnění se v tomto momentu se tlak v prostoru zvýšil nad tlak v zásobníku, tedy $p_2 > p_1$, což způsobilo, že poměr tlaků $\frac{p_2}{p_1}$ byl větší než 1.

To mělo za následek, že funkce pro hmotnostní tok nabývala komplexní rozměr, který není z fyzikálního hlediska přípustný. Po sléze bylo zjištěno, proč se tak děje. Ve chvíli nárazu, se píst odrazí od stěny zpět, čímž stlačí vzduch v prostoru. To má opravdu za následek, že tlak v prostoru se na moment zvýší na tlak přesahující tlak v zásobníku, znamená i poměr tlaků $\frac{p_2}{p_1} > 1$. Tento stav byl ošetřen způsobem, který popisuje skutečné chování, tedy, že píst protlačí zpět část vzduchu přes ventil do zásobníku. Po programové stránce to znamenalo:

- zavedení podmínky `else % beta > 1`
- dosazení převrácené hodnoty poměru tlaků (`1/beta`)
- přidání záporného znaménka před funkcí hmotnostního toku v této sekci

MATLAM kód:

```
function [dm,beta]= fcn(u,u_min,p1,p2,T1,T2,Cd,Sv,gamma,R)

beta = p2/p1;

if u > u_min

    if beta <= 0.528 % && beta > 0

        dm = (u-u_min) * Cd * Sv * p1 * sqrt(2/(R*T1)) * 0.4842;

    elseif beta > 0.528 && beta <= 1

        dm = (u-u_min) * Cd * Sv * p1 * sqrt(2/(R*T1)) *
(sqrt((gamma/(gamma-1))*((beta).^(2/gamma)-(beta).^((gamma+1)/gamma))));

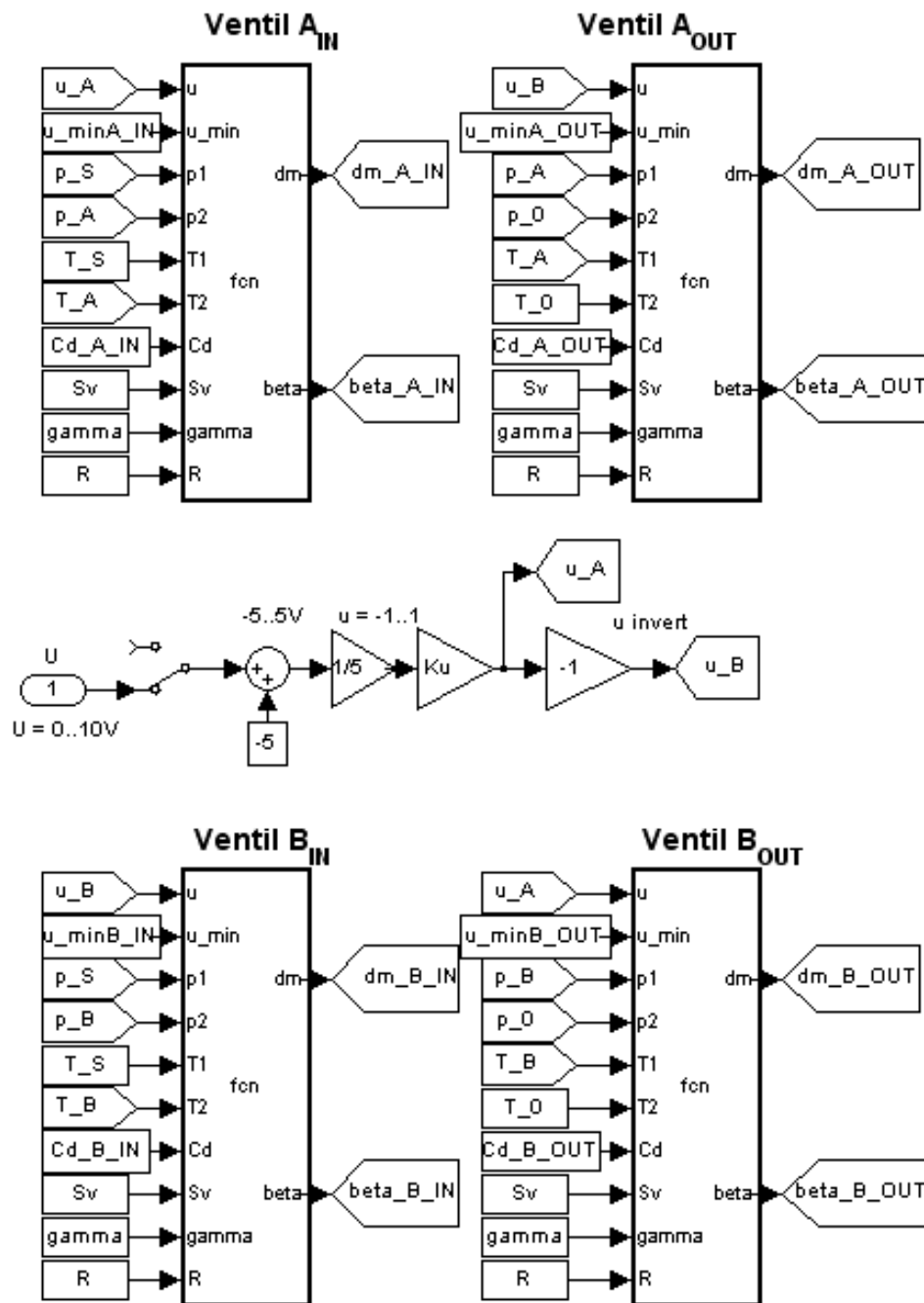
    else % beta > 1; ... pist propruzi v dorazu a foukne zpet, proto
1/beta

        dm = - (u-u_min) * Cd * Sv * p2 * sqrt(2/(R*T2)) *
(sqrt((gamma/(gamma-1))*((1/beta).^(2/gamma)-
(1/beta).^((gamma+1)/gamma))));
        end

    else
        dm = 0;

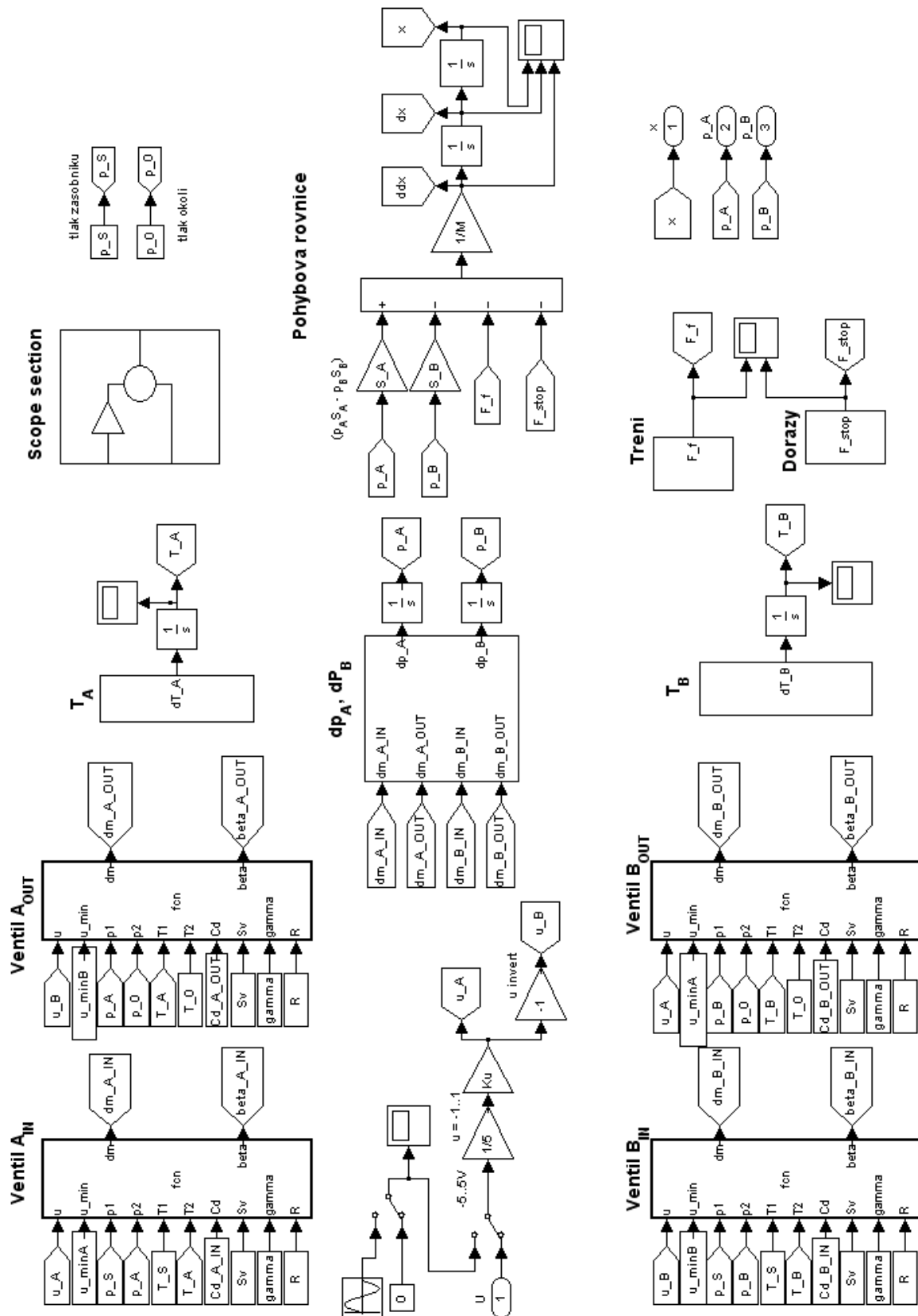
    end
end
```

Kompletní model ventilů se nachází na Obr. 5.13.



Obr. 5.13 Model ventilu a přepočet skutečného řídicího signálu

Model celého pohonu je dokumentován na Obr. 5.14.



Obr. 5.14 Kompletní model pneumatického pohonu

6 Popis laboratorního stanoviště

V rámci práce byl sestaven zkušební stand v laboratoři pneumatiky na ÚAI FSI VUT v Brně.

Servopohon sestává převážně z prvků FESTO Didactic.

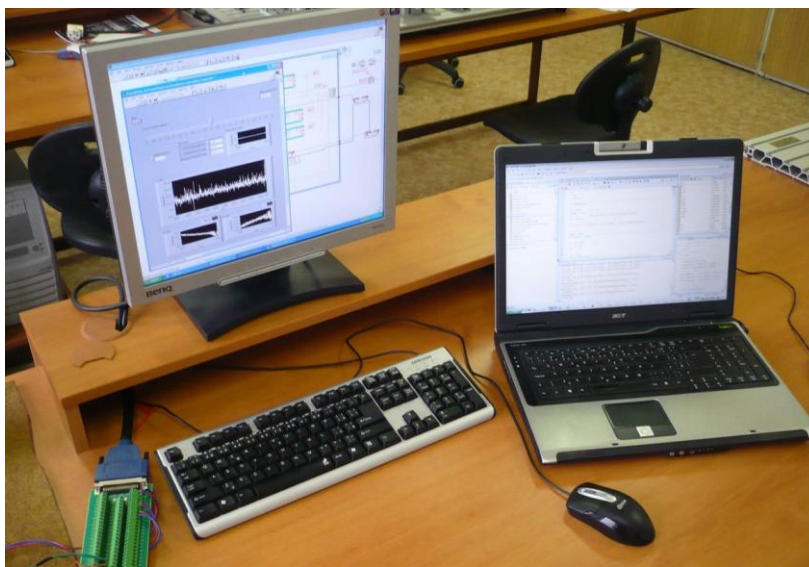
- lineární pneumatický pohon FESTO DGPL-25-450-PPV-A-KF-B 161792 R208
- proporcionální ventil FESTO MPYE-5-1_8-HF-010B MD07
- snímače tlaku FESTO SDE-10-10V-20mA 19562
- lineární potenciometr FESTO MLO-POT-450-TLF 152628
- regulátor tlaku s filtrem FESTO D.LFR-1/8-D-MINI
- filtr/regulátor tlaku SMC AW20-F01BE
- přenosný kompresor VKDI ORLÍK PKS 1



Obr. 6.1 Laboratorní stand s pneumatickým servopohonom

Ventil a snímače byly propojeny s PC. Pro sběr dat, simulace a řízení byly použity následující produkty.

- DAQ karta NI PCIE-6251
- svorkovnice NI CB-68LPR
- program NI LabVIEW 2009 SP1
- program MATLAB R2009b

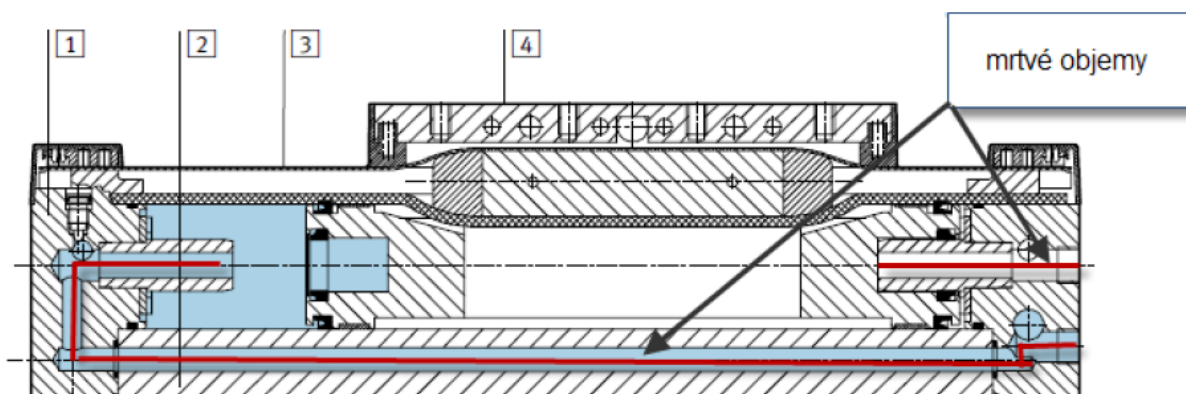


Obr. 6.2 Pracovní stanoviště pro sběr dat a řízení pneumatického servopohonu

Stěžejní část pohonu tvoří proporcionální ventil a lineární pohon, které proto budou popsány podrobněji.

6.1 Lineární pohon DGPL

Tento lineární pohon se vyznačuje nepřímým mechanickým spojením pístu s unašečem. V krajních polohách jsou vzduchové tlumiče, které zabraňují rázu. Nicméně vnější dorazy byly nastaveny tak, aby tento obtížně modelovatelný způsob tlumení nezkresloval výsledky.



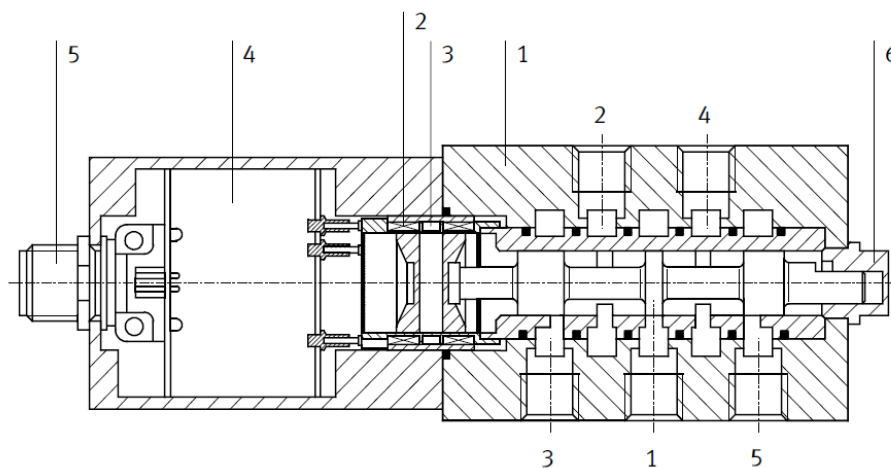
Obr. 6.3 Funkční řez lineárního pohonu DGPL [9]

- 1 víko
- 2 profil
- 3 krycí páska
- 4 unašeč

Při parametrizaci modelu byl zohledněn rozdíl mrtvých objemů u jednotlivých pracovních prostor. Dle dostupných informací má kanál v profilu u těchto pohonů průměr 6 – 8 mm.

6.2 Proporcionální ventil MPYE

Pro spojité řízení průtoku byl použit ventil FESTO MPYE-5-1_8-HF-010B MD07. Jedná se o přímo ovládaný proporcionální ventil, který obsahuje polohovací šoupátko. Převádí analogový vstupní signál na odpovídající průřez na výstupu. Jeho konstrukce je zřejmá z Obr. 6.4 a princip funkce z Obr. 6.5.

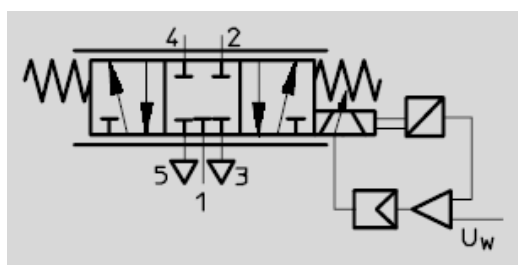


Obr. 6.4 Funkční řez proporcionálního ventilu MPYE [9]

- 1 těleso ventilu
- 2 kotva s pohonem
- 3 snímač
- 4 elektronika
- 5 konektor
- 6 krycí víčko

Vývody pro vzduch:

- 1 přívod stlačeného vzduchu
- 2 přívod do pracovního prostoru A
- 3 odvzdušnění pracovního prostoru A
- 4 přívod do pracovního prostoru B
- 5 odvzdušnění pracovního prostoru B

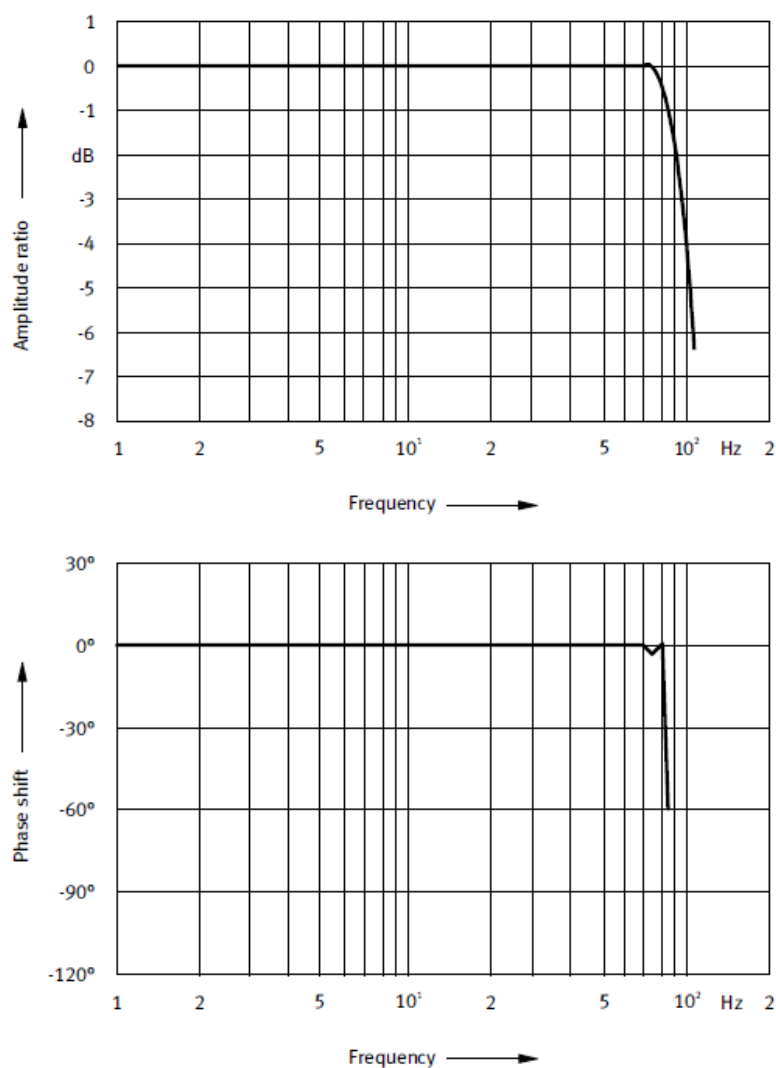


Obr. 6.5 Schématická značka proporcionálního ventilu MPYE [9]

Tento ventil se vyznačuje vysokou dynamikou a stabilitou, což dokládá frekvenční charakteristika (Bodeho diagram) na Obr. 6.6.

Horní graf znázorňuje závislost amplitudy $|F(j\omega)|$ (zesílení) na frekvenci. Osa frekvence je logaritmická, tedy platí, že $|F(j\omega)|_{dB} = 20 \log |F(j\omega)|$.

Dolní graf vyjadřuje závislost fázového posunu φ na frekvenci.

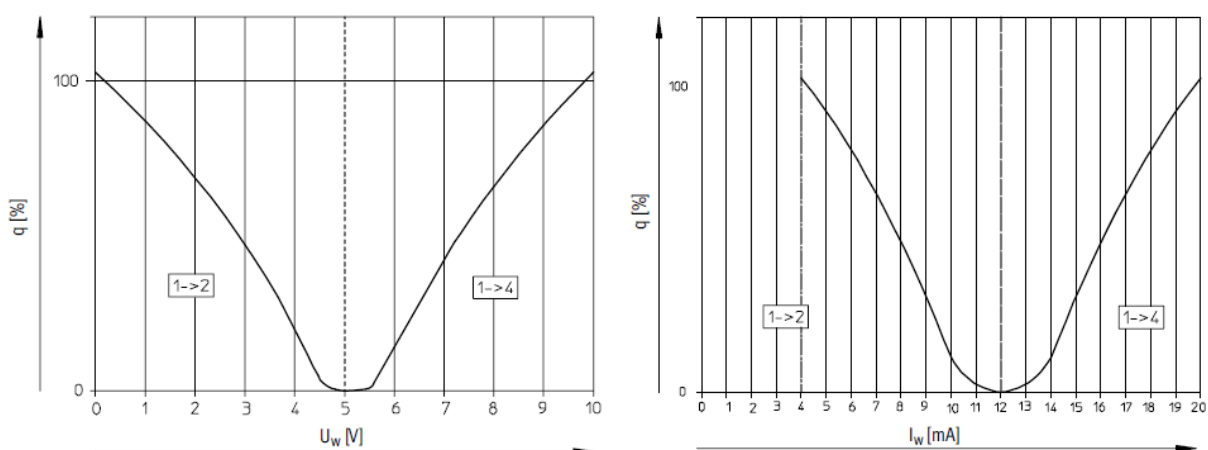


Obr. 6.6 Frekvenční charakteristika proporcionálního ventilu MPYE [9]

Pro účely modelování je tedy přípustné zanedbání dynamiky ventilu.

Průtokové vlastnosti se liší v závislosti na použití řídicího signálu. V našem případě se jedná ventil řízený napětovým signálem, který má podstatně horší charakteristiku, než ventil ovládaný proudovým signálem. Rozdíl je zřetelný z Obr. 6.7.

V modelu jsou uváženy mrtvé napětové zóny, které se vyskytují v blízkosti střední polohy ventilu. Nicméně vzhledem ke konstrukčním netěsnostem ani tyto přesně nereflktují průtok při otevírací fázi. Zakřivení charakteristiky se stoupajícím řídicím signálem zajišťují rovnice odvozené v kapitole 5.4.



Obr. 6.7 Průtoková charakteristika proporcionálního ventilu MPYE [9]

7 Identifikace

Před samotnou identifikací bylo nutné stanovit co největší množství parametrů pomocnými výpočty, které se opíraly o informace z datasheetů nebo jinak exaktně stanovitelné údaje. Jednalo se např. o stanovení hmotnosti pohyblivých částí pohonu nebo mrtvé objemy pracovních prostor. (vizte soubor *i01_start.m* v příloze ve složce *MATLAB*).

Sběr dat probíhal prostřednictvím DAQ karty firmy NI a programu LabVIEW. Obsah měření byl následně importován do prostředí MATLAB. Z dat byly získány počáteční podmínky (poloha pístu, počáteční tlaky a z nich vypočítány počáteční objemy a hmotnosti vzduchu v pracovních prostorech a hmotnosti). Vizte soubor *i01_start.m* v příloze ve složce *MATLAB*.

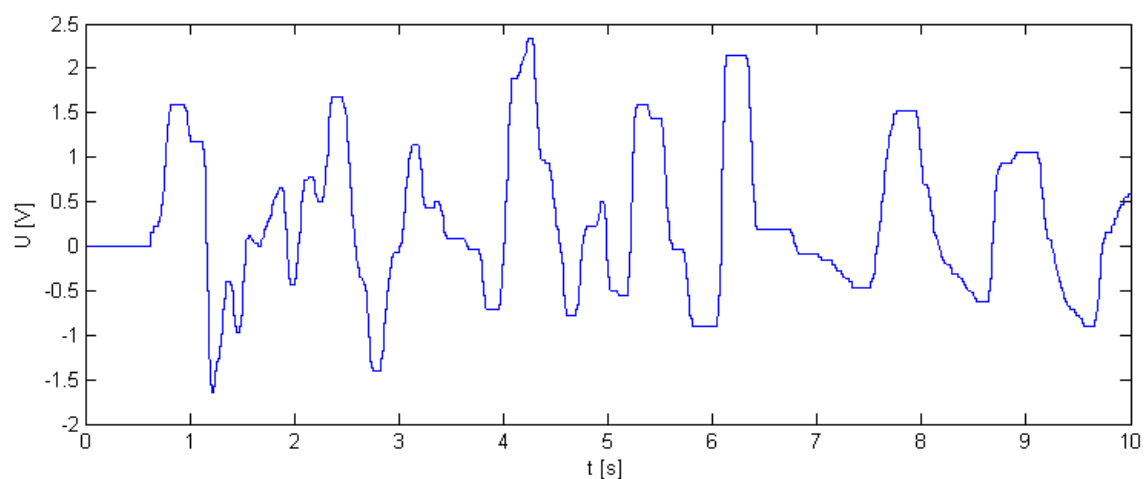
Následně proběhla parametrická identifikace počítačového modelu pomocí nástroje *Simulink Design Optimization*. Tato aplikace slouží k určení dynamických parametrů soustavy pomocí porovnávání výstupů modelu s výstupy reálné soustavy, což představují experimentálně získaná data. Aplikace iterační metodou koriguje na modelu vstupní parametry a konstanty, aby se model vytvořený v Simulinku co nejvíce podobal chování reálné soustavy (naměřeným datům).

Předmětem identifikace byly následující parametry:

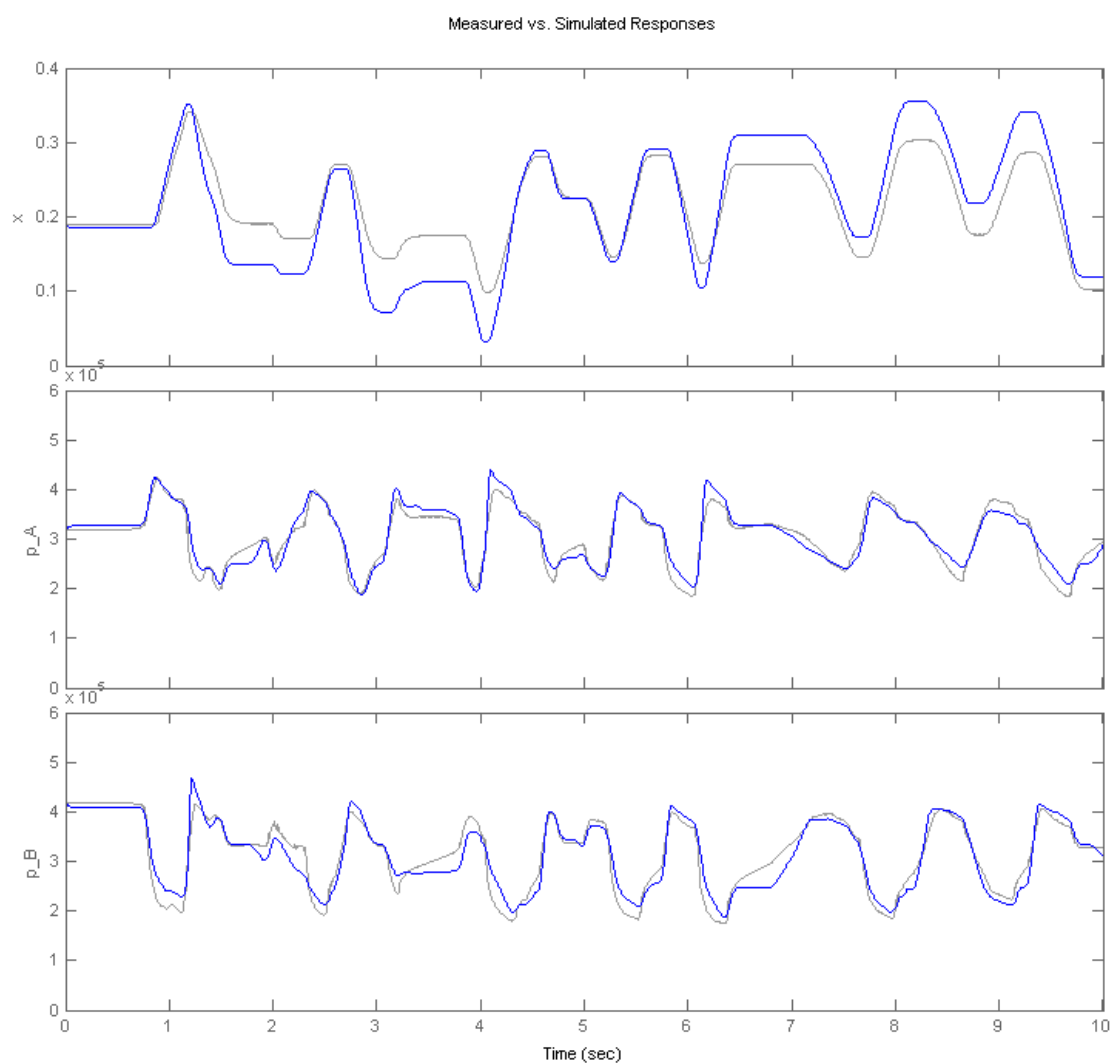
- průtokové součinitele ventil C_v
- mezní hodnota řídicího signálu, kdy se otevře ventil u_{min}
- statická třecí síla F_c
- součinitel viskózního tření C_v
- součinitel tření způsobeného rozdílem tlaků C_p

Výsledky si lze prohlédnout na Obr. 7.2. Tlaky odpovídají velice přesně, nicméně je zřetelný nesoulad poloh díky nedokonalému modelu tření.

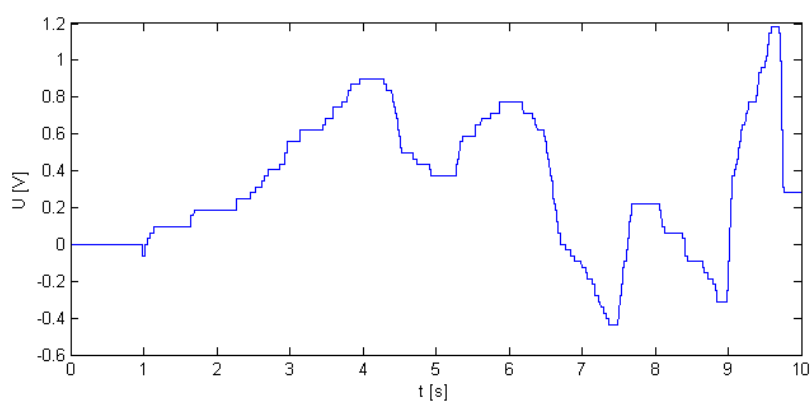
Dále výsledky pravděpodobně mohly zkreslovat další aspekty ovlivňující celkové chování systému. Jedná se hlavně o dodávku stlačeného vzduchu kompresorem o malé kapacitě. Regulator tlaku bohužel nebyl schopný trvale držet tlak přesně na výchozím tlaku 4 Bary (v absolutním měřítku 5 Baru). Dále systém postrádal odvlhčovač vzduchu. Proměnná vlhkost pracovního média tedy mohla zásadním způsobem ovlivňovat tření v pohonu.



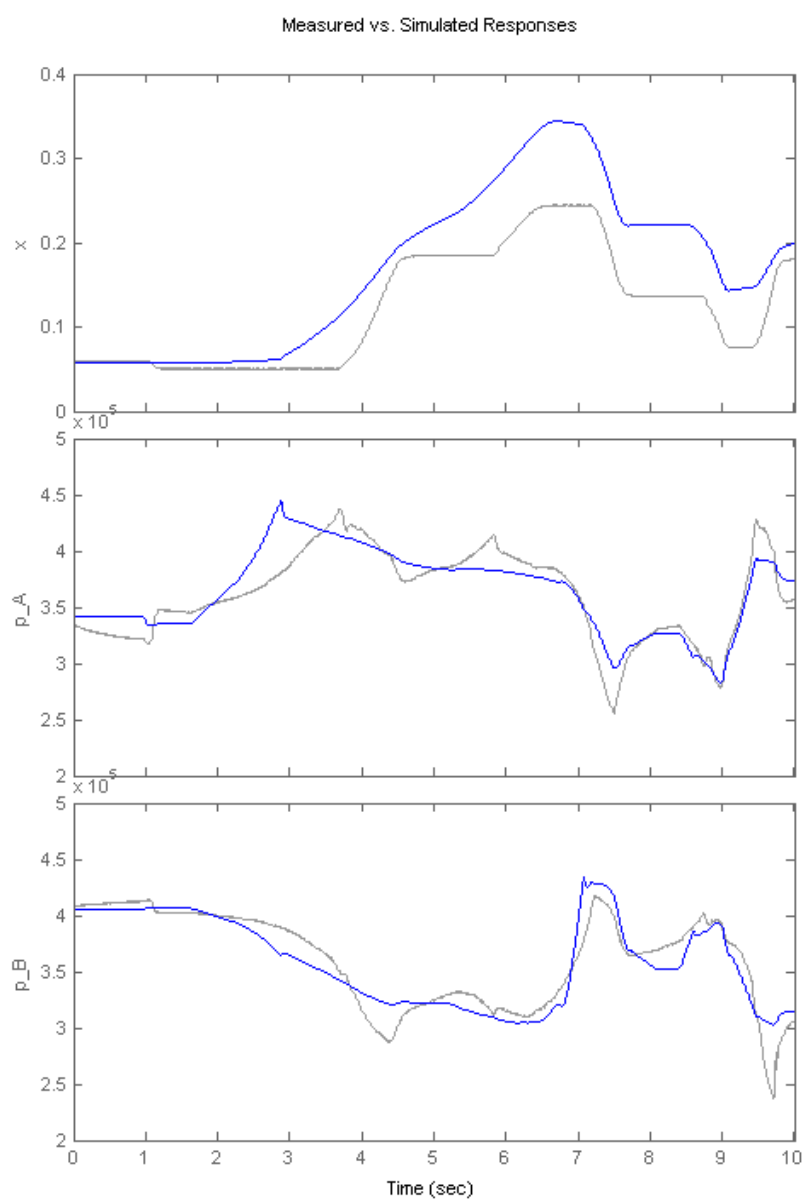
Obr. 7.1 Řídicí signál pro identifikaci



Obr. 7.2 Výsledky identifikace (šedě – naměřeno, modře – simulace)



Obr. 7.3 Řídicí signál pro verifikaci



Obr. 7.4 Výsledky verifikace (šedě – naměřeno, modře – simulace)

8 Řízení pneumatického pohonu

Zpětnovazební řízení pohonu bylo kompletně realizováno v prostředí LabVIEW.

Především šum snímače polohy by komplikoval návrh stavového regulátoru, kde je celkem potřebná rychlost ve stavovém vektoru. Signál by se musel filtrovat, čímž by došlo ke ztrátě dynamiky.

Dle rešerše a vzhledem k laboratorním podmínkám se tedy ukázal jako nejvhodnější algoritmus pro přesné řízení fuzzy regulátor. Nyní bude popsán jeho návrh.

8.1 Návrh fuzzy PID regulátoru

Fuzzy řízení patří mezi techniky tzv. měkkého programování. Řízení pomocí fuzzy regulátoru tvoří do jisté míry protipól algoritmům založeným na analytických modelech a deterministickým popisu.

Z těchto důvodů je tento typ regulátorů velice vhodný právě pro řízení pneumatických pohonů, u nichž je vytvoření uspokojivě přesného stavového modelu velice obtížné.

Pro návrh řízení byl zvolen systém typu Mamdani. Při tvorbě báze pravidel byla použita klasická koncepce typická pro PID regulátory.

Nyní zavedeme následující názvosloví:

w žádaná poloha

y skutečná poloha

e odchylka skutečné polohy od požadované, $e(k) = w - y(k)$

De ... změna odchylky, $De = \Delta e$, pak platí $\Delta e(k) = e(k)$

Ie součet odchylky $Ie = \delta e$, pak platí $\delta e(k) = \sum_{i=1}^k e(i)$

u výstupní napětí, $u(k)$

N negative (záporná hodnota)

P positive (kladná hodnota)

Z zero (nulová hodnota)

NL... negative large (záporná velká hodnota)

NS ... negative small (záporná malá hodnota)

PS.... positive small (kladná velká hodnota)

PL ... positive large (kladná velká hodnota)

Po zavedení názvosloví bylo možné sestavit bázi pravidel dle následující tabulky.

e De	NL	NS	Z	PS	PL
N	NL	NL	NS	Z	PS
Z	NL	NS	Z	PS	PL
P	NS	Z	PS	PL	PL

Tab. 8.1 Báze pravidel fuzzy PID regulátoru

pro **modrá pole** platí navíc podmínka **Ie = N**

pro **červená pole** platí navíc podmínka **Ie = P**

Následně byl použit editor pro implementaci sestavené báze do prostředí LabVIEW. Výsledná použitá báze je k dispozici v příloze ve složce *LabVIEW*, soubor *BazePID2.fs*. Jeho kompletní obsah je umístěn dále v textu:

Input variables

Name	Range	Number of membership functions
e	-10 to 10	5
De	-1 to 1	3
Ie	-10 to 10	2

Output variables

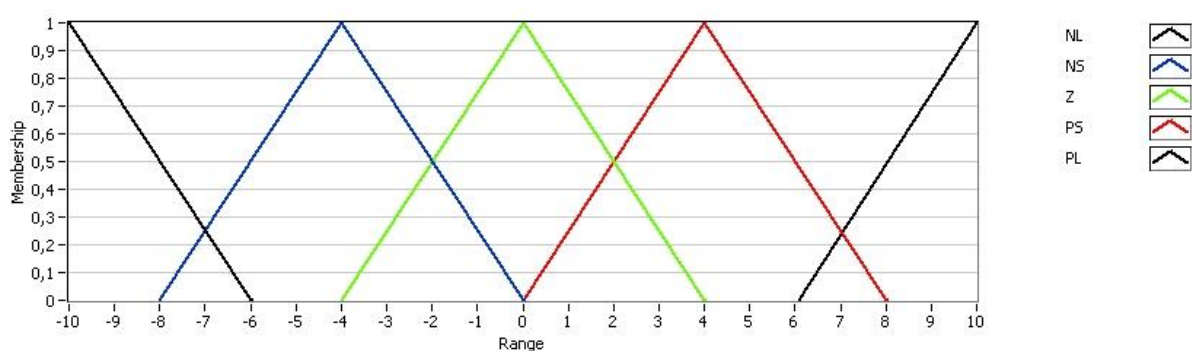
Name	Range	Number of membership functions
u	-5 to 5	5

Defuzzification method: Center of Area

Input membership functions

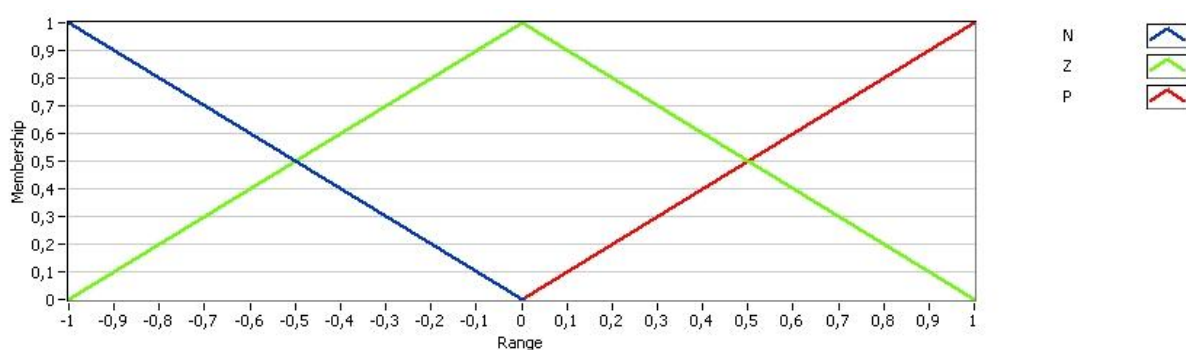
e

Membership function	Shape	Points
NL	Trapezoid	$-\infty ; -\infty ; -10 ; -6$
NS	Triangle	$-8 ; -4 ; 0$
Z	Triangle	$-4 ; 0 ; 4$
PS	Triangle	$0 ; 4 ; 8$
PL	Trapezoid	$6,09626 ; 10 ; \infty ; \infty$



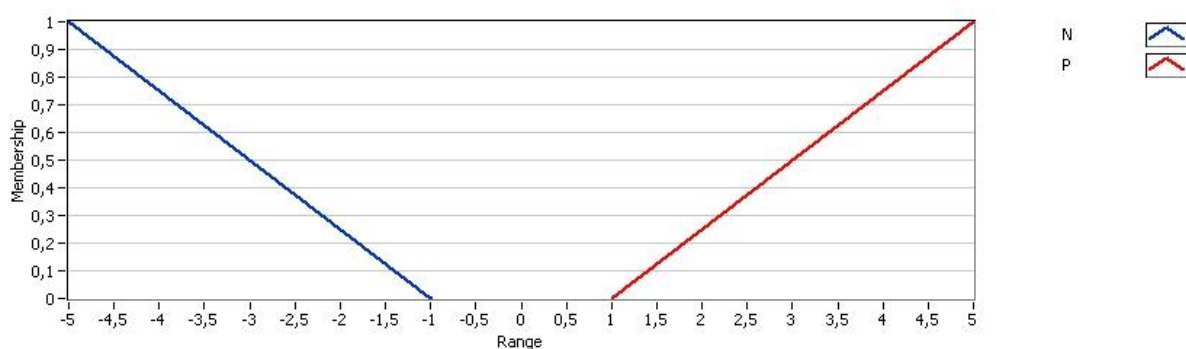
De

Membership function	Shape	Points
N	Trapezoid	$-\infty ; -\infty ; -1 ; 0$
Z	Triangle	$-1 ; 0 ; 1$
P	Trapezoid	$0 ; 1 ; \infty ; \infty$



le

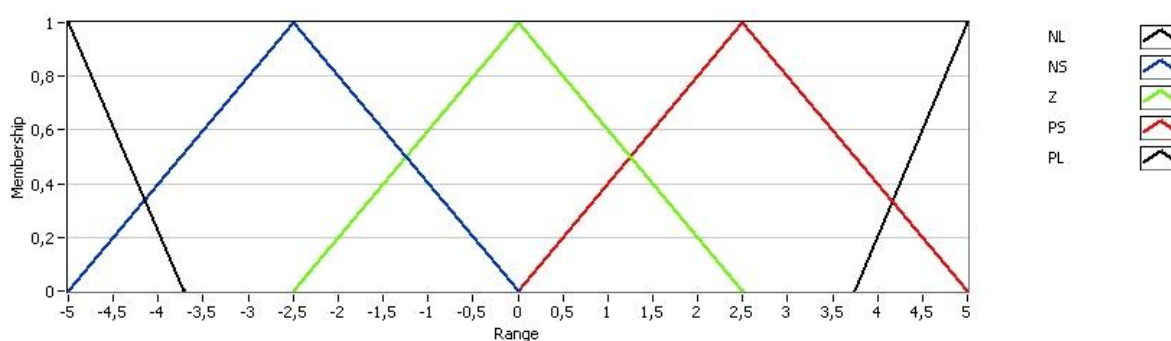
Membership function	Shape	Points
N	Trapezoid	$-\infty ; -\infty ; -5 ; -1$
P	Trapezoid	$1 ; 5 ; \infty ; \infty$



Output membership functions

u

Membership function	Shape	Points
NL	Trapezoid	$-\infty ; -\infty ; -5 ; -3,71658$
NS	Triangle	$-5 ; -2,5 ; 0$
Z	Triangle	$-2,5 ; 0 ; 2,5$
PS	Triangle	$0 ; 2,5 ; 5$
PL	Trapezoid	$3,74332 ; 5 ; \infty ; \infty$



Rules

1. IF 'e' IS 'NL' AND 'De' IS 'N' AND 'le' IS 'N' THEN 'u' IS 'NL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

2. IF 'e' IS 'NS' AND 'De' IS 'N' AND 'le' IS 'N' THEN 'u' IS 'NL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

3. IF 'e' IS 'Z' AND 'De' IS 'N' THEN 'u' IS 'NS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

4. IF 'e' IS 'PS' AND 'De' IS 'N' THEN 'u' IS 'Z'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

5. IF 'e' IS 'PL' AND 'De' IS 'N' THEN 'u' IS 'PS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

6. IF 'e' IS 'NL' AND 'De' IS 'Z' AND 'le' IS 'N' THEN 'u' IS 'NL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

7. IF 'e' IS 'NS' AND 'De' IS 'Z' AND 'le' IS 'N' THEN 'u' IS 'NS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

8. IF 'e' IS 'Z' AND 'De' IS 'Z' THEN 'u' IS 'Z'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

9. IF 'e' IS 'PS' AND 'De' IS 'Z' AND 'le' IS 'P' THEN 'u' IS 'PS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

10. IF 'e' IS 'PL' AND 'De' IS 'Z' AND 'le' IS 'P' THEN 'u' IS 'PL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

11. IF 'e' IS 'NL' AND 'De' IS 'P' THEN 'u' IS 'NS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

12. IF 'e' IS 'NS' AND 'De' IS 'P' THEN 'u' IS 'Z'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

13. IF 'e' IS 'Z' AND 'De' IS 'P' THEN 'u' IS 'PS'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

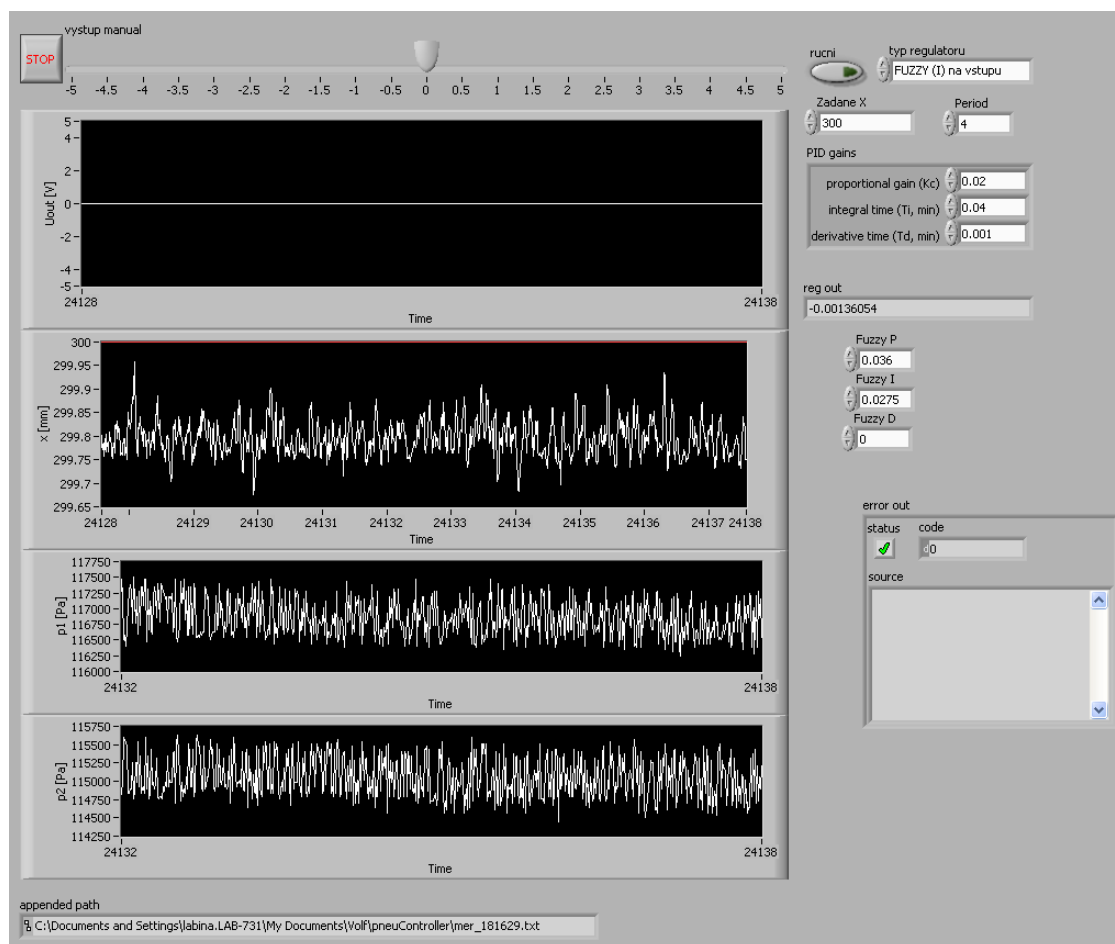
14. IF 'e' IS 'PS' AND 'De' IS 'P' AND 'le' IS 'P' THEN 'u' IS 'PL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

15. IF 'e' IS 'PL' AND 'De' IS 'P' AND 'le' IS 'P' THEN 'u' IS 'PL'
connective: AND (Minimum) ; implication: Minimum ; degree of support: 1,00

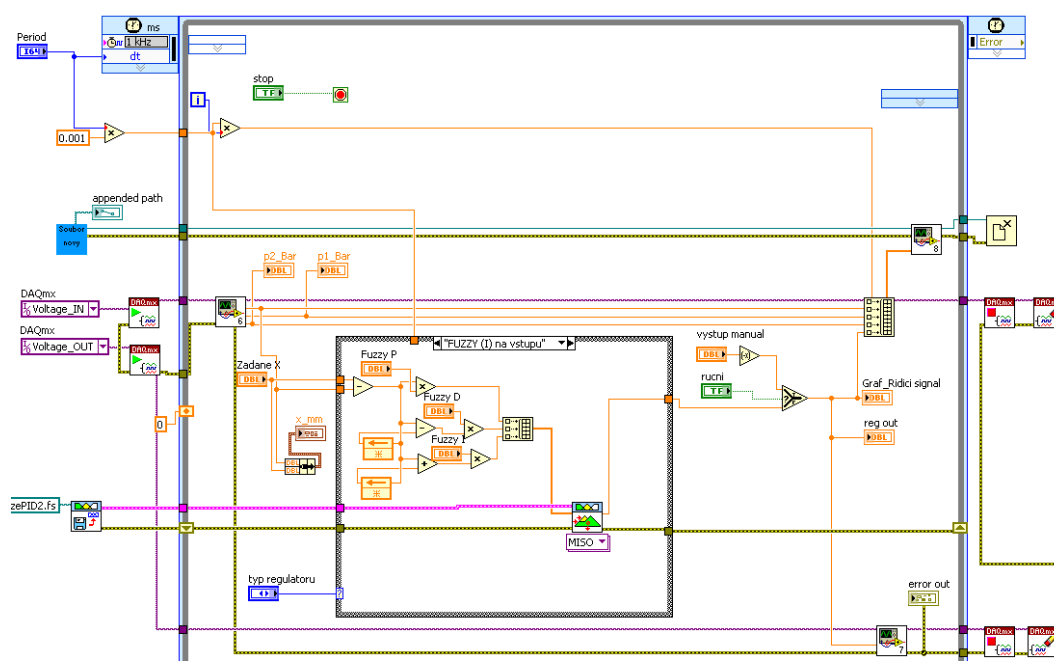
8.2 Implementace fuzzy regulátoru do LabVIEW

Fuzzy regulátor byl prostřednictvím programu LabVIEW zapojen do zpětné vazby řízení pneumatického pohonu.

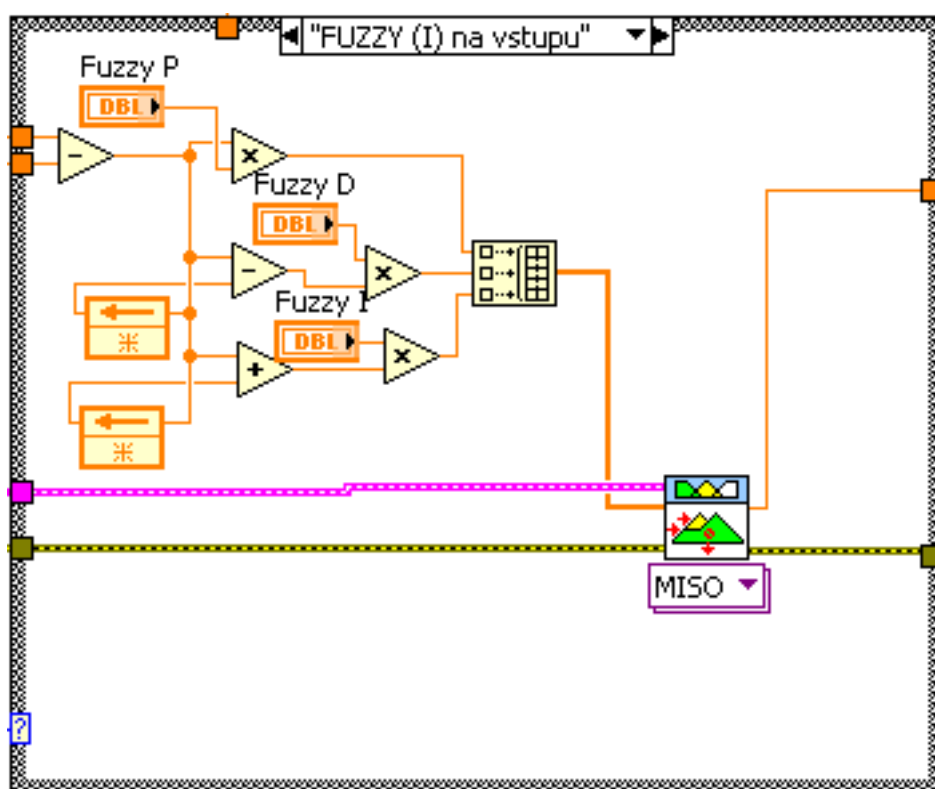
Pracovní prostředí je ukázané na Obr. 8.1 a Obr. 8.2. Detail fuzzy regulátoru na Obr. 8.3.



Obr. 8.1 Čelní panel v prostředí LabVIEW



Obr. 8.2 Blokový diagram v prostředí LabVIEW



Obr. 8.3 Detail blokového diagramu fuzzy regulátoru

8.3 Vyhodnocení přesnosti a porovnání s konvenčním PID

Ladění regulátoru bylo zaměřeno na přejezd mezi polohami vzdálenými přibližně 100mm s ohledem na to, aby nedocházelo ke zpětnému pohybu v případě překmitu. To vše s co největší přesností.

Nastavováním zesílení jednotlivých složek fuzzy regulátoru se podařilo docílit opakovatelné maximální odchylky $\pm 1\text{mm}$ za předpokladu vypnutého kompresoru. V případě, že běžel kompresor, tak se rozptyl odchylky zhoršil na $\pm 1,5\text{mm}$.

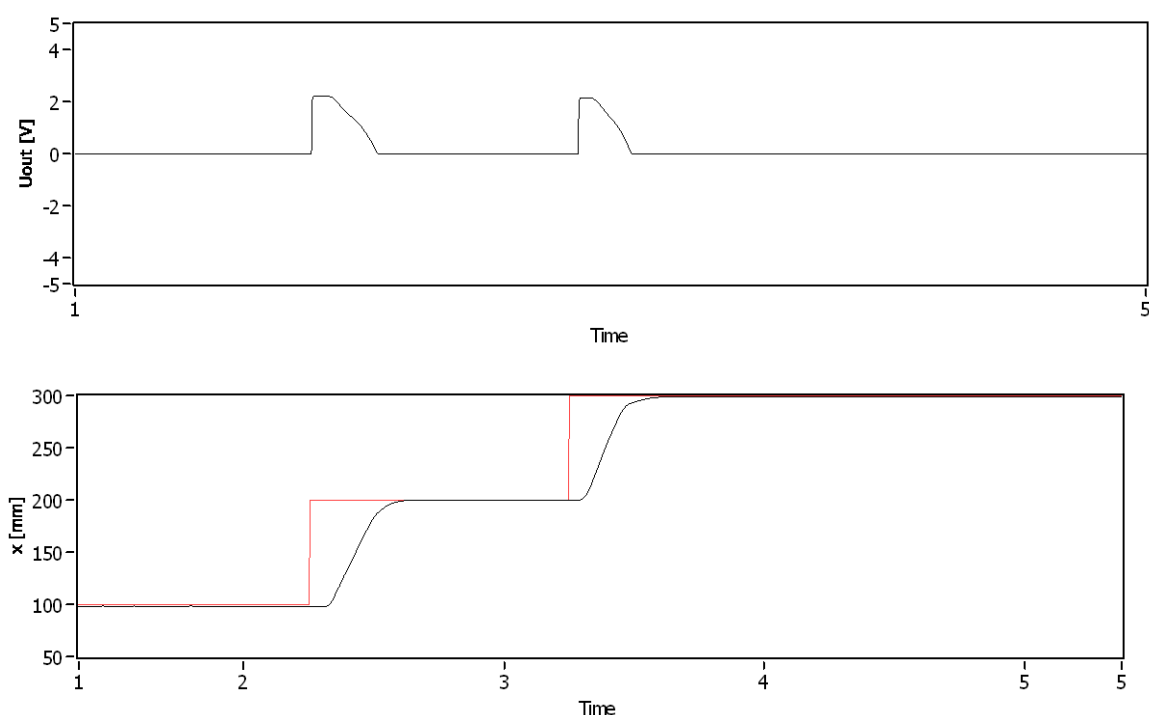
Derivační složka byla stažena na minimum, konkrétní hodnoty zesílení proporcionální (K_P) a integrační (K_I) složky pak při periodě vzorkování 0,004s činily:

$$K_P = 0,035$$

$$K_I = 0,0275$$

S přihlédnutím k podmínkám, které byly v laboratoři, především se jednalo o zhoršenou kvalitu dodávaného stlačeného vzduchu a šum snímače polohy, lze dosažený výslednou přesnost považovat za uspokojivou.

Průběh polohování ukazuje Obr. 8.4.



Obr. 8.4 Průběh řídicího signálu fuzzy regulátoru a změny polohy pohonu

V případě konvenčního PID regulátoru byla též vypuštěna derivační složka. Proporcionální (K_P) a integrační (K_I) zesílení byly při periodě 0,004s nastaveny na následující hodnoty:

$$K_P = 0,018$$

$$T_I = 0,1$$

Takto se podařilo dosáhnout přesnosti polohování mírně pod rozsah $\pm 3\text{mm}$. Je tedy zřejmé, že fuzzy regulátor je pro danou úlohu výhodnější a s jeho pomocí lze snáze dosáhnout přesnějšího polohování.

9 Závěr

Na začátku této práce bylo uvedeno stručné shrnutí současné úlohy pneumatických pohonů v průmyslové praxi. Dále byla provedena rozsáhlá rešerše v oblasti modelování a řízení pneumatických pohonů, která nastínila možné postupy při budoucím modelování a návrhu řízení.

Byl uveden základní přehled termodynamických zákonů, který později umožnil sestavení počítačového modelu pneumatického modelu v programu MATLAB Simulink. V něm byly zahrnuty jevy, jako průtok vzduchu přes ventil, expanze stlačeného vzduchu do pracovního prostoru, teplotní model pracovního prostoru, mechanická omezení v podobě dorazů a model tření vhodný pro identifikaci.

Při následné identifikaci termodynamická část modelu vykazovala velice přesné výsledky, nicméně mechanická část se díky nedokonalému modelu tření od reality odlišovala více. Bylo zjištěno, že sestavení uspokojivého modelu tření by bylo vysoce náročné především z experimentálního hlediska. Vzhledem k omezeným laboratorním podmínkám a časovým možnostem tudíž nebylo možné jev tření dokonale ošetřit.

V části zabývající se řízením byla na základě rešeršní studie a vzhledem ke kvalitě signálu snímače polohy zvolena jako nejvhodnější varianta fuzzy regulátor, který ve většině prací vykazoval velice dobré výsledky. Regulátor byl laděn na přejezdy mezi místy vzdálenými 100mm a dosahovaná přesnost za předpokladu stabilního zdroje stlačeného vzduchu byla pod $\pm 1\text{mm}$, což lze vzhledem k laboratorním podmínkám považovat za obstojné. Výsledky pak byly porovnány s konvenčním PID regulátorem, který se podařilo nastavit na přesnost $\pm 3\text{mm}$, což přibližně odpovídá obecným poznatkům, že bez použití sofistikovanějších metod řízení lze u pneumatických pohonů dosáhnout přesnosti odpovídající 1% vzhledem k délce pohonu.

Materiální náklady na pohon, který byl předmětem experimentu, tedy i s proporcionálním ventilem a snímačem polohy, nepřesahují hodnotu 50 000,- Kč. V kombinaci s řídicím systémem obsahujícím např. mikrokontroler Motorola 68HC12, který lze programovat pro účely fuzzy regulace, může takovýto polohovací systém představovat alternativu mezi pneumatickými aktuátory s průměrnou přesností a elektrickými lineárními pohony.

10 Reference

- [1] NEVRLÝ, J. *Modelování pneumatických systémů*. Brno: CERN, 2003.
- [2] BEATER, P. *Pneumatic Drives – System Design, Modelling and Control*. [Online]. Springer, 2007. [Citace: 2010-03-15] <<http://www.springerlink.com/content/978-3-540-69470-0>>.
- [3] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999.
- [4] NOSKIEVIČ, P.; JÁNIŠ, P. *Simulace a řízení pneumatického servopohonu pomocí programu Matlab - Simulink*. [Online]. 2004-10-29 [Citace: 2010-04-05]. <http://dsp.vscht.cz/konference_matlab/matlab04/noskievic.pdf>.
- [5] KOPÁČEK, J.; ŽÁČEK M. *Pneumatická zařízení strojů*. [Online]. 2004-10-29 [Citace: 2010-04-05]. <http://dsp.vscht.cz/konference_matlab/matlab04/noskievic.pdf>.
- [6] VEPŘEK, J. *Návrh Stribeckových ploch u přímočarých pneumotorů*. Brno: VUT, 2003.
- [7] SMC INDUSTRIAL AUTOMATION CZ S.R.O. (KOLEKTIV AUTORŮ) *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. 2.vydání. Brno, 2007.
- [8] SMC INDUSTRIAL AUTOMATION CZ S.R.O. (KOLEKTIV AUTORŮ) *Školící a výukové systémy*. [Online]. 2007-03-31 [Citace: 2010-04-05]. Brno, 2007. <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/catalog.asp?catalog=795>
- [9] FESTO, S.R.O. *Oficiální stránky firmy* < <http://www.festo.com> >.
- [10] SKALICKÝ, J. *Teorie řízení*. 2.vydání. Brno: VUT, 2002.
- [11] SKALICKÝ, J. *Elektrické regulované pohony*. Brno: VUT, 2007.
- [12] SKALICKÝ, J. *Stavové řízení elektrických pohonů*. Brno: VUT, 2009.
- [13] GREPL, R. A KOL. *Mechatronika – vybrané problémy*. [Online]. Brno: VUT, 2008. [Citace: 2010-04-05]. <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/mechlab/publikace/mechatronika-vybrane-problemy>>.
- [14] GREPL, R. *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. Praha: BEN, 2007. 145 s.
- [15] KLUSÁČEK, O. *Modelování, identifikace a řízení rotačního kyvadla*. [Online]. Brno: VUT, 2009. [Citace: 2010-04-05] <https://www.vutbr.cz/index.php?gm=gm_prohlizeni_zp&ak_rok=2008&kl_slova=1&te xt=inverzn%C3%AD&pz=9&zp_id=20466&lang=0>.
- [16] SITTEK D. *Mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika. MM Průmyslové spektrum 11/2008*. [Online]. s. 76. 2008.11-19 [Citace: 2010-04-10]. <<http://www.mmspektrum.com/clanek/mezinarodni-konference-hydraulika-a-pneumatika>>.

-
- [17] ŠTECHA, J.; HAVLENA V. *Teorie dynamických systémů*. [Online]. Praha: ČVUT, 2005. [Citace: 2010-04-05]. <<http://dce.felk.cvut.cz/tds/ots.pdf>>.
- [18] ŠPRDLÍK, O. *Stránky předmětů Katedry řídicí techniky FEL ČVUT*. [Online]. [Citace: 2010-04-10]. <<http://support.dce.felk.cvut.cz/e-kurzy/>>.
- [19] KUPKA, L. *Aktivní vibroizolační systém sedadla řidiče*. [Online]. TU v Liberci, 2008. [Citace: 2010-04-10]. <http://www.fm.tul.cz/files/autoreferat_kupka.pdf>.
- [20] RAJENDRAN, S.; BOLTON, R. W. Position Control of a Servopneumatic Actuator using Fuzzy Compensation. *American Society for Engineering Education Annual Conference & Exposition 2003*. [Online]. Session 1448 [Citace: 2010-04-10]. <http://www.ni.com/pdf/academic/us/journals/Position_Control_of_servo.pdf>.
- [21] H. SCHULTE, H. HAHN. Fuzzy state feedback gain scheduling control of servo-pneumatic actuators. *Control Engineering Practice* 12. [Online]. May 2004, Pages 639-650 [Citace: 2010-04-10]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00148-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00148-5)>.
- [22] LIN-CHEN, Y.Y.; WANG, J.; WU, Q.H. A software tool development for pneumatic actuator system simulation and design. *Computers in Industry* 51. [Online]. May 2003. Pages 73-88 [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00148-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00148-5)>.
- [23] KELLER, H.; ISERMANN, R. Model-based non-linear adaptive control of a pneumatic actuator. *Control Engineering Practice* [Online]. Volume 1, Practice 3, Pages 505-511, 1993, [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/0967-0661\(93\)91888-4](http://dx.doi.org/10.1016/0967-0661(93)91888-4)>.
- [24] CHEN, C.L.; CHEN, P.C.; CHEN, C.K. A pneumatic model-following control system using a fuzzy adaptive controller. *Automatica* 29. [Online]. 1993, Pages 1101-1105 [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098\(93\)90109-7](http://dx.doi.org/10.1016/0005-1098(93)90109-7)>.
- [25] J. WANG, J. PU, P.R. MOORE, A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice* 7. [Online]. Volume 7, Issue 12, December 1999, Pages 1483-1488 [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(99\)00115-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(99)00115-X)>.
- [26] J. WANG, J. PU, P.R. MOORE, Accurate position control of servo pneumatic actuator systems: an application to food packaging. *Control Engineering Practice* 7. [Online]. Volume 7, Issue 6, June 1999, Pages 699-706 [Citace: 2010-04-05]. <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(99\)00031-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(99)00031-3)>.
- [27] K. HAMITI, A. VODA-BESANÇON, H. ROUX-BUISSON. Position control of a pneumatic actuator under the influence of stiction. *Control Engineering Practice* 4. [Online]. August 1996, Pages 1079-1088 [Citace: 2010-04-10]. <[http://dx.doi.org/10.1016/0967-0661\(96\)00106-2](http://dx.doi.org/10.1016/0967-0661(96)00106-2)>.
- [28] MAO-HSIUNG CHIANG, CHUNG-CHIEH CHEN, TAN-NI TSOU. Large stroke and high precision pneumatic-piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control. *Mechatronics, Volume 15*. [Online]. Issue 5, June 2005, Pages 523-545 [Citace: 2010-04-10]. <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2004.11.003>>.
-

-
- [29] **M. BRIAN THOMAS, GARY P. MAUL, ENRICO JAYAWIYANT.** A novel, low-cost pneumatic positioning system. *Journal of Manufacturing Systems, Volume 24*. [Online]. Issue 4, 2005, Pages 377-387 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0278-6125\(05\)80021-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0278-6125(05)80021-4)>.
- [30] **K. AHN, S. YOKOTA.** Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves. *Mechatronics, Volume 15*. [Online]. Issue 6, July 2005, Pages 683-702 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2005.01.001>>.
- [31] **K. KHAYATI, P. BIGRAS, L.-A. DESSAINT.** LuGre model-based friction compensation and positioning control for a pneumatic actuator using multi-objective output-feedback control via LMI optimization. *Mechatronics, Volume 19* [Online]. Issue 4, June 2009, Pages 535-547 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.12.006>>.
- [32] **YUNG-TIEN LIU, CHIA-CHI JIANG.** Pneumatic actuating device with nanopositioning ability utilizing PZT impact force coupled with differential pressure. *Precision Engineering, Volume 31* [Online]. Issue 3, July 2007, Pages 293-303 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2007.01.004>>.
- [33] **FULIN XIANG, JAN WIKANDER.** Block-oriented approximate feedback linearization for control of pneumatic actuator system. *Control Engineering Practice, Volume 12* [Online]. Issue 4, April 2004, Pages 387-399 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(03\)00104-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(03)00104-7)>.
- [34] **M. YU. RACHKOV, M. CRISÓSTOMO, L. MARQUES, A. T. DE ALMEIDA.** Positional control of pneumatic manipulators for construction tasks. *Automation in Construction, Volume 11* [Online]. Issue 6, October 2002, Pages 655-665 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0926-5805\(02\)00007-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0926-5805(02)00007-9)>.
- [35] **XUE-SONG WANG, YU-HU CHENG, GUANG-ZHENG PENG.** Modeling and self-tuning pressure regulator design for pneumatic-pressure-load systems. *Control Engineering Practice, Volume 15* [Online]. Issue 9, September 2007, Pages 1161-1168 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2007.02.001>>.
- [36] **J. WANG, D.J.D. WANG, P.R. MOORE, J. PU.** Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems. *IEE Proc., Control Theory Appl. Volume 148* [Online]. January 2001 -- Volume 148, Issue 1, p.35-42 [Citace: 2010-04-20] <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=00913064>>.
- [37] **J. WANG J.D. WANG N. DAW Q.H. WU.** Identification of pneumatic cylinder friction parameters using genetic algorithms. *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on* [Online]. Volume: 9 Issue: 1, March 2004, p. 100-107 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2004.823883>>.
- [38] **LEE, H. K., CHOI, G. S., & CHOI, G. H..** A study on tracking position control of pneumatic actuators. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 12* [Online]. 2002, p. 813-831 [Citace: 2010-04-20] <[http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158\(01\)00024-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0957-4158(01)00024-1)>.
- [39] **YONG YIN; J. WANG.** A nonlinear feedback tracking control for pneumatic cylinders and experiment study. *American Control Conference, 2009. ACC '09* [Online]. 2002, p. 3476-3481 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1109/ACC.2009.5160340>>.
-

-
- [40] **K. KAWASHIMA, T. ARAI, K. TADANO, T. FUJITA, T. KAGAWA** Development of coarse/fine dual stage using pneumatically driven bellows actuator and cylinder with air bearings. *Precision Engineering, Volume 34* [Online]. July 2010, Pages 526-533 [Citace: 2010-04-25] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.precisioneng.2010.02.005>>.
- [41] **F. NAJAFI, M. FATHI, M. SAADAT** Dynamic modelling of servo pneumatic actuators with cushioning. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Volume 42* [Online]. , June, 2009, p. 757-765 [Citace: 2010-04-20] <<http://www.springerlink.com/content/x2682550u1p34t62/>>.
- [42] **N. A. DAW, J. WANG , Q. H. WU, J. CHEN, Y. ZHAO** Parameter identification for nonlinear pneumatic cylinder actuators. *Lecture Notes in Control and Information Sciences* [Online]. Volume 281/2003, p. 77-88 [Citace: 2010-04-20] <<http://www.springerlink.com/content/q67cx2wblbb75x9h/>>.
- [43] **A. SALEEM, S. ABDRAHBO, T. TUTUNJI** On-line identification and control of pneumatic servo drives via a mixed-reality. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [Online]. Volume 40, p. 5-6 / January, 2009 [Citace: 2010-04-20] <<http://www.springerlink.com/content/p7247336m0w2077n/>>.
- [44] **NOURI, B.M.Y.; AL-BENDER, F.; SWEVERS, J.; VANHEREK, P.; VAN BRUSSEL, H.** Modelling a pneumatic servo positioning system with friction. *American Control Conference, 2000. Proceedings of the 2000* [Online]. p. 1067 - 1071 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1109/ACC.2000.876664>>.
- [45] **J.R. MOVELLAN.** *Pneumatic Cylinder Model* [Online]. November 1, 2009 [Citace: 2010-04-20] <<http://mplab.ucsd.edu/tutorials/Pneumatics.pdf>>.
- [46] **J. E. TAKOSOGLU, R. F. DINDORF, P. A. LASKI** Rapid prototyping of fuzzy controller pneumatic servo-system. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [Online]. Volume 40, Numbers 3-4 / January, 2009, p. 349-361 [Citace: 2010-04-20] <<http://www.springerlink.com/content/dt401765x07r6367/>>.
- [47] **BLAGOJEVIĆ, V; STOJILJKOVIĆ, M** Mathematical and Simulink Model of the Pneumatic System with Bridging of the Dual Action Cylinder Chambers. *Mechanical Engineering* [Online]. Vol. 5, No 1, 2007, p. 23 - 31 [Citace: 2010-04-20] <<http://facta.junis.ni.ac.rs/me/me2007/me2007-03.pdf>>.
- [48] **M. TAGHIZADEHA, B. A. GHAFARIA, F. NAJAFI** Improving dynamic performances of PWM-driven servo-pneumatic systems via a novel pneumatic circuit. *ISA Transactions* 48 [Online]. 2009 512-518 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.isatra.2009.05.001>>.
- [49] **D.N. DIHOVICNI, M. MEDENICA.** Simulation, Analyze and Program Support for Pneumatic Cylinder System. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2009* [Online]. Vol I, WCE 2009, July 1 - 3, 2009, London, U.K. [Citace: 2010-04-20] <http://www.iaeng.org/publication/WCE2009/WCE2009_pp149-152.pdf>.
- [50] **A.J. NIETO, A.L. MORALES, GONZÁLEZA, J.M. CHICHARRO, P. PINTADOA** An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization. *Journal of Sound and Vibration* [Online]. Volume 313, Issues 1-2, 3 June 2008, Pages 290-307 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2007.11.027>>.
-

- [51] **ESCHMANN, R.** Reibkräfte an Pneumatikdichtungen Proc 10. *Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*. 1992, Aachen, pp 49–69.
- [52] **M. A. A. SHOUKAT CHOUDHURYA, N. F. THORNHILLB AND S. L. SHAH.** Modelling valve stiction. *Control Engineering Practice* 13 [Online]. Issue 5, May 2005, Pages 641-658 [Citace: 2010-04-20] <<http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2004.05.005>>.
- [53] **BRATKOVÁ, E. (ZPRAC.).** *Metody citování literatury a strukturování bibliografických záznamů podle mezinárodních norem ISO 690 a ISO 690-2 : metodický materiál pro autory vysokoškolských kvalifikačních prací.* [Online]. Verze 2.0, aktualiz. a rozšíř. Praha : Odborná komise pro otázky elektronického zpřístupňování vysokoškolských kvalifikačních prací, Asociace knihoven vysokých škol ČR, 2008-12-22 [2008-12-30]. 60 s. (PDF). [Citace: 2010-04-05]. <<http://www.evskp.cz/SD/4c.pdf>>.
- [54] **BERÁNEK, Z.** *Bibliografické citace podle normy ČSN ISO 690.* [online]. 8.4.2002. [Citace: 2010-04-05]. <<http://www.vutium.vutbr.cz/proautory/citace.doc>>.
- [55] **GREPL, R.** *Jak psát závěrečnou práci.* [Online]. Brno, 2005. [Citace: 2010-04-05]. <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/mechlab/ruzne/latex/Grepl-2005-Jak-psat-zaverecnou-praci-DPS.pdf>>.

11 Seznam obrázků a tabulek

11.1 Seznam obrázků

Obr. 4.1 Výtok plynu z uzavřené nádoby.....	26
Obr. 4.2 Výtokový součinitel $\Psi(\beta)$ pro vzduch	28
Obr. 5.1 Lineární pohon s pístnicí	31
Obr. 5.2 Lineární bezpístnicový pohon	31
Obr. 5.3 Model pohybové rovnice.....	32
Obr. 5.4 Model pevných dorazů a tlumičů	33
Obr. 5.5 Model tření návrhem Stribeckových ploch [6]	34
Obr. 5.6 Model tření v pneumatickém pohonu dle Eschmanna [2]	34
Obr. 5.7 Závislost tření na poměru tlaků dle Eschmanna [2].....	35
Obr. 5.8 Model tření dle Ballarda v Simulinku	35
Obr. 5.9 Model tření dle Ballarda pro identifikaci v Simulink Design Optimization	36
Obr. 5.10 Schéma plnění a odvzdušnění pracovního prostoru.....	39
Obr. 5.11 Model výpočtu změny tlaku v pracovních prostorech	40
Obr. 5.12 Model výpočtu teploty v pracovním prostoru A	41
Obr. 5.13 Model ventilu a přepočet skutečného řídicího signálu.....	45
Obr. 5.14 Kompletní model pneumatického pohonu	46
Obr. 6.1 Laboratorní stand s pneumatickým servopohonem.....	47
Obr. 6.2 Pracovní stanoviště pro sběr dat a řízení pneumatického servopohonu.....	48
Obr. 6.3 Funkční řez lineárního pohonu DGPL [9]	48
Obr. 6.4 Funkční řez proporcionálního ventilu MPYE [9]	49
Obr. 6.5 Schématická značka proporcionálního ventilu MPYE [9].....	50
Obr. 6.6 Frekvenční charakteristika proporcionálního ventilu MPYE [9].....	50
Obr. 6.7 Průtoková charakteristika proporcionálního ventilu MPYE [9]	51
Obr. 7.1 Řídicí signál pro identifikaci	53

Obr. 7.2 Výsledky identifikace (šedě – naměřeno, modře – simulace).....	53
Obr. 7.3 Řídicí signál pro verifikaci	54
Obr. 7.4 Výsledky verifikace (šedě – naměřeno, modře – simulace)	54
Obr. 8.1 Čelní panel v prostředí LabVIEW	60
Obr. 8.2 Blokový diagram v prostředí LabVIEW	61
Obr. 8.3 Detail blokového diagramu fuzzy regulátoru.....	61
Obr. 8.4 Průběh řídicího signálu fuzzy regulátoru a změny polohy pohonu.....	62

11.2 Seznam tabulek

Tab. 8.1 Báze pravidel fuzzy PID regulátoru	56
--	----

12 Přílohy

Přílohu tvoří CD **VOLF, M. Přesné polohování pneumatických pohonů**, které obsahuje následující materiály:

- elektronická verze této práce
- složka Datasheets – datasheety komponent laboratorního stanoviště
- složka LabVIEW – soubory pro práci s programem LabVIEW
- složka MATLAB – soubory pro práci s programem MATLAB