TECHNICKÁ UNIVERZITA V KOŠICIACH

FAKULTA VÝROBNÝCH TECHNOLÓGIÍ SO SÍDLOM V PREŠOVE

Pneumatické umelé svaly: modelovanie, simulácia, riadenie

Ján PITEĽ

Milan BALARA

Alexander HOŠOVSKÝ

Mária TÓTHOVÁ

2015

Táto publikácia vznikla za finančnej podpory Európskeho fondu regionálneho rozvoja v rámci Operačného programu **VÝSKUM A VÝVOJ**

Prioritná os 2	Podpora výskumu a vývoja
Opatrenie 2.2	Prenos poznatkov a technológií získaných výskumom a vývojom do praxe
Názov projektu	**Výskum a vývoj inteligentných nekonvenčných aktuátorov na báze umelých svalov**
ITMS projektu	**26220220103**

Názov:	Pneumatické umelé svaly: modelovanie, simulácia, riadenie
Autori:	doc. Ing. Ján Piteľ, PhD., doc. Ing. Milan Balara, PhD., doc. Ing. Alexander Hošovský, PhD., Ing. Mária Tóthová, PhD.
Recenzia:	prof. Ing. Dagmar Janáčová, CSc., doc. Ing. Pavol Božek, CSc., doc. Ing. Ondrej Líška, CSc.
Vydavateľ:	Technická univerzita v Košiciach
Rok:	2015
Vydanie:	prvé
Náklad:	100 ks
Rozsah:	275 str.

ISBN 978-80-553-2164-6

Rukopis neprešiel jazykovou úpravou.
Za odbornú a obsahovú stránku zodpovedajú autori.

Predslov

Manipulačné zariadenia používané v súčasnosti vo výrobných aj nevýrobných procesoch sú poháňané najmä klasickými pohonmi, a to elektrickými, pneumatickými a hydraulickými, alebo v niektorých prípadoch aj ich kombináciou. Použitím týchto pohonov je možné dosiahnuť požadovanú presnosť polohovania a spoľahlivosť prevádzky zariadení, avšak ich konštrukcia je často tuhá a neohybná, čo komplikuje zdieľanie pracovného priestoru technologického zariadenia. V dôsledku veľkej hmotnosti sú tieto zariadenia taktiež energeticky náročné. Z tohto dôvodu je snaha v nových konštrukciách aplikovať aj nekonvenčné pohony, z ktorých najlepšie možnosti praktického využitia v strojárskych výrobných procesoch majú momentálne pneumatické umelé svaly vďaka zvládnutiu technológie ich výroby v priemyselných podmienkach. Vlastnosti, tvar a chovanie pneumatických umelých svalov sú v niektorých aspektoch porovnateľné s ľudskými svalmi, čo umožňuje ich ľahké vzájomné prepojenie do zložitejších manipulačných mechanizmov s viacerými stupňami voľnosti. Schopnosť činnosti umelých svalov v antagonistickom zapojení umožňuje regulovať tuhosť/poddajnosť mechanizmu, čo nie je bežné u klasických pohonov. Ďalšou ich prednosťou je vynikajúci pomer sily a výkonu k hmotnosti a objemu, vysoká flexibilnosť a pružnosť pri kontakte.

V rámci riešenia viacerých výskumných projektov bol na pracovisku autorov, a to Katedre matematiky, informatiky a kybernetiky FVT TUKE so sídlom v Prešove, navrhnutý a zrealizovaný experimentálny aktuátor na báze pneumatických umelých svalov s jedným stupňom voľnosti. Ďalší výskum bol realizovaný s podporou Štrukturálnych fondov Európskej únie, operačný program Výskum a vývoj, opatrenie 2.2 Prenos poznatkov a technológií získaných výskumom a vývojom do praxe. V rámci výzvy s kódom OPVAV-2009/2.2/04-SORO bol riešený projekt „Výskum a vývoj inteligentných nekonvenčných aktuátorov na báze umelých svalov“, ITMS kód 26220220103. Výstupy špecifického cieľa 1 tohto projektu sú prezentované v tejto publikácii.

Záverom je milou povinnosťou autorov vysloviť úprimné poďakovanie recenzentom prof. Ing. Dagmar Janáčovej, CSc., doc. Ing. Pavlovi Božekovi, CSc. a doc. Ing. Ondrejovi Líškovi, CSc. za cenné pripomienky, ktorými pomohli vylepšiť pôvodný text rukopisu.

autori

Prešov, marec 2015

Podporujeme výskumné aktivity na Slovensku / Projekt je spolufinancovaný zo zdrojov EÚ

Obsah

Zoznam obrázkov

Zoznam tabuliek

Zoznam symbolov a skratiek

α	uhol medzi osou svalu a vláknami [°]
α_0	počiatočný uhol medzi osou svalu a vláknami [°]
$\alpha_{\min}$	minimálny uhol medzi osou svalu a vláknami [°]
β	činiteľ tlmenia
γ	fázový posun [°]
δ	relatívna odchýlka [%]
ε	uhlové zrýchlenie [rad·s^{-2}]
ε_t	tangenciálna deformácia
ε_m	uhlové zrýchlenie ramena modelu [rad·s^{-2}]
ε_s	skutočné zrýchlenie ramena aktuátora [rad·s^{-2}]
$\varepsilon_ž$	žiadané zrýchlenie ramena aktuátora [rad·s^{-2}]
θ	vektor modifikovateľných parametrov fuzzy aproximátora [-]
κ	relatívna kontrakcia svalu [%]
κ_0	počiatočná kontrakcia svalu [%]
$\dot{\kappa}$	rýchlosť kontrakcie
λ_1	je pomer l/l_0, pričom l_0 je skutočná dĺžka svalu a l je okamžitá dĺžka svalu [m]
μ	súčiniteľ trenia ložiska [-]
ξ	súčiniteľ valivého trenia [m]
ρ	merná hmotnosť vzduchu [kg·m^{-3}]
σ	tangenciálne napätie
τ_i	i-tá zovšeobecnená sila
τ_p	člen poruchových veličín
φ	poloha aktuátora [°]
φ_M	uhlová výchylka ramena z referenčného modelu [°]
φ_m	uhlová výchylka ramena modelu [°]
φ_{max}	maximálny uhol natočenia ramena aktuátora [°]
φ_r	uhol natočenia ramena aktuátora [°]
φ_s	skutočná poloha ramena aktuátora zo snímača polohy [°]
$\varphi_ž$	žiadaná poloha ramena aktuátora [°]
$\overline{\varphi}_r$	aritmetický priemer nameraných hodnôt uhla natočenia ramena aktuátora [°]
ϕ_f	funkcia fuzzy aproximátora
ω	rýchlosť otáčania ramena aktuátora [rad·s^{-1}]
ω_m	rýchlosť otáčania ramena modelu [rad·s^{-1}]
ω_s	skutočná rýchlosť otáčania ramena aktuátora [rad·s^{-1}]
$\omega_ž$	žiadaná rýchlosť otáčania ramena aktuátora [rad·s^{-1}]
Ω_θ	množina povolených hodnôt modifikovateľných parametrov
Θ	termodynamická teplota plynu [K]
Θ_0	teplota vzduchu pri referenčných podmienkach [K]

Θ_1	teplota smerujúca od zdroja [K]
a	tlmenie aktuátora, sústavy [-]
a_{dk}	koeficient sklonu dotyčnice krivky v počiatku súradnicového systému
A_v	prierez napúšťacieho ventila [m]
A_{vl}	prierez vlákna [m]
A/Č	Analógovo/Číslicový
ABCD	riadiace signály ventilov
AM	Analog Memory
APRBS	Amplitude Pseudo-Random Binary Sequence
b	dĺžka vlákna opletenia svalu [m]
Δb	predĺženie vlákna spôsobené kontrakčnou silou [m]
$b^{(1)}$	prahový vektor v skrytej vrstve
$b^{(2)}$	prah pre výstupnú vrstvu
b_k	kritický pomer [-]
b_{kon}	predĺženie spôsobené kontrakčnou silou [m]
b_{min}	dĺžka vlákna kedy nepôsobí žiadna sila [m]
b_{rad}	predĺženie spôsobené radiálnou silou [m]
BPTT	BackPropagation Through Time
BSDK	Blok Staticko-Dynamickej Kompenzácie
c	koeficient tlmenia [-]
C	poddajnosť $[\mathrm{m \cdot N^{-1}}]$
C_{10}, C_{01}	Mooney-Rivlin konštanty [Pa]
C_a	aerodynamický korelačný koeficient [-]
C_q	prietokový súčiniteľ pri tlakovom spáde 100 kPa $[\mathrm{m^2}]$
C_v	zvuková vodivosť $[\mathrm{m^3 \cdot s^{-1} \cdot Pa^{-1}}]$
COA	Center of Area
CW	matica váh v kontextovej vrstve
Č/A	Číslicovo/Analógový
d	priemer svalu [m]
d_0	počiatočný priemer svalu [m]
d_H	priemer hriadeľa [m]
d_{min}	minimálny priemer svalu [m]
d_{par}	vzdialenosť paralelnej osi rotácie k osi rotácie prechádzajúcej ťažiskom [m]
d_R	priemer ramena aktuátora [m]
$\mathrm{d}l$	axiálne posunutie [m]
$\mathrm{d}V$	zmena objemu svalu
$\mathrm{d}W$	zmena akumulovanej energie na jednotku objemu
$\mathrm{d}W_{in}$	vstupná virtuálna práca [J]
$\mathrm{d}W_{out}$	výstupná virtuálna práca [J]
D_C	Duty Cycle [-]
D_{vl}	priemer vlákna [m]
DČ	Diferenčný Člen
DEK	Dekodér

e_{ε} regulačná odchýlka zrýchlenia ramena aktuátora
e_{τ} chyba aproximácie neurónovej siete
e_{φ} regulačná odchýlka polohy ramena aktuátora
e_{ω} regulačná odchýlka rýchlosti otáčania ramena aktuátora
e_M regulačná odchýlka polohy
Δe_M diskrétna derivácia regulačnej odchýlky polohy
E Youngov modul materiálu opletenia [Pa]
E_K kinetická energia [J]
E_P potenciálna energia [J]
EMV Elektro-Magnetický Ventil
EPAM Elektro-Pneumatický Akčný Modul
f vektor nelineárnych aktivačných funkcií v skrytej vrstve
f_{mod} modulačná frekvencia
f_r rezonančný kmitočet
f_{tr} koeficient trenia [-]
f_v koeficient smeru prúdenia vzduchu [-]
F axiálna ťahová sila svalu [N]
$F(j\omega)$ frekvenčný prenos spriemerňovača
$F(s)$ obrazový prenos kontinuálneho spriemerňovača
F_E externá, zaťažovacia sila aktuátora [N]
F_f sila popisujúca účinky trenia medzi opletením, vnútornou vrstvou a tiež medzi vláknami opletenia [N]
F_g tiažová sila [N]
F_{kon} kontrakčná sila [N]
F_{KP} sila kontraktilného prvku [N]
F_L ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska [N]
F_{1m} sila svalu pre model [N]
F_{max} maximálna sila svalu [N]
F_{rad} radiálna sila [N]
F_{TL} sila tlmiča [N]
F_t valivý odpor (valivé trenie čapu reťaze) [N]
F_{tr} sila trenia pôsobiaca proti kontrakčnej sile [N]
F_Z zaťažovacia sila aktuátora [N]
FEM Finite Element Method
FIS Fuzzy Inference System
g tiažové zrýchlenie [$m \cdot s^{-2}$]
$G(q)$ člen gravitačných síl
G_A, G_B, G_C, G_D prenosy elektromagnetických ventilov
G_{ACT} prenos aktuátora
$G_{K\varepsilon}$ prenos snímania zrýchlenia
$G_{K\varphi}$ prenos snímača polohy
$G_{K\omega}$ prenos snímania rýchlosti
G_P prenos jednotky riadenia tlaku
G_{PUS} prenos svalu

G_R prenos regulátora
$G_{R\varepsilon}$ prenos regulátora zrýchlenia
$G_{R\varphi}$ prenos regulátora polohy
$G_{R\omega}$ prenos regulátora rýchlosti
G_S prenos regulovanej sústavy
G_{TS} prenos tvarovača signálu
G_v prenos poruchy
G_w prenos riadenia
h výška úseku sférickej časti svalu [m]
HIL Hardware-In-Loop
I počet všetkých vzoriek v optimalizovanom priebehu [-]
IK Index Korelácie [%]
IW matica váh vo vstupnej vrstve
J moment zotrvačnosti [kg·m^2]
J_{celk} celkový moment zotrvačnosti aktuátora [kg·m^2]
J_H moment zotrvačnosti hriadeľa [kg·m^2]
J_n moment zotrvačnosti *n*-tého telesa [kg·m^2]
J_{par} moment zotrvačnosti paralelnej osi k osi rotácie prechádzajúcej ťažiskom telesa [kg·m^2]
J_R moment zotrvačnosti ramena aktuátora [kg·m^2]
J_{z0} celkový moment zotrvačnosti aktuátora s nulovou záťažou [kg·m^2]
JGMS Jednoduchý Geometrický Model Svalu
k zosilnenie prechodovej charakteristiky aktuátora
k_0 zosilnenie zotrvačného člena
K_r zosilnenie rejekčného člena
k_a korekcia amplitúdy
k_1, k_2 konštanty, ktoré sa pre daný sval určujú empiricky [-]
K tuhosť [N·m^{-1}]
K_ε zosilnenie snímania zrýchlenia
K_φ zosilnenie snímača polohy
K_ω zosilnenie snímania rýchlosti
K_{AM} adaptačné zosilnenie z fuzzy regulátora
K_D zosilnenie derivačnej zložky
K_E, K_Δ normalizačné zosilnenia
K_H normalizačný koeficient hodnoty hodnotiacej funkcie
K_i prevod stupňov na inkrementy
K_{int} zosilnenie integračnej zložky regulátora
K_K zosilnenie kompenzačnej nelinearity
K_m zosilnenie sústavy
K_N nelineárna funkcia zosilnenia
K_P, K_{prop} zosilnenie proporcionálnej zložky regulátora
$K_{R\varepsilon}$ zosilnenie regulátora zrýchlenia
$K_{R\varphi}$ zosilnenie regulátora polohy

$K_{R\omega}$	zosilnenie regulátora rýchlosti
K_s	konštanta zosilnenia statickej charakteristiky
K_u	konštanta prevodu signálu ± 10 V na ± 6 barov [-]
KP	Kontraktilný Prvok
l	dĺžka svalu [m]
Δl	zmena dĺžky svalu [m]
l_0	počiatočná dĺžka svalu [m]
l_H	dĺžka hriadeľa [m]
l_{max}	maximálna dĺžka svalu [m]
l_R	dĺžka ramena aktuátora [m]
l_{VAL}	dĺžka svalu s odpočítaním sférických častí [m]
L	Lagrangian
LCU	Logical Control Unit
LW	matica váh v skrytej vrstve
m	hmotnosť svalu [kg]
m_H	hmotnosť hriadeľa [kg]
m_R	hmotnosť ramena aktuátora [kg]
m_{re}	hmotnosť reťaze [kg]
n_{vl}	počet vlákien opletení svalu [-]
m_{vz}	hmotnosť vzduchu vo svale [kg]
m_z	hmotnosť závažia [kg]
M	moment [N·m]
$M(q)$	matica zotrvačnosti
M_{ACT}	moment aktuátora [N·m]
M_D	dynamický moment [N·m]
M_E	moment od vonkajšej záťaže [N·m]
M_L	trecí moment ložiska [N·m]
M_Z	moment od tiažovej sily závažia [N·m]
MA	Moving Average
MAE	Mean Absolute Error
MHMS	Modifikovaný Hill-ov Model Svalu
MRAC	Model Reference Adaptive Control
MSE	Mean Squared Error
$\mathrm{MSE_n}$	Normalized Mean Squared Error
n	počet vzoriek v porovnávanom priebehu
n_{vl}	počet vlákien opletení svalu [-]
N	počet obtočení jedného vlákna okolo valca svalu [-]
$\mathrm{N_{EMV\_n}}$	nelinearita napúšťacieho elektromagnetického ventila
$\mathrm{N_{EMV\_v}}$	nelinearita vypúšťacieho elektromagnetického ventila
N_{kon}	celkový počet bodov kríženia v celom svale
$\mathrm{N_{Prevodu}}$	nelinearita prevodu aktuátora s pneumatickými umelými svalmi
$\mathrm{N_{PUS}}$	nelinearita pneumatického umelého svalu
NARX	Nonlinear Autoregressive Exogenous Model
NB	Negative Big

NM	Negative Medium
NS	Negative Small
OUT	uvoľnenie mechanizmu aktuátora
OZ	Operačný Zosilňovač
Δp	rozdiel tlakov vo svaloch [Pa]
p	relatívny tlak vzduchu vo svale [Pa]
p_0^i	hodnota singletonu v konzekvencii *i*-tého fuzzy pravidla
P	absolútny tlak vzduchu vo svale [Pa]
ΔP	rozdiel absolútnych tlakov vo svaloch [Pa]
P_a	absolútny tlak okolia (barometrický tlak) [Pa]
$\mathbf{P_g}$	populačná matica
P_k	tlak kompresora [Pa]
P_m	tlak vo svale pre model [Pa]
P_{max}	maximálny tlak vo svale [Pa]
P_{pv}	tlak vzduchu pred ventilom [Pa]
P_{zv}	tlak vzduchu za ventilom [Pa]
$\mathrm{P}/\overline{\mathrm{N}}$	polarita polohy ramena aktuátora
PB	Positive Big
PGMS	Pokročilý Geometrický Model Svalu
PM	Positive Medium
PP	Paralelný Prvok
PPAM	Pleated Pneumatic Artificial Muscle (skladaný umelý sval)
PRBS	Pseudo-Random Binary Sequence
PS	Positive Small
PUS	Pneumatický Umelý Sval
PWM	šírkovo modulovaný signál
q_i	*i*-tá zovšeobecnená súradnica
$q, \dot{q}, \ddot{q}$	vektory polohy, rýchlosti a zrýchlenia kĺbových spojení
Q	objemový prietok stlačeného vzduchu do umelého svalu za prívodným potrubím [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Q_n	objemový prietok stlačeného vzduchu cez napúšťací elektromagnetický ventil [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Q_s	objemový prietok stlačeného vzduchu v prívodnom potrubí ku svalu [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Q_v	objemový prietok stlačeného vzduchu cez vypúšťací elektromagnetický ventil [$m^3 \cdot s^{-1}$]
r, r_2	polomer svalu [m]
r_0	počiatočný polomer svalu [m]
r_1	polomer napúšťacieho otvoru [m]
$r_č$	polomer čapu [m]
r_H	polomer hriadeľa [m]
r_k	polomer kladky aktuátora, reťazového kolesa [m]
r_R	polomer ramena aktuátora [m]

r_v	polomer otvoru ventilu [m]
R	koeficient determinácie [-]
R_{ε}	regulátor zrýchlenia ramena aktuátora
R_{φ}	regulátor polohy ramena aktuátora
R_{ω}	regulátor rýchlosti otáčania ramena aktuátora
R_S	plynová konštanta [$\mathrm{J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}}$]
$\mathrm{R}/\overline{\mathrm{L}}$	smer otáčania ramena aktuátora
RI	Riadený Integrátor
RLO	Riadený Logický Obvod
RM	Rozšírený Model
RMSE	Root-Mean-Square Error
ROMAC	robotický akčný člen na báze umelého svalu (RObotic Muscle ACtuator)
RR	Ručné Riadenie
RTWT	Real-time Windows Target
s	posunutie svalu
s	Laplaceov operátor
S	celkový vnútorný povrch svalu [m]
S_{kon}	kontaktná plocha medzi vláknami [m]
S_{sv}	povrch svalu [m]
SET	nastavenie počiatočnej polohy ramena aktuátora
SP	Sériový Prvok
SSE	Sum Squared Error
t	čas [s]
t_i	šírka impulzu [s]
t_h	hrúbka pásma [s]
T	perióda [s]
T_0, T_1, T_2	časové konštanty aktuátora [s]
T_d	dopravné oneskorenie pretekajúceho stlačeného vzduchu cez prívodné potrubie k umelému svalu
T_f	perióda funkcie [s]
T_m	časová konštanta sústavy [s]
T_n	doba nábehu [s]
T_r	časová konštanta rejekčného člena [s]
T_u	doba prieťahu [s]
T_v	vzorkovacia perióda [s]
$T(\dot{q})$	člen trecích síl
TNR	tvarovač nultého rádu
TS	tvarovač signálu
u	výstup regulátora, zosilnený akčný signál
u_1	vstupný signál
u_2	výstupný signál integrátora
u_3	výstupný signál spriemerňovača

u(k)	m-rozmerný vstupný vektor
u_{PD}	výstup z PD regulátora
u_r	riadiaci signál z ústredného člena regulátora
u_{rk}	riadiaci signál z kompenzačného člena
$u_p(t)$	signál strednej hodnoty
$u_d(\tau)$	determinovaný signál
$u_s(\tau)$	stochastický signál
u_{rmax}	maximálna hodnota riadiaceho signálu
U_ε	stupňovitý analógový signál zrýchlenia [V]
U_ω	napätie z tachodynama [V]
U_ω*	napätie spriemerňovača [V]
$\mathrm{U_m}$	vektor vstupných veličín pre Elmanovu sieť
U_m(s)	vstupná veličina sústavy
U_n	ovládacie napätie napúšťacieho elektromagnetického ventilu [V]
U_v	ovládacie napätie vypúšťacieho elektromagnetického ventilu [V]
UPAM	podtlakový umelý sval (Under Pressure Artificial Muscle)
v	rýchlosť prúdenia vzduchu [$\mathrm{m \cdot s^{-1}}$]
V	objem svalu [$\mathrm{m^3}$]
$V(q,\dot{q})\dot{q}$	člen Coriolisových a dostredivých síl
V_{SC}	objem sférickej časti svalu [$\mathrm{m^3}$]
V_{val}	objem valcovej časti svalu [$\mathrm{m^3}$]
V_{vz}	objem vzduchu vo svale [$\mathrm{m^3}$]
VČ	Výkonový Člen
$\dot{V}$	derivácia objemu svalu [$\mathrm{m^3}$]
$\dot{V}_{vz}$	derivácia (zmena) objemu vzduchu vo svale [$\mathrm{m^3}$]
W_B	hrúbka, resp. šírka jedného vlákna [m]
W_m(s)	výstupná veličina regulovanej sústavy
x(k)	q-rozmerný stavový vektor
y	výstup systému
y_f	výstup fuzzy regulátora
y_i	i-tá vzorka filtrovaného signálu
y_k	porovnávaná veličina reálnej sústavy
y_{mMA}	kĺzavý priemer
$\hat{y}$	výstup modelu
$\hat{y}_k$	porovnávaná veličina modelu sústavy
Z	Zero

Úvod

Súčasné manipulačné zariadenia používané v automatizácii technologických procesov sú pomerne presné a výkonné stroje. Za túto presnosť a výkonnosť však platia veľkou hmotnosťou, veľmi tuhou a neohybnou konštrukciou, ktorá v značnej miere komplikuje zdieľanie pracovného priestoru manipulačného zariadenia s ľuďmi a jeho spoluprácu s nimi. Naproti tomu ľudská ruka je pri manipulačných operáciách bez špeciálnych pomôcok pomerne nepresná, avšak jej manipulačná schopnosť, flexibilita a pomer výkonu k hmotnosti sú zatiaľ strojom nedosiahnuteľné. Pre konštruktérov manipulačných zariadení je preto ľudská ruka stálym zdrojom inšpirácie. Jedným z prvkov, ktorý sa konštruktéri snažia napodobniť a ktorý má podstatný vplyv na výkony ľudskej ruky, sú svaly. Medzi zatiaľ v praxi najviac použiteľné napodobeniny biologických svalov patria predovšetkým pneumatické umelé svaly [46].

Pneumatická energia vzduchu je najstarším druhom energie, ktorú človek začal využívať pre svoje potreby. Názov „pneuma" pochádza z gréčtiny a predstavuje výraz pre dych, vietor. Z tohto názvu vzniklo slovo pneumatika. Mnohé otázky automatizácie technologických procesov je možné riešiť využitím pneumatickej energie tlakového vzduchu, a to najmä pre tieto jej výhody [56]:

a) Vzduch ako používané médium je všade v našom okolí a jeho doprava sa realizuje ľahko potrubím aj na veľké vzdialenosti, pričom spätné vedenie nie je potrebné.
b) Stlačený vzduch je možné akumulovať v tlakovej nádobe, a preto nie je nutné, aby zariadenie na vytváranie tlaku pracovalo nepretržite. V tlakových nádobách je možné stlačený vzduch aj prepravovať.
c) Použitie tlakového vzduchu nie je ovplyvnené zmenami teploty, tým je zaručená spoľahlivá činnosť pneumatických zariadení aj pri extrémnych teplotách.
d) Tlakový vzduch nie je výbušný a ani nehorí. Pneumatické zariadenia sú preto bezpečné proti výbuchu.
e) Tlakový vzduch je čistý, unikaním cez netesnosti nedochádza k znečisťovaniu okolia.
f) Tlakový vzduch umožňuje značné rýchlosti prenosu, a z toho vyplývajúce vysoké pracovné rýchlosti.
g) Pneumatické zariadenia je možné preťažiť až po zastavenie ich činnosti bez toho, aby došlo k ich poškodeniu.
h) Malé nároky na údržbu pneumatických zariadení.

Aby sa vymedzila oblasť použitia pneumatiky pre automatizáciu technologických procesov, je potrebné brať do úvahy aj jej nevýhody [56]:

a) Značnú pozornosť je potrebné venovať úprave vzduchu. Musia sa odstrániť všetky nečistoty (prach atď.) a nežiaduca vlhkosť, aby nedochádzalo k nadmernému opotrebovávaniu pneumatických zariadení.
b) Stlačiteľnosť vzduchu spôsobuje komplikácie v riadení rovnomernosti pohybu a presnosti polohovania.
c) Výfuk vzduchu z pneumatických zariadení pri odľahčení spôsobuje hluk, ktorý je potrebné v niektorých prípadoch eliminovať napr. použitím tlmičov.
d) Obmedzenosť dosiahnuteľných síl v závislosti na dráhe a rýchlosti pohybu pre bežné tlaky.
e) Tlakový vzduch je relatívne drahý nositeľ energie. Vyššie náklady na energiu sú však často kompenzované nízkou cenou pneumatických zariadení a ich vyšším stupňom využitia.

Pneumatické umelé svaly umožňujú navrhovať a konštruovať tzv. low cost pohony s veľmi dobrým pomerom výkon/hmotnosť. Podľa princípu činnosti je možné pneumatické umelé svaly rozdeliť na pretlakové a podtlakové. Väčšinu doposiaľ známych konštrukcií je možné označiť ako pretlakové, u ktorých sa na vyvodenie mechanického posuvu využíva zvyšovanie tlaku vzduchu vnútri svalu. Dôvodom pre značne rozšírenejšiu formu pretlakových svalov je väčšia energia, a tým aj vyvinutá sila, ktorú je možné takýmto spôsobom dodať a preto problematika modelovania, simulácie a riadenia týchto pretlakových pneumatických umelých svalov a aktuátorov na báze týchto svalov je riešená a popísaná v tejto publikácii.

1 História a klasifikácia umelých svalov

Prvý známy pokus skonštruovať pneumatický umelý sval bol vykonaný ruským vynálezcom a fyzikom S. Garasievom začiatkom 30-tych rokov minulého storočia. Tento jednoduchý umelý sval bol tvorený gumenou rúrkou obklopenou vo viacerých miestach prstencami, ktoré boli medzi sebou spojené nerozťažnými vláknami. Avšak tento umelý sval mal veľmi obmedzené použitie v dôsledku v tomto čase nedostatočnej materiálovej technológie.

Najstarší príklad tzv. opleteného pneumatického umelého svalu bol patent R.C. Pierca v roku 1936, ktorý ho navrhol použiť v uhoľnom priemysle namiesto dynamitu. Pracoval na princípe vháňania vzduchu do svalu, pričom sa tým zväčšoval priemer svalu a vzniknutá sila v radiálnom smere rozrušovala uhlie. Hoci Pierce objavil aj jav pozdĺžnej kontrakcie umelého svalu, k jej praktickej aplikácii došlo až v roku 1949 patentom H. De Havena, ktorý navrhol využitie umelého svalu k napínaniu bezpečnostného pásu pilota pri havárii. Aktuátor bol poháňaný stlačeným plynom vznikajúcim zapálením čierneho prachu vnútri zariadenia [23].

Vo Francúzsku v roku 1947 a v USA v roku 1953 si A.H. Morin patentoval pružnú membránu. V roku 1958 si zase R.H. Gaylord patentoval tekutinový aktuátor a aplikoval ho na otváranie dverí a priemyselné výťahy [45]. Gaylord daný systém aj matematicky analyzoval a prvýkrát opísal rovnicami silu generovanú aktuátorom.

Veľmi často v súčasnosti používaný termín McKibbenov sval (McKibben Muscle) sa dostal do používania po návrhu J.L. McKibbena koncom 50-tych rokov minulého storočia využiť pneumatický umelý sval v konštrukcii umelých končatín (protéz) vzhľadom na jeho podobnosť kostrovému svalstvu. V roku 1962 H.F. Schulte publikoval detaily použitia novo pomenovaného McKibbenovho svalu a taktiež matematickú analýzu zahrnutú v Gaylordovom patente [23]. Hoci tento pneumatický systém ponúkal niektoré vynikajúce vlastnosti, ďalej nebol veľmi rozvíjaný v dôsledku obmedzení danými zložitosťami požiadaviek na riadenie, potrebou zdroja stlačeného vzduchu a taktiež zlepšením parametrov konkurenčných elektrických pohonov.

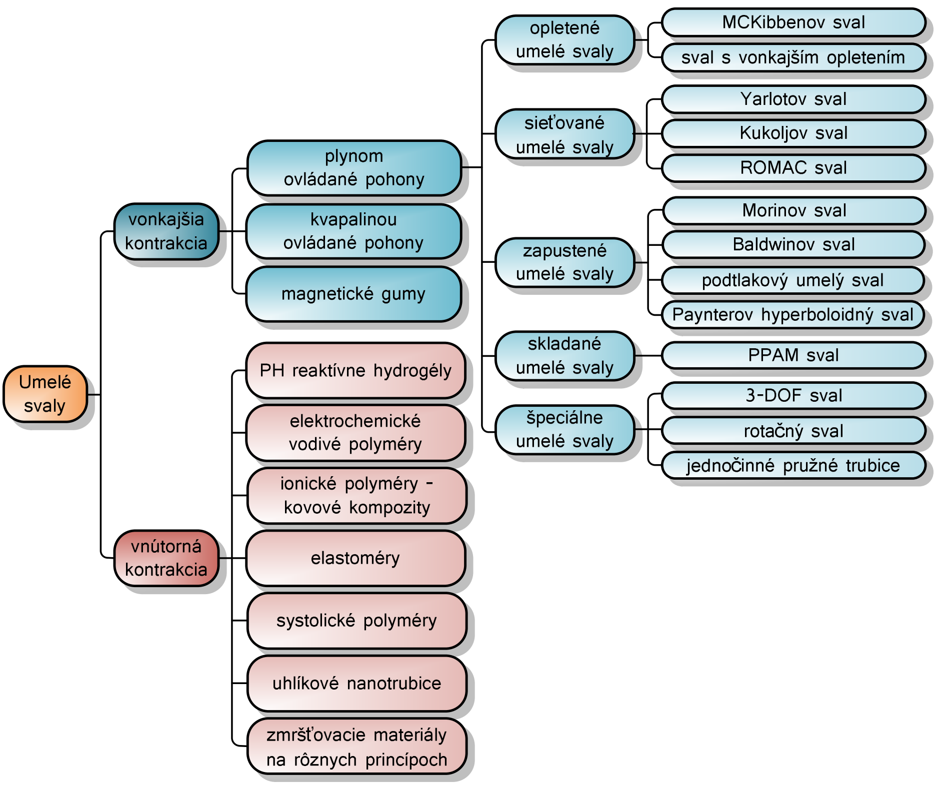
Práce v oblasti konštrukcie umelých svalov však pokračovali ďalej a tejto oblasti sa venovali napr. Baldwin, Nazarczuk, Morecký, Immega, Liang, Winters, Novák-Marcinčin [56].

Až vývoj riadiacich techník a ľahká dostupnosť dostatočného výpočtového výkonu znovu oživili vývoj pneumatických svalov a aplikáciu ich výhodných vlastnosti tam, kde elektrické pohony nevyhovujú pre ich nadmernú hmotnosť, tuhosť a objem pri nízkom výkone. Modifikovanej verzii McKibbenovho umelého svalu a jeho aplikáciám bola a je venovaná intenzívna pozornosť v rôznych firmách, ako sú napr. Bridgestone Corporation v Japonsku (Rubbertuator Muscle, 1988), Shadow Robot Company (Shadow Air Muscle,

2002) a Merlin Systems Corporation vo Veľkej Británii (Humaniform Muscle, 2003), FESTO v Nemecku (MAS, DMSP, 2003), ktorých cieľom je využiť svaly v robotike a v priemyselných aplikáciách [82]. Všetky tieto pneumatické umelé svaly sa vyznačujú vysokým pomerom výkonu k hmotnosti a dostatočnou stabilitou pružnosti. Stále však pretrvávajú problémy s polohovým riadením svalov vzhľadom k ich nelineárnej charakteristike a s problémom spojeným so stlačiteľnosťou média.

Pre pneumatické umelé svaly (Pneumatic Artificial Muscles – PAMs) sa v literatúre používajú rôzne názvy, ako napr. Air Muscle, Fluidic Muscle, Pneumatic Muscle Actuator, Fluid Actuator, Fluid-Driven Tension Actuator, Axially Contractible Actuator, Tension Actuator, Braided Pneumatic Muscle Actuator [23], [65], [66], pričom väčšinou sa v zásade konštrukčne jedná o McKibbenov pneumatický umelý sval.

Všeobecne je možné rozdeliť umelé svaly podľa typu kontrakcie na svaly s vnútornou a vonkajšou kontrakciou svalu v závislosti od štruktúry materiálu a zdroja energie, pričom umelé svaly s vnútornou kontrakciou sú citlivejšie na vonkajšie prostredie [52]. Umelé svaly s vonkajšou kontrakciou ovládané plynom (pneumatické umelé svaly) sú zvyčajne pomenované podľa svojich tvorcov a je ich možné rozdeliť do piatich rôznych skupín (Obr. 1.1).

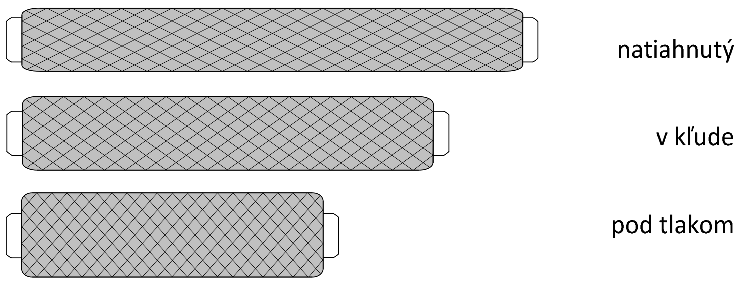


Obr. 1.1 Klasifikácia umelých svalov

1.1 Opletené umelé svaly

Opletené umelé svaly sú zložené z plynotesnej elastickej trubice obklopenej vláknami uloženými špirálovito okolo svalu s vopred daným uhlom opletenia. Zmenou uhla opletenia sa mení dĺžka a priemer svalu. Pri natlakovaní je vnútorný tlak z dôvodu zakrivenia vlákien vyvážený napätím vo vláknach. Všeobecné správanie sa týchto svalov závisí od tvaru, kontrakcie a sily pri natlakovaní, ktoré závisia na geometrii vnútornej pružnej časti, na opletení a použitých materiáloch. Tieto svaly majú obvykle valcovitý tvar [82].

Najčastejšie v súčasnosti používaným opleteným pneumatickým umelým svalom je už spomínaný ***McKibbenov umelý sval*** (Obr. 1.2), ktorý bol pomenovaný podľa svojho tvorcu J.L. McKibbena, ale v dobe jeho vzniku sa ďalej nerozvíjal pre zložitosť zariadenia a nedostatočnú technologickú vyspelosť. Jedná sa o valcovitý opletený sval s dvoma vrstvami a koncovkami, ktoré sú pevne pripojené na oboch koncoch k zariadeniu, slúžia na prenos sily a utesňujú stlačený vzduch.



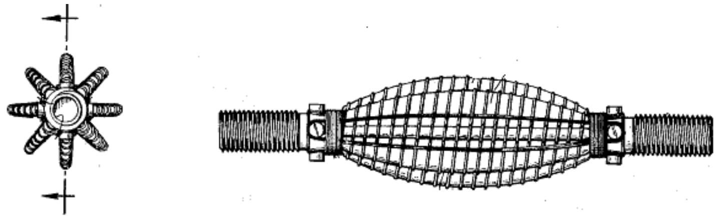
Obr. 1.2 McKibbenov umelý sval

Sval s vonkajším opletením sa od McKibbenovho odlišuje konštrukciou vnútornej vrstvy, a to tým, že ku koncovkám je pripojený iba vonkajšou vrstvou, pričom trubica je voľná, čo má za následok neprítomnosť pasívnej pružnej sily. Prvý ho publikoval až v roku 1995 J.M. Winters [21]. Hlavnou výhodou tohto svalu je jednoduchosť jeho montáže.

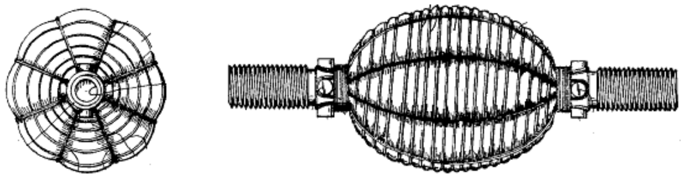
1.2 Sieťované umelé svaly

Sieťované umelé svaly majú na rozdiel od opletených svalov nižšiu hustotu siete obklopujúcu membránu, sieť má väčšie otvory a viac prilieha na membránu. Sieťované svaly preto vydržia len nízke tlaky.

Yarlottov umelý sval bol patentovaný v USA J.M. Yarlottom (US patent No. 3 645 173, 1972) [92]. Je zložený z elastomérovej rúrky a zo sérií vlákien natiahnutých axiálne k obom koncom svalu, ktoré transformujú tlakovú energiu na ťahovú. Radiálne vlákna slúžia iba na spevnenie svalu a obmedzujú maximálnu expanziu. Úplne napustený sval má tvar natiahnutej sférickej gule. Pri úplnom predĺžení sa budú axiálne vlákna výstuže úplne narovnávať a vyrovnávanie tlakov by viedlo k teoreticky nekonečnému napätiu, ale vďaka nepoddajnosti materiálu sa prevádzkové tlaky obmedzujú na hodnoty menšie ako 1,7 kPa. Ako je vidieť na Obr. 1.3 v čelnom pohľade, pri vypustenej membráne tlačí sieťové opletenie na membránu, čo vytvára hviezdicový tvar. Plocha opletenia membrány sa počas pôsobenia tlaku nemení.



a) nenatlakovaný sval

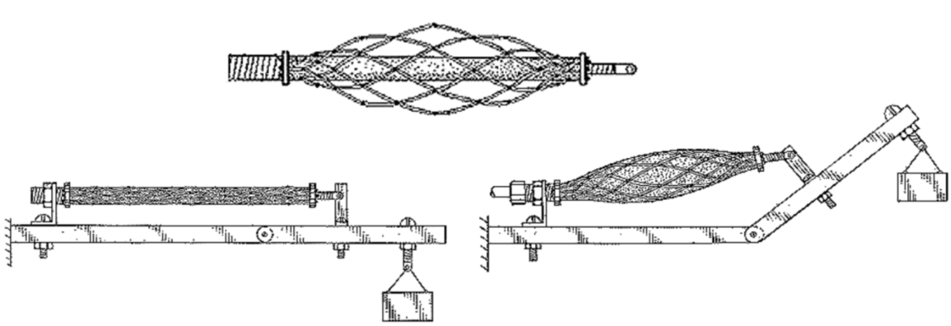


b) natlakovaný sval

Obr. 1.3 Yarlottov umelý sval [92]

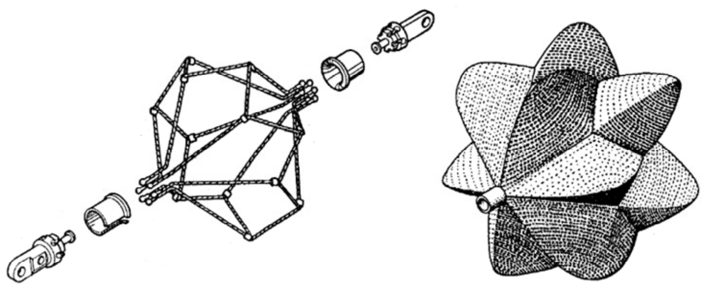
V priebehu 70-rokoch bol na Wasedovej univerzite v Japonsku vyvinutý podobný sval ako Yarlottov, tiež boli použité axiálne vlákna, ale naviac boli rozdelené dvoma pevnými radiálnymi kruhmi, aby bolo dosiahnuté zníženie maximálneho priemeru svalu pri kontrakcii [47].

Kukoljov umelý sval je umelý sval, ktorý si patentoval v USA M. Kukolj (US Patent No. 4 733 603, 1988) [50]. Hlavný rozdiel voči McKibbenovmu svalu je vo vonkajšej vrstve, McKibbenov sval má husté opletenie membrány, zatiaľ čo Kukolj používa otvorené oká, pričom vlákna sú navzájom na niektorých miestach pevne spojené a to tvorí tzv. sieť. V nenatlakovanom stave sú oká viditeľné, ale po natlakovaní oká zmiznú, pretože vrstvy budú na seba doliehať (Obr. 1.4). Problém s trením medzi elastickou vrstvou a opletením sa rieši mazaním. Dôvodom vytvorenia tohto svalu bolo zistenie, že hustá sieť má tendenciu sa rýchlejšie sťahovať ako membrána, čo vedie ku krúteniu na konci svalu, pričom väčšie oká tento jav potláčajú.

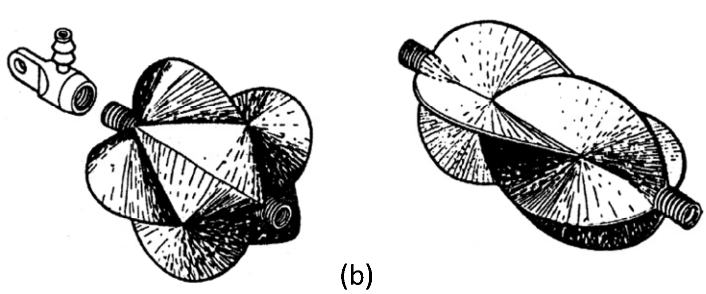


Obr. 1.4 Kukoljov umelý sval [50]

ROMAC (Obr. 1.5) je skratka pre robotický akčný člen na báze umelého svalu (RObotic Muscle ACtuator) a bol patentovaný G. Immegom a M. Kukoljom v USA (US Patent No. 4 939 982, 1990) [37]. Na žiadny z predchádzajúcich svalov sa nepodobá, nakoľko je vyrobený z neelastického materiálu tvoreného množstvom výčnelkov. V pokoji sú výčnelky rovnobežne poskladané, po natlakovaní sa nafúknu a tým sval skrátia. Plášť svalu je charakterizovaný vysokou tuhosťou v ťahu a ohybnosťou. Trenie je minimálne a z toho dôvodu dokáže produkovať väčšiu silu, ktorá sa približuje maximálnej teoretickej hodnote, vyniká vysokým relatívnym skrátením a minimálnou hysterézou. Na Obr. 1.5 a) je zobrazený štandardný typ svalu ROMAC, ktorý sa vyrába vo veľkostiach 6 – 30 cm a dosahuje sily v rozpätí 4 500 – 13 600 N pri pracovnom tlaku 700 kPa. Maximálna kontrakcia štandardnej verzie aktuátora je až 50 %. Na Obr. 1.5 b) je znázornená miniaturizovaná verzia aktuátora ROMAC, ktorá sa vyrába vo veľkosti 1 – 6 cm. Táto verzia nedisponuje opletením, pretože je určená na prácu s malými tlakmi [21].



(a)



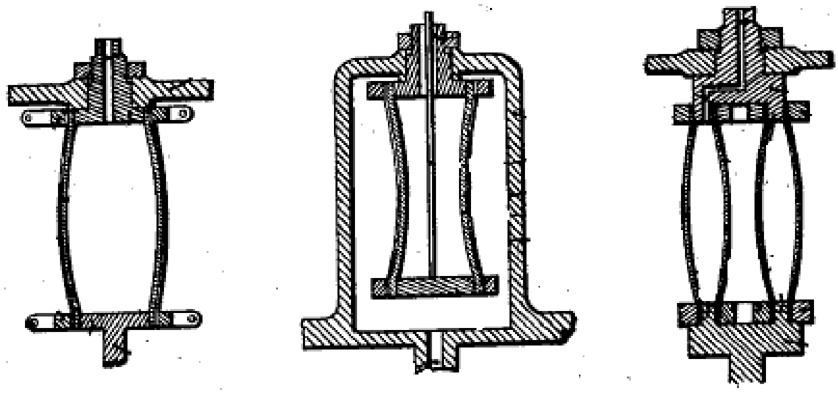
(b)

Obr. 1.5 Umelý sval ROMAC [37]

1.3 Zapustené umelé svaly

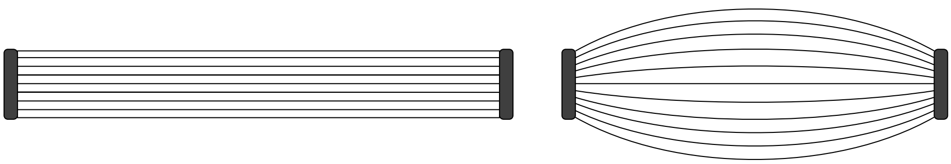
Základným znakom zapustených umelých svalov je prenos síl štruktúrou zapustenou v jeho vnútornej vrstve.

Morinov umelý sval je jeden z prvých patentov na umelé svaly a bol patentovaný A.H. Morinom v USA (US Patent No. 2 642 091, 1953) [53]. Základ konštrukcie tvorí gumová trubica vystužená vláknami s vysokou tuhosťou v ťahu. Vlákna prenášajúce napätie pri zväčšovaní objemu membrány sú vedené v pozdĺžnej osi svalu. Ako materiál vlákien boli využité bavlna, hodváb a oceľ. Membrána je hermeticky uzatvorená na oboch koncoch kovaniami, ktoré sa pripájajú ku externej záťaži. Pri tomto type svalu sa ako plniace médium využíval stlačený vzduch, olej a tiež sa experimentovalo s využitím vodnej pary. Na Obr. 1.6 sú v pozdĺžnom reze znázornené tri typy umelých svalov opísané v patente a to pretlakový umelý sval, podtlakový umelý sval a sval s dvoma sústrednými membránami.



Obr. 1.6 Morinov umelý sval [53]

Baldwinov umelý sval vznikol podľa Morinovho návrhu a bol v roku 1969 skonštruovaný H.A. Baldwinom (Obr. 1.7). Pozostáva z elastomérovej membrány, do ktorej sú vložené sklené vlákna v axiálnom smere. Takýto typ membrány disponuje veľkým modulom pružnosti v smere vlákien, v smere kolmom na vlákna je modul pružnosti oveľa nižší. Vďaka neprítomnosti trenia a veľmi tenkej membráne má tento umelý sval menšiu hysterézu a nízky prahový tlak. Z dôvodu veľkej radiálnej expanzie sú pracovné tlaky pre tento typ svalu obmedzené na 10 až 100 kPa, pričom pri týchto tlakoch je možné dosiahnuť sily až 1 600 N.



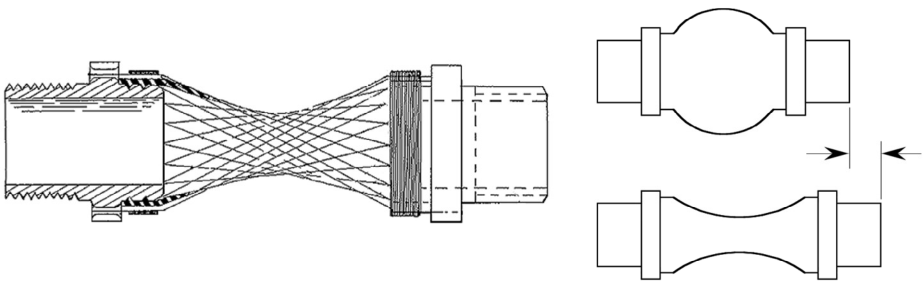
a) v pokoji

b) pod tlakom

Obr. 1.7 Baldwinov umelý sval [12]

UPAM (Under Pressure Artificial Muscle) je podtlakový umelý sval, ktorý má podobnú konštrukciu ako Morinov sval. Pri vypustení plynu z hrubej membrány dôjde ku stlačeniu a splošteniu svalu v jeho strede, a tým je dosiahnutá kontrakcia 20 % pri maximálnom priemere svalu 50 mm a dĺžke 100 mm. Rozsah síl sa pohybuje medzi 20 až 140 N.

Paynterov hyperboloidný umelý sval patrí medzi zapustené umelé svaly a bol patentovaný H.M. Paynterom v USA (US Patent No. 4 721 030, 1988) [57]. Pružná trubica je uložená v pevných objímkach a obalená pružnými vláknami pevne pripojenými ku koncovkám. Hyperboloidný umelý sval je znázornený v priečnom reze na Obr. 1.8 a), pri maximálnom natlakovaní membrána dosiahne tvar takmer dokonalej gule a pri úplnom natiahnutí tvar hyperboloidu, čo je zobrazené na Obr. 1.8 b). Vlákna opletenia môžu byť vyrobené z kovu, polyesteru a para-aramidu. Pre výrobu elastickej membrány navrhol Paynter materiály ako polyuretán a neoprénové gumy. Sval môže byť poháňaný pneumaticky alebo hydraulicky. Pri plniacom tlaku o veľkosti 200 kPa dosahuje tento typ svalu kontrakciu 25 % pôvodnej dĺžky a vyvíja silu 500 N.



(a) (b)

Obr. 1.8 Paynterov hyperboloidný umelý sval [57]

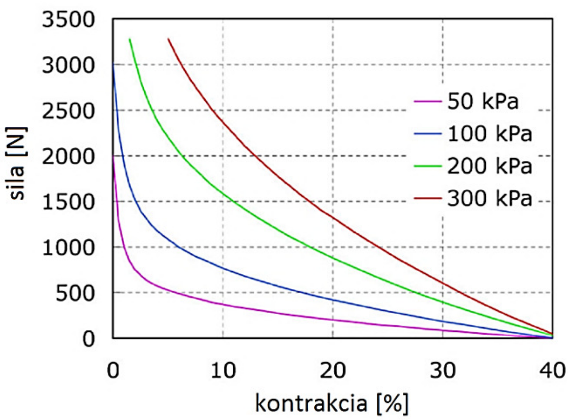
1.4 Skladané umelé svaly

Nevýhodou klasickej konštrukcie McKibbenovho pneumatického umelého svalu je to, že počas jeho skracovania vzniká pomerné vysoké trenie medzi vláknami vonkajšej vrstvy a gumenou stenou rúrky vnútornej vrstvy. Toto trenie má za následok zníženie svalom vyvinutej sily a prejavuje sa taktiež ako hysteréza, ktorá komplikuje riadenie svalu. Typickou pre tento typ svalu je prahová necitlivosť pri zvyšovaní tlaku, kedy ku kontrakcii svalu dôjde až po dosiahnutí určitej úrovne nárastu tlaku [56], [86].

Na pracovisku Vrije Universiteid Brusel boli vykonané výskumné práce s cieľom obmedzenia vzniku trenia, a tým aj hysterézy, čím by sa uľahčilo riadenie svalu znížením jeho prahovej necitlivosti. Bolo to dosiahnuté konštrukciou membrány s pozdĺžnymi drážkami, ktoré sa môžu voľne rozširovať v dôsledku radiálneho tlaku pri plnení svalu. Ťahové sily sú prenášané extrémne silnými polymérovými vláknami umiestnenými v každej drážke membrány [87]. Takýto pneumatický umelý sval bol pomenovaný ako Pleated Pneumatic Artificial Muscles – PPAM (voľne preložené ako skladaný, resp. plisovaný). Nenatlakovaný PPAM vyzerá podobne ako vzduchový filter v automobilovom motore. Natlakovaný PPAM je na Obr. 1.9, kde svetlé pruhy v membráne sú polymérové vlákna.

Obr. 1.9 Skladaný umelý sval [86]

Sila generovaná týmto svalom je nelineárna v závislosti na kontrakcii a je priamo úmerná tlaku vo svale a druhej mocnine počiatočnej dĺžky svalu, pričom čím hrubší sval, tým menšia kontrakcia svalu a tým väčšia generovaná sila svalu [87]. Priebeh sily generovanej svalom o počiatočnej dĺžke 100 mm a priemere 25 mm v závislosti na kontrakcii svalu pre rôzne veľkosti tlakov je na Obr. 1.10.



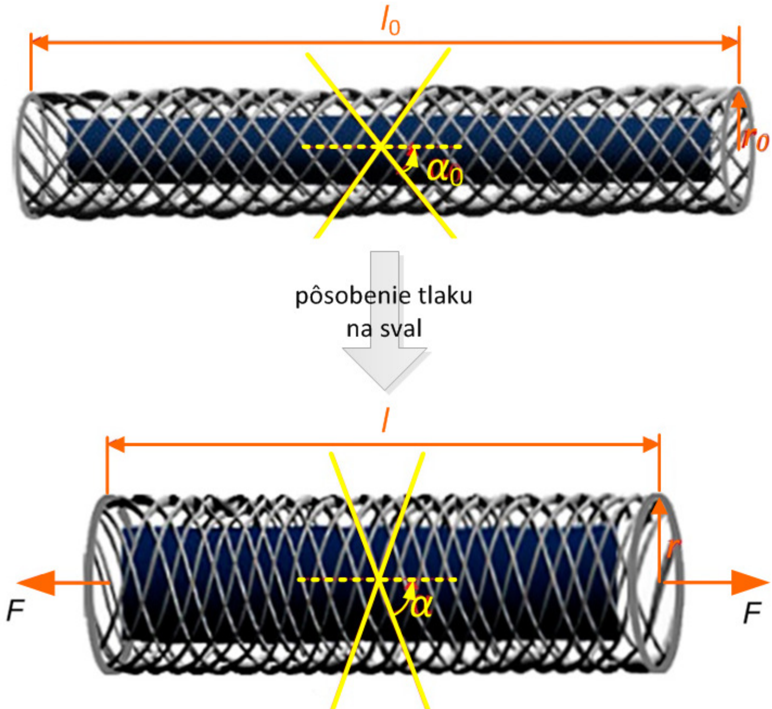
Obr. 1.10 Závislosť sily PPAM svalu na kontrakcii [86]

Pre praktické použitie je rozsah kontrakcie tohto typu svalu ohraničený zdola cca 5 % a zhora cca 35 %. Pri nižších kontrakciách je hodnota sily už veľmi vysoká a spôsobuje nadmerné zaťaženie materiálov svalu. Pri vyšších kontrakciách je pokles generovanej sily už veľmi veľký, hoci teoreticky kontrakcia svalu by mohla dosiahnuť hodnotu až okolo 50 %. Z Obr. 1.10 vyplýva, že tento umelý sval o hmotnosti cca 100 g môže pri tlaku 300 kPa vyvinúť silu o veľkosti až 3 000 N [86].

V súčasnosti sa vyvíja už tretia generácia tohto typu svalu na Vrije Universiteit Brusel, kde druhú generáciu PPAM svalu využili ako pohon kráčajúceho robota LUCY.

2 McKibbenov pneumatický umelý sval

Najbežnejším doteraz vyrábaným a používaným druhom pneumatického umelého svalu je McKibbenov umelý sval. Z konštrukčného hľadiska ide o pomerne jednoduché zariadenie pozostávajúce vo svojej základnej forme z vnútornej vrstvy, vonkajšej vrstvy a koncoviek (Obr. 2.1, Obr. 2.2).



Obr. 2.1 Vonkajšia a vnútorná vrstva pneumatického umelého svalu v pokoji a pri pôsobení tlaku vo svale [75]

Obr. 2.2 Koncovka pneumatického umelého svalu [61]

Vnútorná vrstva je pružná a nepriepustná a je to najčastejšie tenká butylová gumená hadica s dvoma koncovkami. Vonkajšiu vrstvu tvorí opletenie, ktorého vlákna prebiehajú špirálovite okolo gumovej trubice pod určitým uhlom. Typickými materiálmi pre vlákna opletenia sú latex, nylon, silikónová guma alebo aramid. Takto vytvorená štruktúra umelého svalu môže byť naťahovaná alebo stláčaná bez poškodenia, pričom vonkajšia vrstva chráni chúlostivejšiu vnútornú vrstvu pred roztrhnutím pri natlakovaní svalu. Kombinácia guma-opletený nylon umožňuje transformovať radiálne rozťažné sily na axiálne kontrakčné sily a to tak, že po naplnení pružnej gumenej trubice stlačeným vzduchom dochádza k jej rozšíreniu, čo spôsobí aj rozšírenie a súčasné pozdĺžne skrátenie dĺžky nylonových vlákien na povrchu trubice (princíp podobný pantografu). Tým dochádza ku zmršteniu (kontrakcii) celého umelého svalu. Veľkosť takto vzniknutej kontrakcie je závislá od tlaku vzduchu a dobe trvania jeho prúdenia do umelého svalu, pričom s rastúcim zaťažením svalu rastie aj jeho ťahová sila pri súčasnom poklese zdvihu (podobne ako u svalov biologických) [59].

Pri natlakovaní pneumatický umelý sval skráti svoju dĺžku z počiatočnej dĺžky l_0 na dĺžku l a zväčší svoj polomer z r_0 na r (priemer z d_0 na d). Taktiež sa zmení uhol medzi vláknami opletenia z α_0 na α (Obr. 2.1). Všetky tieto zmeny majú za následok vytvorenie sily F, ktorá sa prenáša pomocou ďalších dôležitých komponentov pneumatického umelého svalu - koncoviek, vďaka ktorým je sval aj hermeticky uzatvorený. Koncovky môžu byť vyrobené z nylonu, hliníka, mosadze, ocele alebo z iného vhodného materiálu v závislosti na špecifických prevádzkových požiadavkách. Vzhľadom na to, že celá záťaž na sval je prenášané cez koncovky, majú tieto veľmi dôležitý vplyv na výkon svalu a na pomer sila/hmotnosť svalu. Jedna z koncoviek zároveň slúži na prívod a odvod stlačeného vzduchu do a zo svalu.

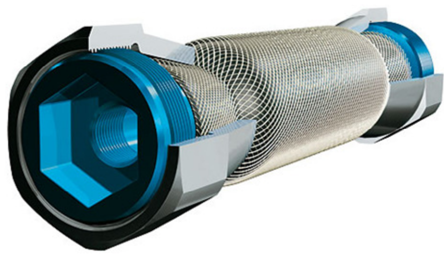
Obr. 2.3 Opletený pneumatický umelý sval firmy Shadow Robot Company nenatlakovaný a natlakovaný [61]

2.1 Pneumatické umelé svaly firmy FESTO

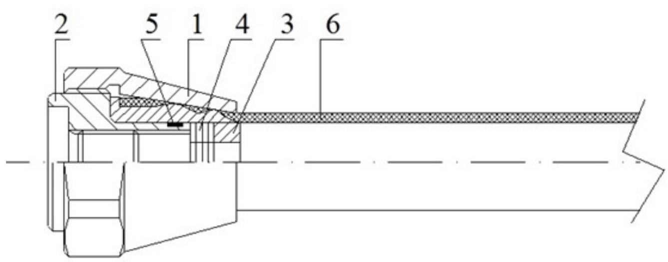
Okrem značnej hysterézy charakteristík a necitlivosti má klasický McKibbenov pneumatický umelý sval aj nízku životnosť. V snahe eliminovať tieto nedostatky bolo navrhnutých viacero zlepšení, ktoré značne zvyšujú využiteľnosť pneumatických umelých svalov ako aktuátorov v oblasti priemyselnej robotiky. Jedným z návrhov je spojenie elastickej trubice a sklených vlákien do jedného celku, čím sa odstraňuje efekt suchého trenia medzi trubicou a vláknami ako aj vláknami navzájom. Vďaka tomu je šírka hysterézy omnoho menšia a pásmo necitlivosti užšie.

Tento princíp využívajú pneumatické umelé svaly firmy FESTO, ktoré sa z hľadiska použitia v priemysle javia najvhodnejšie vďaka ich robustnej konštrukcii. V súčasnosti sú touto firmou vyrábané 2 typy pneumatických umelých svalov líšiace sa od seba spôsobom vyhotovenia koncoviek: DMSP má koncovky nalisované, kým u MAS sa koncovky skrutkujú [90]. Oba tieto typy umelých svalov sú tvorené vnútornou vrstvou – gumovou trubicou a vonkajšou vrstvou – vláknami. Vrstvy sú spojené, čím sa minimalizuje trenie spôsobujúce hysterézu, ku ktorému dochádza medzi vláknami a trubicou. Bežne používaným materiálom na ich výrobu je chloroprén a aramid.

(a) pohľad na kompletný sval



(b) pohľad na vnútornú vrstvu svalu



(c) rez umelým svalom

Obr. 2.4 Pneumatický umelý sval firmy FESTO typu MAS-20 [90]

Na Obr. 2.4 je zobrazený pneumatický umelý sval firmy FESTO typu MAS-20, pričom význam jednotlivých položiek pri reze umelým svalom je nasledovný [90]:

1 – spojovacie matice (tvárnená hliníková zliatina),

2 – príruba (tvárnená hliníková zliatina),
3 – vnútorný kužeľ (tvárnená hliníková zliatina),
4 – tanierové pružiny (oceľ),
5 – tesniaci krúžok (guma z nitrilu),
6 – trubica (chloroprén a aramid).

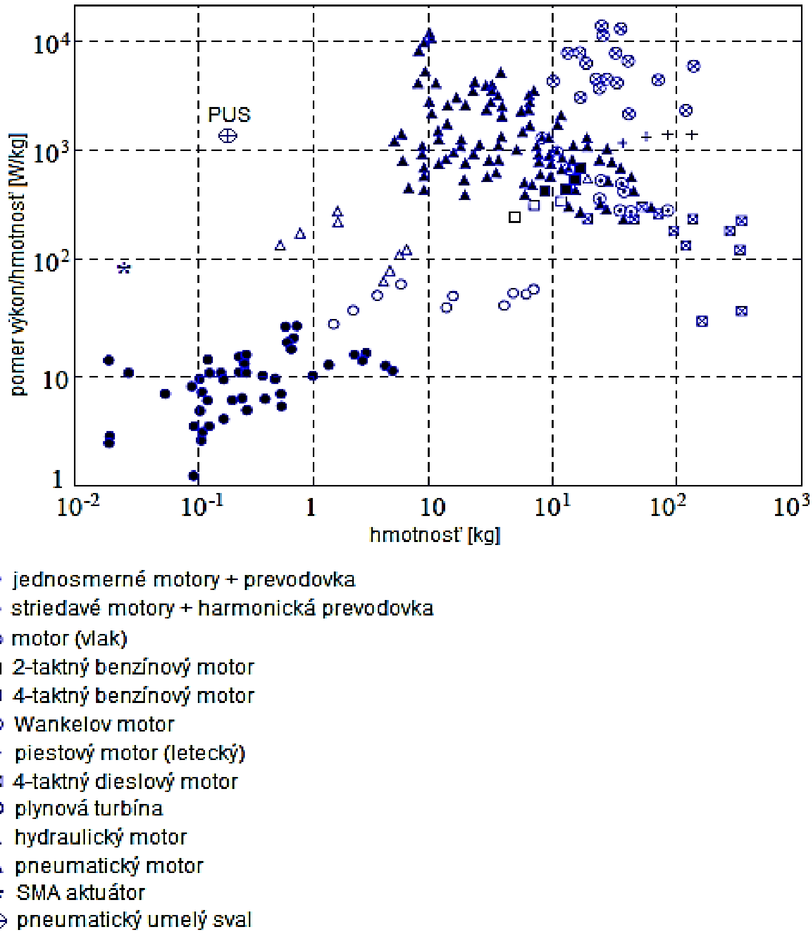
2.2 Vlastnosti pneumatických umelých svalov

Vlastnosti, tvar a chovanie pneumatických umelých svalov sú porovnateľné s ľudskými svalmi, čo umožňuje ich ľahké vzájomné prepojenie do zložitejších manipulačných mechanizmov. Veľmi zaujímavou vlastnosťou pneumatických umelých svalov (podobne ako u biologických) je ich schopnosť činnosti v antagonistickom zapojení, čo umožňuje regulovať ich vlastnú tuhosť/poddajnosť. Táto schopnosť, ktorá nie je bežná u klasických typov pohonov, prináša množstvo výhod v jednotlivých aplikáciách pohonov na báze pneumatických umelých svalov a dáva priestor pre vytváranie rozličných koncepcií riadenia systémov s pneumatickými umelými svalmi s ohľadom na predpokladanú oblasť ich využitia. Pri použití v priemyselnom odvetví s predpokladom minimálneho kontaktu manipulačných zariadení s ľuďmi je možné využiť maximálnu možnú tuhosť antagonistického zapojenia pneumatických umelých svalov pri všetkých podmienkach činnosti, kým v doméne humanoidných robotov a manipulátorov s potrebou jemného uchopovania sa využije nižšia tuhosť (vyššia poddajnosť), resp. riadenie tuhosti/poddajnosti.

Ďalšie významné charakteristické vlastnosti pneumatických umelých svalov [23], [46], [71]:

- Pneumatické umelé svaly sa vyznačujú mimoriadne vysokým pomerom sily k hmotnosti a objemu.
- Pneumatické umelé svaly môžu byť vyrobené v rôznych veľkostiach, a tým aj v rôznych silových a prestavovacích rozsahoch. V súčasnosti dĺžka svalu môže byť v rozsahu 100 - 9 000 mm, priemer svalu v rozsahu 10 - 70 mm.
- Dosiahnuteľné maximálne skrátenie závisí na konštrukcii svalu. V súčasnosti je typicky 30 - 35 % menovitej dĺžky svalu, čo je porovnateľné s biologickými svalmi.
- Ťahová sila umelého svalu na jednotku plochy prierezu môže dosiahnuť až 300 $N \cdot cm^{-2}$ v porovnaní s 30 - 40 $N \cdot cm^{-2}$ pre biologický sval.
- Doposiaľ vyvinuté regulátory sú schopné dosiahnuť presnosť regulácie polohy akčného člena na báze pneumatického umelého svalu lepšiu ako 1 % pri medzných frekvenciách do 10 Hz.
- Pneumatické umelé svaly sú bezpečné pre použitie vo vodnom alebo inom kvapalinovom prostredí a v prostredí s nebezpečenstvom výbuchu plynov a pár.

- Pri pneumatických umelých svaloch sa nevyskytuje tzv. stick-slip efekt vznikajúci pri pohybe piesta v pneumatickom (resp. hydraulickom) valci.
- Pneumatické umelé svaly sú vysoko flexibilné, pružné pri kontakte a majú vynikajúci bezpečnostný potenciál. To umožňuje konštruovať pružné a na dotyk citlivé (soft) aktuátory porovnateľné s biologickými svalmi.



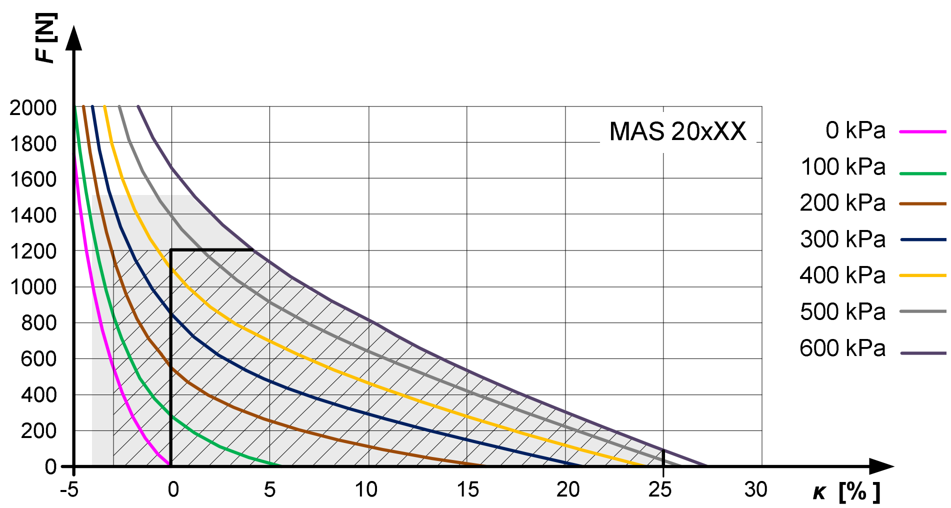
Obr. 2.5 Závislosť pomeru výkon/hmotnosť na hmotnosti pre rôzne druhy pohonov [35]

Pneumatický umelý sval ako pohon má výborný pomer výkon/hmotnosť, ktorý sa rádovo pohybuje v hodnotách 1 $kW \cdot kg^{-1}$ a viac. Na Obr. 2.5 je znázornená závislosť pomeru výkon/hmotnosť na hmotnosti rôznych typov pohonov (vyznačenie pneumatického umelého svalu v tejto závislosti vychádzalo z parametrov pneumatického umelého svalu MAS-20 od firmy FESTO, ktorý pri hmotnosti 391 g má maximálnu teoretickú silu 1 500 N) [35]. Pre priemyselné robotické aplikácie majú z uvedeného obrázka význam pre porovnanie len motory typu elektrické, hydraulické a pneumatické. Je zrejmé, že uvedené porovnanie má do istej miery informatívny charakter vzhľadom k špecifikám použitia jednotlivých typov pohonov v príslušných aplikáciách.

Medzi základné nedostatky použitia pneumatických umelých svalov patria [81] a [89]:

- Vzhľadom k nelineárnym vlastnostiam svalu, stlačiteľnosti média a k treniu vnútornej štruktúry je ich modelovanie a riadenie zložité.
- Pre pohon je potrebný zdroj stlačeného plynu.
- Je potrebné použitie dvoch svalov pre rotačné kinematické dvojice.
- Je potrebné použitie dlhých svalov pri požiadavke na veľký zdvih.
- Zdroj stlačeného vzduchu musia mať vždy pri sebe, čo je nevýhodou pri použití v pohyblivých zariadeniach.

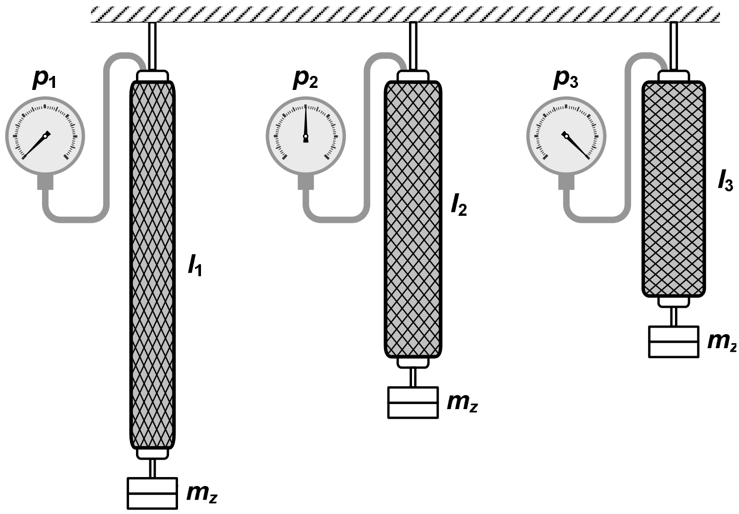
Statické charakteristiky pneumatického umelého svalu je možné posúdiť z Obr. 2.6, kde je uvedená závislosť sily svalu na jeho skrátení (kontrakcii) pri izobarických podmienkach. Z uvedených charakteristík je zrejmé, že sval vyvíja maximálnu silu pri minimálnych kontrakciách, pričom táto sila so stúpajúcou hodnotou kontrakcie klesá takmer lineárne (závislosti sa vyznačujú výraznejšou nelinearitou predovšetkým pri nižších hodnotách kontrakcie). Na obrázku tiež nie je vyznačená hysteréza statických charakteristík, ktorá u tohto typu dosahuje hodnoty rádovo 3 % menovitej dĺžky svalu [90]. Na osi *x* je uvedená kontrakcia v percentách menovitej dĺžky svalu a na osi *y* je sila, pričom jednotlivé charakteristiky zodpovedajú konštantnému tlaku v pracovnom rozsahu 0 - 600 kPa.



Obr. 2.6 Závislosť sily svalu na kontrakcii udávaná výrobcom FESTO [90]

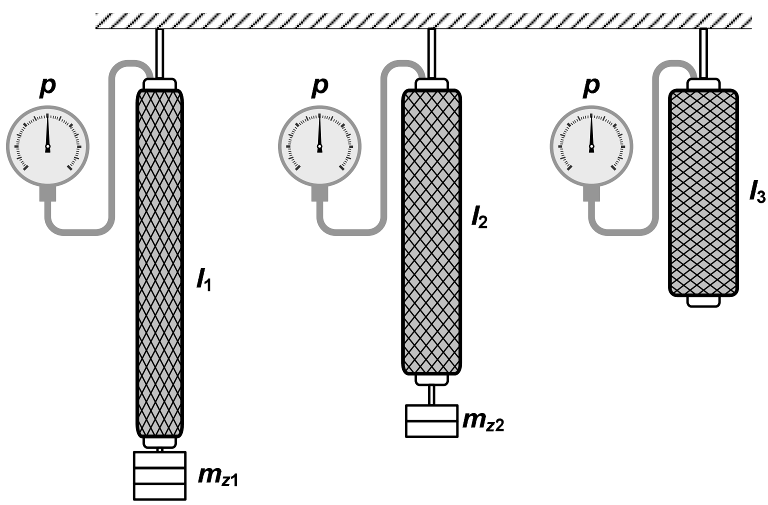
Základné vlastnosti a princíp činnosti pneumatického umelého svalu je možné jednoducho vysvetliť aj na Obr. 2.7, Obr. 2.8 a Obr. 2.9 pri pokuse so závažím zaveseným na jednom konci umelého svalu, pričom druhý koniec svalu je pevne ukotvený [62].

Ak zaťažíme sval závažím o konštantnej hmotnosti (izotonické zaťaženie), tak v počiatočnom stave pri nulovom tlaku vo svale bude dĺžka svalu maximálna a kontrakcia svalu bude nulová (Obr. 2.7). Postupným zvyšovaním tlaku vo svale sa sval začne skracovať (kontrakcia zväčšovať) generujúc ťahovú silu, ktorá spôsobí zdvíhanie závažia dovtedy, kým nedôjde k rovnováhe ťahovej sily svalu a tiažovej sily závažia.



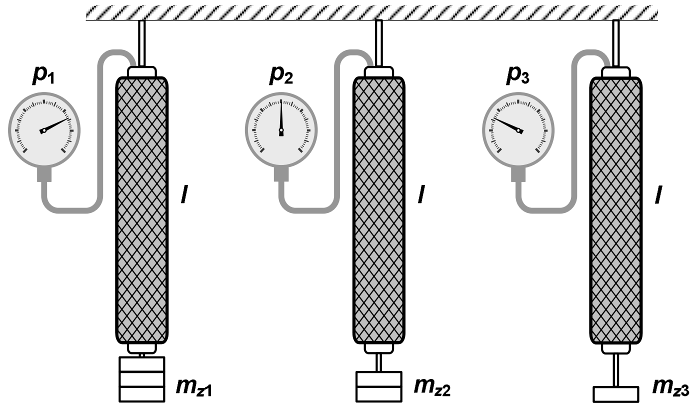
Obr. 2.7 Pneumatický umelý sval s konštantnou záťažou

Na Obr. 2.8 je sval natlakovaný na konštantný tlak (izobarické zaťaženie), pričom sa postupne bude znižovať hmotnosť závažia. Znižovaním hmotnosti závažia sa bude jeho dĺžka skracovať a zároveň bude klesať aj sila vyvinutá svalom. Pri odstránení závažia bude dĺžka svalu minimálna a sila vyvinutá svalom nulová. V tomto sa pneumatický umelý sval líši od pneumatických valcov, kde sila závisí iba od tlaku a plochy piestu a nie od posunutia.



Obr. 2.8 Pneumatický umelý sval s konštantným tlakom

Na Obr. 2.9 je znázornený prípad pre konštantnú dĺžku (kontrakciu) svalu v závislosti na klesajúcom zaťažení svalu (izometrické zaťaženie). Pre udržanie konštantnej dĺžky svalu pri znižovaní hmotnosti závažia je potrebné zmenšovať tlak vo svale, aby sa zabezpečila rovnováha medzi ťahovou silou svalu a tiažovou silou závažia.



Obr. 2.9 Pneumatický umelý sval s konštantnou dĺžkou

2.3 Aproximácia statických charakteristík pneumatického umelého svalu

Pre modelovanie a simuláciu aktuátorov na báze pneumatických umelých svalov je potrebná znalosť matematickej závislosti sily svalu na jeho kontrakcii pri rôznych tlakoch vo svaloch. Za týmto účelom boli aproximované statické charakteristiky pneumatického umelého svalu typu MAS-20-250N firmy FESTO používaného v experimentoch. Tieto charakteristiky sú na Obr. 2.6 a boli k dispozícii od výrobcu svalu. Pre porovnanie boli vykonané aproximácie využitím rôznych prístupov popísaných v nasledujúcich podkapitolách.

2.3.1 Aproximácia využívajúca parametrický model svalu

Na základe fyzikálnych zákonov (zákona zachovania energie, Bernoulliho rovnici, atď.) a geometrických parametrov svalu (polomer, uhol vlákien) bol odvodený pre štandardný typ McKibbenovho pneumatického umelého svalu vzťah pre silu, ktorú sval vyvinie nasledovne [16], [20]:

$$F(P,\kappa)=\pi\cdot r_0^2\cdot P\cdot\left(\frac{3}{\tan^2\alpha_0}(1-\kappa)^2-\frac{1}{\sin^2\alpha_0}\right), \qquad (2.1)$$

kde: r_0 – počiatočný polomer svalu,
P – tlak vo svale,
κ – kontrakcia svalu,
α_0 – počiatočný uhol medzi osou svalu a vláknami.

Vo vzťahu (2.1) označme $a = \frac{3}{\tan^2 \alpha_0}$, $b = \frac{1}{\sin^2 \alpha_0}$ a potom pre použitý typ svalu MAS-20-250N s počiatočným polomerom r_0 = 10 mm sú jeho parametre: a = 5,4; b = 2,8 [15].

Vzťah (2.1) neberie do úvahy trenie medzi jednotlivými vláknami a medzi opletením a trubicou, pričom toto trenie spolu s neelastickou deformáciou gumovej trubice spôsobujú hysterézu statických aj dynamických charakteristík pneumatického umelého svalu. Tento vzťah taktiež nezahŕňa vplyv svalovej membrány na zmenu tlaku a preto sa predpokladalo, že pre rôzne tlaky bude rovnaká maximálna kontrakcia. Ako vyplýva z Obr. 2.6, tento predpoklad neplatí a preto do vzťahu (2.1) bol doplnený člen $\varepsilon(P)$ nasledovne [17]:

$$F(P,\kappa) = \pi \cdot r_0^2 \cdot P \cdot \left(a \cdot (1 - \varepsilon(P) \cdot \kappa)^2 - b\right). \tag{2.2}$$

Avšak aj po tomto doplnení bol zistený rozdiel medzi experimentálne získanými hodnotami a teoretickým modelom pre menšie hodnoty tlaku P vo vzťahu ku kontrakcii κ. Aby bolo možné získať korektné aproximácie aj pre menšie hodnoty tlaku, bol do vzťahu (2.1) ešte pridaný člen $\mu(\kappa)$ nasledovne [15]:

$$F(P,\kappa) = \mu(\kappa) \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot P \cdot \left(a \cdot (1 - \varepsilon(P) \cdot \kappa)^2 - b\right). \tag{2.3}$$

Doplnené členy $\varepsilon(P)$ a $\mu(\kappa)$ slúžia na dosiahnutie čo najlepšej aproximácie statických charakteristík a platí [15]:

$$\varepsilon(P) = a_\varepsilon \cdot e^{-P} - b_\varepsilon, \tag{2.4}$$

$$\mu(\kappa) = a_\kappa \cdot e^{-\kappa \cdot c_\kappa} - b_\kappa. \tag{2.5}$$

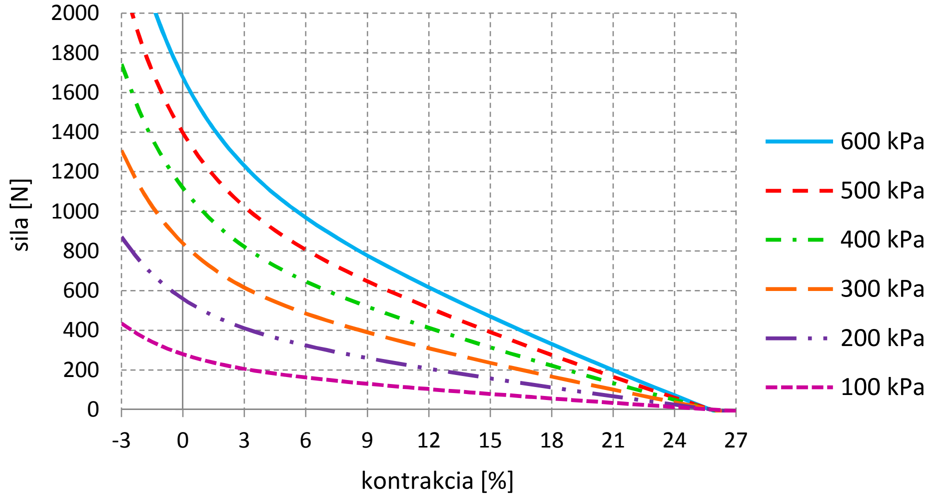
Hodnoty neznámych koeficientov a_ε, b_ε, a_κ, b_κ, c_κ boli vypočítané použitím Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab a sú uvedené v Tab. 2.1.

Tab. 2.1 Získané hodnoty koeficientov (2.4) a (2.5)

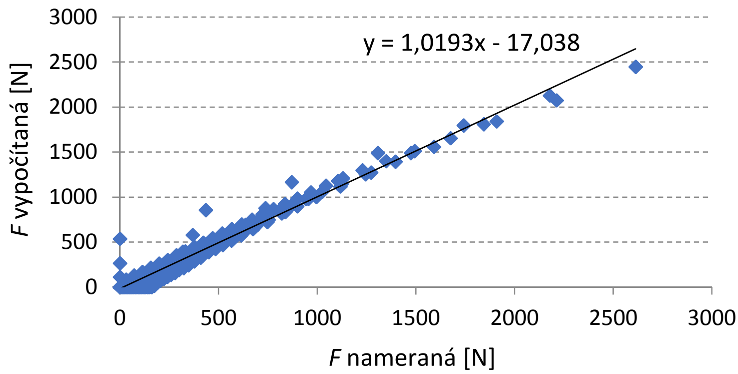
Koeficient	*Hodnota*
a_ε	0,46780
b_ε	-0,01086

Koeficient	*Hodnota*
a_κ	0,0008969
b_κ	-0,0025230
c_κ	0,2938000

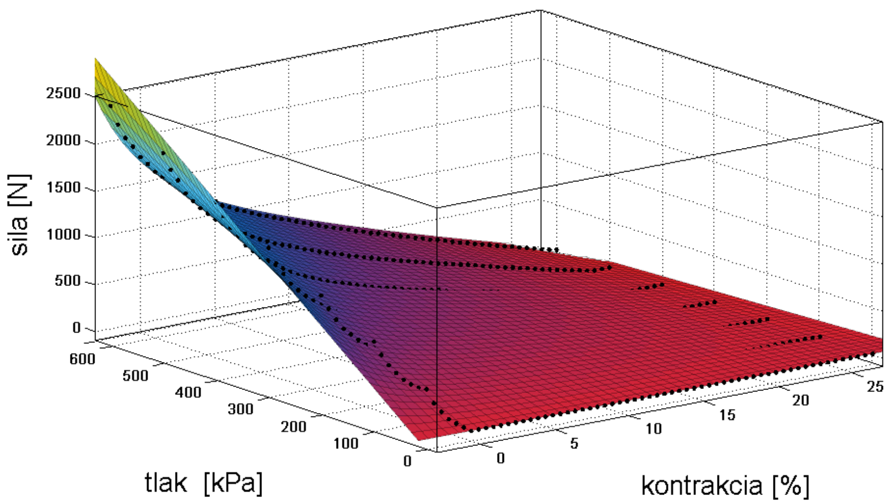
Obr. 2.10 znázorňuje statické charakteristiky pneumatického umelého svalu typu MAS-20-250N získané aproximáciou použitím vzťahu (2.3) v MS Excel. Vzťah medzi vypočítanými silami svalov použitím vzťahu (2.3) a silami na základe statických charakteristík danými firmou FESTO zobrazuje Obr. 2.11. Výsledná aproximovaná plocha je zobrazená na Obr. 2.12. Tab. 2.2 zobrazuje štatistické výsledky získané pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab, pričom koeficient determinácie (R^2 = 0,9711) ukazuje, že kvalita aproximácie je postačujúca.



Obr. 2.10 Závislosť sily svalu na kontrakcii podľa (2.3) pre rôzne tlaky vo svale



Obr. 2.11 Vzťah medzi silami svalov podľa (2.3) a danými výrobcom FESTO



Obr. 2.12 Aproximovaná plocha podľa (2.3)

Tab. 2.2 Štatistické výsledky aproximácie podľa (2.3)

SSE	R^2	Upravený R^2	RMSE
2,784E+09	0,9713	0,9711	81,22

2.3.2 Aproximácia vychádzajúca z maximálnej sily svalu

Z Obr. 2.6 je zrejmé, že v prípade, ak je kontrakcia svalu konštantná tak sila svalu závisí takmer lineárne od tlaku vo svale. So zvyšujúcou sa kontrakciou svalu, ale tento faktor úmernosti klesá. Preto celkovú silu svalu, ako funkciu $F(P,\kappa)$ závislú na kontrakcii svalu pre rôzne hodnoty tlakov vo svale je možné vyjadriť pomocou maximálnej sily svalu F_{max} nasledovne [39]:

$$F(P,\kappa) = F_{\max}(\kappa) - (P_{\max} - P)\cdot\left(\frac{a_0 - a_1\kappa}{a_2}\right), \qquad (2.6)$$

kde: P_{max} – maximálny tlak vo svale,
P – tlak vo svale,
a_0, a_1, a_2 – neznáme koeficienty.

Maximálna sila svalu F_{max} ako funkcia závislá od kontrakcie svalu κ bola pre dosiahnutie čo najlepšej aproximácie daných statických charakteristík vyjadrená polynómom štvrtého stupňa pri maximálnom tlaku P_{max} = 600 kPa [39]:

$$F_{\max}(\kappa) = b_0 + b_1\kappa + b_2\kappa^2 + b_3\kappa^3 + b_4\kappa^4\ , \qquad (2.7)$$

kde: b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 – neznáme koeficienty.

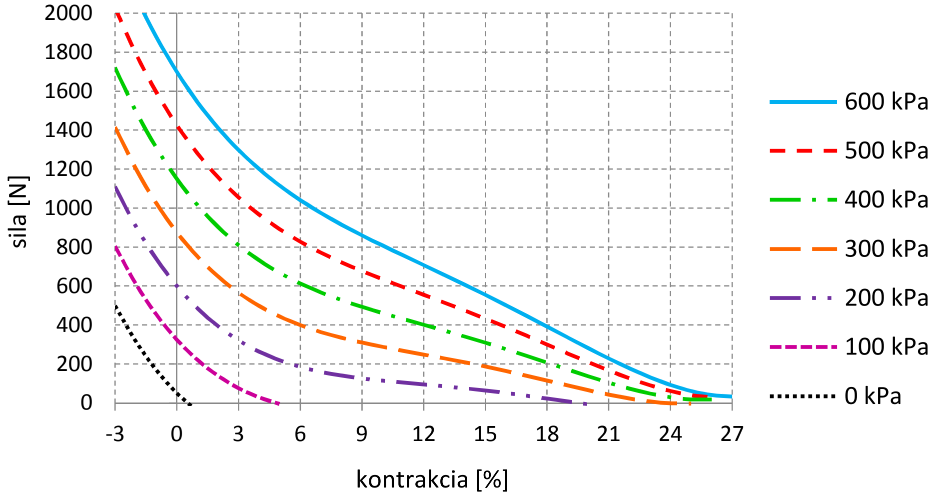
Hodnoty koeficientov a_0 [N], a_1 [N·m^{-1}], a_2 [Pa], b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 boli získané pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab a sú uvedené v Tab. 2.3.

Tab. 2.3 Získané hodnoty koeficientov (2.6) a (2.7)

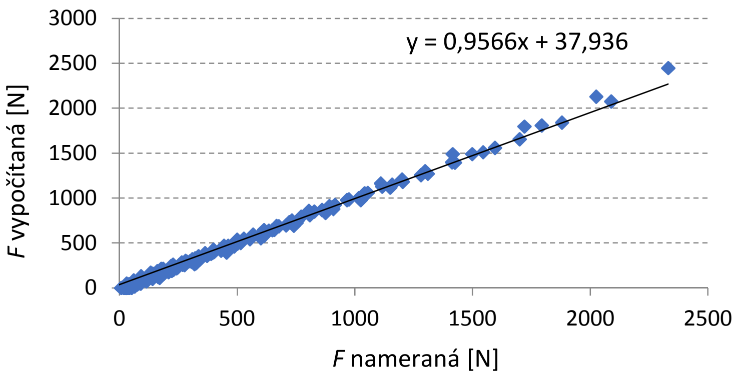
Koeficient	*Hodnota*
a_0	461,70
a_1	17,05
a_2	168,00

Koeficient	*Hodnota*
b_0	1700,000000
b_1	-166,700000
b_2	12,680000
b_3	-0,591600
b_4	0,009848

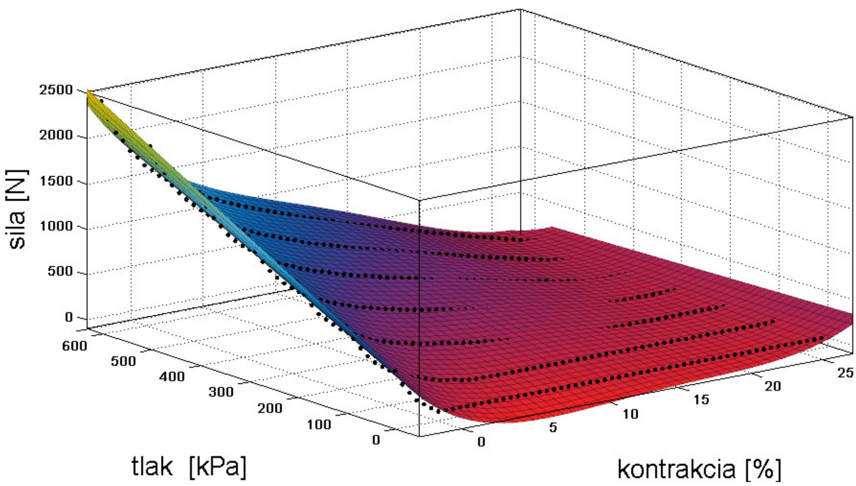
Statické charakteristiky pneumatického umelého svalu typu MAS-20-250N získané aproximáciou použitím vzťahov (2.6) a (2.7) v MS Excel sú na Obr. 2.13. Vzťah medzi vypočítanými silami svalov použitím vzťahov (2.6) a (2.7) a silami na základe statických charakteristík danými firmou FESTO zobrazuje Obr. 2.14, pričom výsledná aproximovaná plocha je na Obr. 2.15.



Obr. 2.13 Závislosť sily svalu na kontrakcii podľa (2.6) a (2.7) pre rôzne tlaky vo svale



Obr. 2.14 Vzťah medzi silami svalov podľa (2.6), (2.7) a danými výrobcom FESTO



Obr. 2.15 Aproximovaná plocha podľa (2.6) a (2.7)

Štatistické výsledky získané pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab zobrazuje Tab. 2.4, pričom koeficient determinácie (R^2 = 0,9974) naznačuje, že kvalita aproximácie je dobrá.

Tab. 2.4 Štatistické výsledky aproximácie podľa (2.6) a (2.7)

SSE	R^2	Upravený R^2	RMSE
9,374E+07	0,9974	0,9974	473

2.3.3 Aproximácia exponenciálnou funkciou

Závislosť sily svalu F od kontrakcie svalu κ pri konštantnom tlaku vo svale P je možné aproximovať aj exponenciálnou funkciou v tvare:

$$F(\kappa) = a_1 \cdot e^{(a_2 \cdot \kappa + a_3)} + a_4 \kappa + a_5 , \tag{2.8}$$

kde: a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – neznáme koeficienty.

V prípade, ak chceme, aby vzťah (2.8) mal univerzálne použitie pre rôzne tlaky vo svale je potrebné tento vzťah doplniť o nasledovné [69]:

$$F(\kappa, P) = (a_1 \cdot P + a_2) \cdot e^{(a_3 \cdot \kappa + a_4)} + (a_5 \cdot P + a_6) \cdot \kappa + a_7 \cdot P + a_8 . \tag{2.9}$$

Ak zredukujeme počet koeficientov v (2.9) dostaneme pre silu svalu závislú na kontrakcii a tlaku vo svale exponenciálnu funkciu so šiestimi neznámymi koeficientmi [70]:

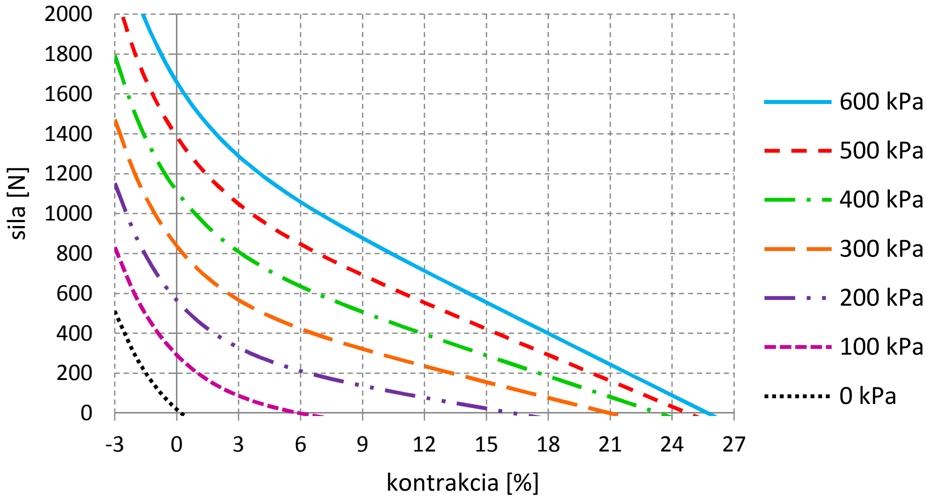
$$F(\kappa, P) = (a_1 \cdot P + a_2) \cdot e^{a_3 \cdot \kappa} + a_4 \cdot \kappa \cdot P + a_5 \cdot P + a_6 , \tag{2.10}$$

pričom hodnoty koeficientov a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6 boli nájdené pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab a sú uvedené v Tab. 2.5.

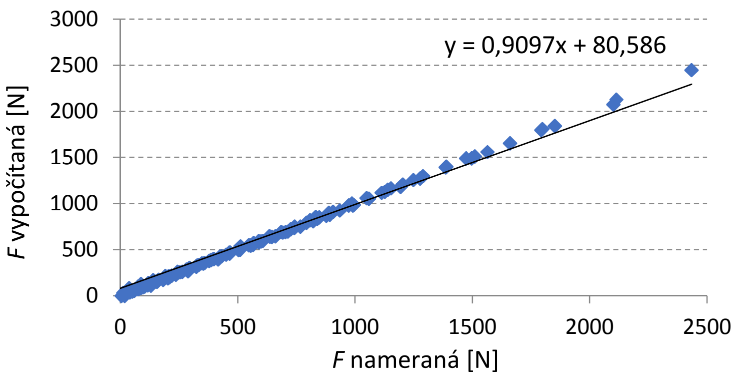
Tab. 2.5 Získané hodnoty koeficientov (2.10)

Koeficient	*Hodnota*	*Koeficient*	*Hodnota*
a_1	0,1121	a_4	-0,08619
a_2	263,7000	a_5	2,62400
a_3	-0,3515	a_6	-245,60000

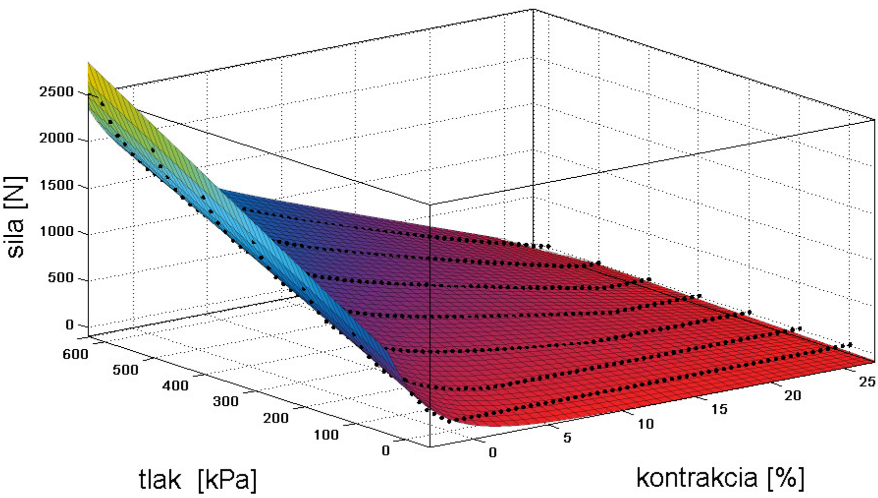
Obr. 2.16 znázorňuje statické charakteristiky pneumatického umelého svalu typu MAS-20-250N získané aproximáciou použitím vzťahu (2.10) v MS Excel a vzťah medzi vypočítanými silami svalov použitím vzťahu (2.10) a danými výrobcom FESTO je na Obr. 2.17. Výsledná aproximovaná plocha je na Obr. 2.18. Tab. 2.6 zobrazuje štatistické výsledky aproximácie získané pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab. Koeficient determinácie (R^2 = 0,9996) naznačuje, že kvalita aproximácie je veľmi dobrá.



Obr. 2.16 Závislosť sily svalu na kontrakcii podľa (2.10) pre rôzne tlaky vo svale



Obr. 2.17 Vzťah medzi silami svalov podľa (2.10) a danými výrobcom FESTO



Obr. 2.18 Aproximovaná plocha podľa (2.10)

Tab. 2.6 Štatistické výsledky aproximácie podľa (2.10)

SSE	R^2	Upravený R^2	RMSE
1,842E+07	0,9996	0,9996	209,2

2.3.4 Aproximácia polynomickou funkciou

Štvrtá metóda aproximácie statických charakteristík na Obr. 2.6 je aproximácia polynomickou funkciou. V tomto prípade je na dosiahnutie čo najlepšej aproximácie týchto charakteristík zvolený polynóm piateho stupňa s dvadsaťjeden koeficientmi [28]:

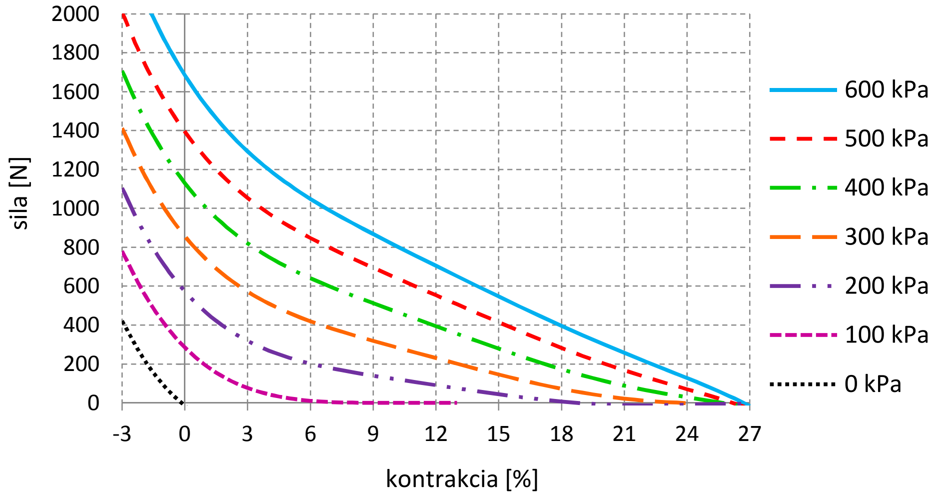
$$\begin{aligned} F(\kappa,P) &= a_{00}+a_{10}\cdot\kappa+a_{01}\cdot P+a_{20}\cdot\kappa^2+a_{11}\cdot\kappa\cdot P+a_{02}\cdot P^2+a_{30}\cdot\kappa^3+ \\ &+a_{21}\cdot\kappa^2\cdot P+a_{12}\cdot\kappa\cdot P^2+a_{03}\cdot P^3+a_{40}\cdot\kappa^4+a_{31}\cdot\kappa^3\cdot P+a_{22}\cdot\kappa^2\cdot P^2+ \\ &+a_{13}\cdot\kappa\cdot P^3+a_{04}\cdot P^4+a_{50}\cdot\kappa^5+a_{41}\cdot\kappa^4\cdot P+a_{32}\cdot\kappa^3\cdot P^2+a_{23}\cdot\kappa^2\cdot P^3+ \\ &+a_{14}\cdot\kappa\cdot P^4+a_{05}\cdot P^5, \end{aligned} \tag{2.11}$$

kde hodnoty neznámych koeficientov boli tiež nájdené pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab a sú uvedené v Tab. 2.7.

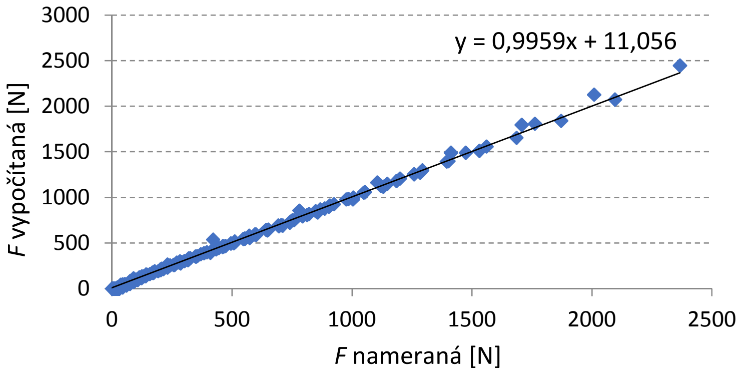
Tab. 2.7 Získané hodnoty koeficientov (2.11)

Koeficient	*Hodnota*	*Koeficient*	*Hodnota*
a_{00}	-14,570000	a_{31}	4,21E-04
a_{10}	-86,050000	a_{22}	-1,13E-05
a_{01}	3,148000	a_{13}	-2,85E-07
a_{20}	16,040000	a_{04}	-2,39E-08
a_{11}	-0,262400	a_{50}	-4,39E-04
a_{02}	-0,002405	a_{41}	-7,03E-07
a_{30}	-1,112000	a_{32}	-5,54E-07
a_{21}	-0,003664	a_{23}	2,76E-08
a_{12}	0,000494	a_{14}	-3,27E-10
a_{03}	1,08E-05	a_{05}	1,85E-11
a_{40}	0,035290		

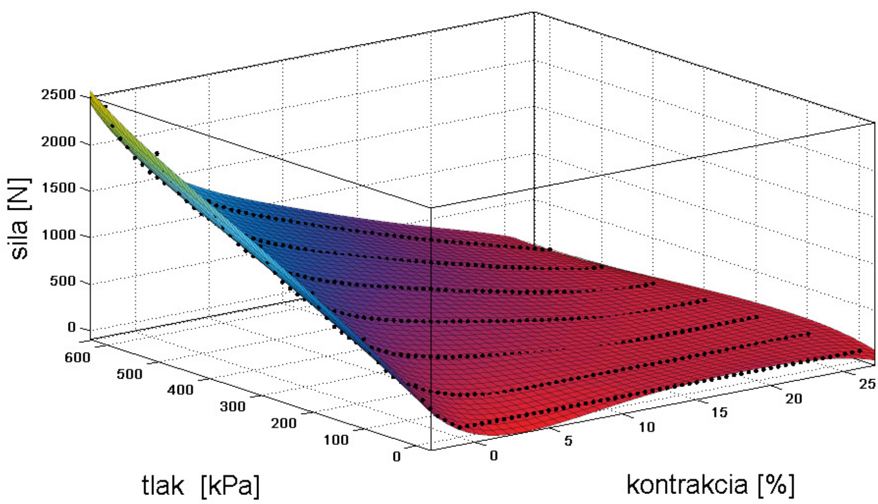
Obr. 2.19 znázorňuje aproximované statické charakteristiky pneumatického umelého svalu typu MAS-20-250N získané aproximáciou použitím (2.11) v MS Excel. Závislosť medzi určenými charakteristikami firmou FESTO a vypočítanými charakteristikami je na Obr. 2.20 a výsledná aproximovaná plocha získaná aproximáciou polynomickej funkcie je na Obr. 2.21. Tab. 2.8 zobrazuje štatistické výsledky získané pomocou Surface Fitting Tool v toolboxe Curve Fitting v programovom prostredí Matlab, pričom koeficient determinácie (R^2 = 0,9997) ukazuje, že kvalita aproximácie je veľmi dobrá.



Obr. 2.19 Závislosť sily svalu na kontrakcii podľa (2.11) pre rôzne tlaky vo svale



Obr. 2.20 Vzťah medzi silami svalov podľa (2.11) a danými výrobcom FESTO



Obr. 2.21 Aproximovaná plocha podľa (2.11)

Tab. 2.8 Štatistické výsledky aproximácie podľa (2.11)

SSE	R^2	Upravený R^2	RMSE
1,099E+07	0,9997	0,9997	164,5

Aproximácia polynomickou funkciou dosahuje najlepšie výsledky v porovnaní s aproximáciami v kapitolách 2.3.1, 2.3.2 a 2.3.3, avšak táto aproximácia vyžaduje najväčší výpočtový výkon v prípade použitia v simulácií aktuátora.

3 Modely pneumatických umelých svalov

Matematické modelovanie pneumatických umelých svalov je dôležité pre simulovanie dynamiky pohybu pneumatických aktuátorov s umelými svalmi s využitím vo fáze návrhu ich konštrukcie, realizácie, ako aj pre návrh algoritmov riadenia takéhoto typu aktuátora. Pri tvorbe matematického modelu je dôležité poznať geometrické vlastnosti svalu a fyzikálne javy prebiehajúce vnútri svalu. Najväčšou výzvou pri modelovaní pneumatických umelých svalov sú niektoré ich špecifické vlastnosti a to hlavne pružnosť materiálov, z ktorých je sval skonštruovaný. Taktiež v tomto type svalu vzniká už spomínané suché trenie medzi gumenou trubicou a opletením, a tým je pneumatický umelý sval považovaný za nelineárny prvok s pásmom necitlivosti a hysterézou.

Kvôli neúplnej znalosti všetkých fyzikálnych javov prebiehajúcich vnútri pneumatického umelého svalu nie je možné zostrojiť jeho dokonalý matematický model. Z tohto dôvodu je potrebné navrhnúť deterministický matematický model čo najmenej citlivý na neurčitosti, schopný zabezpečiť požadované odozvy aj pri zmenách parametrov a porúch.

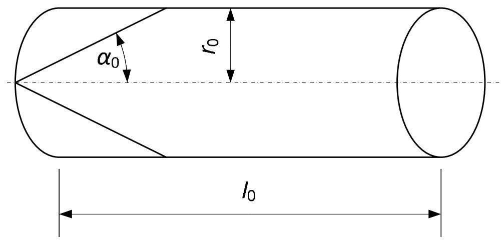
Matematické modely pneumatických umelých svalov je možné rozdeliť do niekoľkých kategórii [21], [40]:

- empirické modely (Gavrilovic a Maric, 1969; Medrano-Cerda et al., 1995),
- modely založené na geometrii svalu (Gaylord, 1958; Schulte, 1961; Tondu a kol., 1994; Paynter, 1996),
- modely založené na vlastnostiach materiálov (Huxley, 1957; Chou a Hannaford, 1996; Schulte, 1961),
- fenomenologické, biomechanické modely svalu (Hill, 1938).

3.1 Jednoduchý geometrický model svalu

Geometrické modely popisujú umelý sval z hľadiska jeho geometrických vlastností a môžu byť ľahko použité za určitých zjednodušení pre získanie statických a dynamických charakteristík pneumatických umelých svalov. V súčasnosti sa preto viacero autorov zaoberá práve týmto modelovaním pneumatického umelého svalu [41], [49], [68].

Jedným zo spôsobov ako modelovať pneumatický umelý sval pomocou jeho geometrických vlastností je jeho modelovanie ako valec s nulovou (resp. nenulovou) hrúbkou steny. Potom hlavnými parametrami pre jednoduchý geometrický model pneumatického umelého svalu sú počiatočný polomer svalu r_0, počiatočná dĺžka svalu l_0 a počiatočný uhol α_0 medzi osou svalu a vláknami (Obr. 3.1).



Obr. 3.1 Hlavné parametre pneumatického umelého svalu pre jednoduchý geometrický model

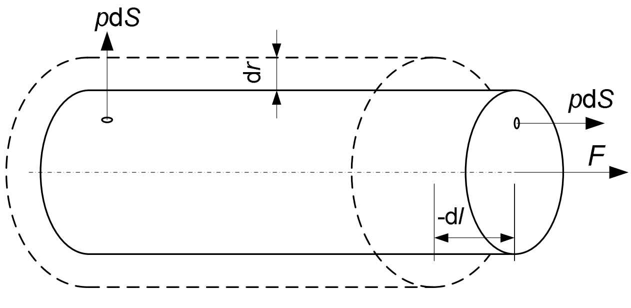
Na základe zákona zachovania energie (ak zanedbáme straty v systéme) musí byť rovnosť medzi virtuálnou prácou dW_{in}, ktorú vykonáva stlačený vzduch dodávaný do svalu a virtuálnou prácou dW_{out}, ktorú koná sval svojou kontrakciou [63] a preto platí:

$$\mathrm{d}W_{in} = \mathrm{d}W_{out} . \tag{3.1}$$

Pre vstupnú virtuálnu prácu dW_{in} stlačeného vzduchu platí (Obr. 3.2):

$$\mathrm{d}W_{in} = \int_S \left(P - P_a\right) \cdot \mathrm{d}l \cdot \mathrm{d}S = p \cdot \mathrm{d}V , \tag{3.2}$$

kde: P – absolútny tlak vzduchu vo svale,
P_a – absolútny tlak okolia (barometrický tlak),
S – celkový vnútorný povrch svalu,
dV – zmena objemu svalu.



Obr. 3.2 Vzájomná interakcia medzi tlakom vzduchu a kontrakciou svalu

Pre výstupnú virtuálnu prácu dW_{out} svalu platí (Obr. 3.2):

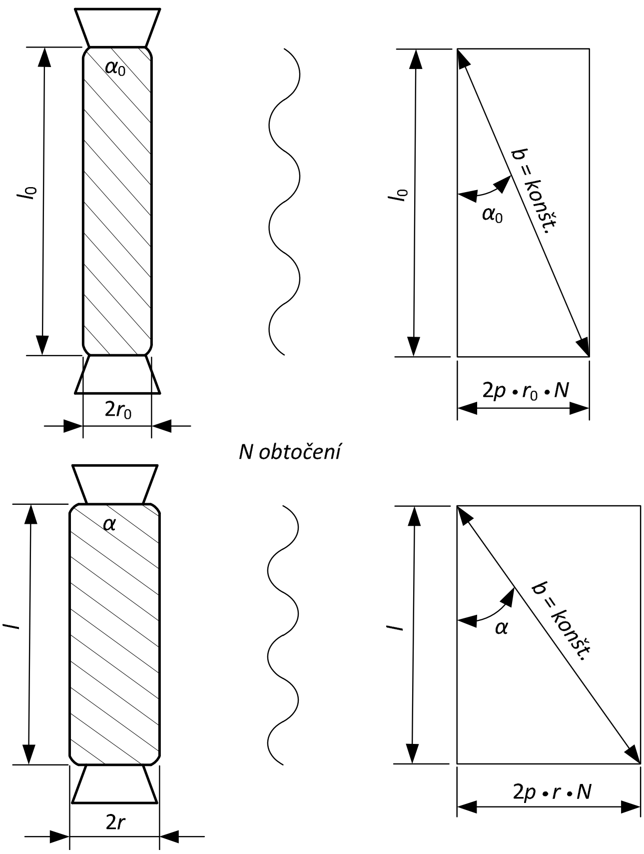
$$\mathrm{d}W_{out} = -F \cdot \mathrm{d}l , \tag{3.3}$$

kde: F – axiálna ťahová sila svalu,
dl – axiálne posunutie.

Dosadením (3.2) a (3.3) do (3.1) a úpravou dostaneme vyjadrenie pre ťahovú silu F svalu v závislosti na relatívnom tlaku p vo svale:

$$F = -p \cdot \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}l} . \tag{3.4}$$

Pre výpočet dV/dl predpokladajme, že rozťažnosť vonkajšieho opletenia svalu je veľmi malá, takže objem svalu pre jednoduchý geometrický model bude závislý len na jeho dĺžke. Uvažujme aktívnu časť svalu v tvare dokonalého valca podľa Obr. 3.1 s geometrickými konštantami: počiatočná dĺžka svalu l_0, konštantná dĺžka vlákna b a počet obtočení N jedného vlákna okolo valca (Obr. 3.3).



Obr. 3.3 Korelácia medzi jednotlivými parametrami jednoduchého geometrického modelu svalu

Dĺžku svalu l a jeho polomer r je možné z Obr. 3.3 vyjadriť ako funkciu α s konštantnými parametrami N a b:

$$l = b \cdot \cos\alpha\,, \tag{3.5}$$

$$r = \frac{b \cdot \sin\alpha}{2\pi \cdot N}\,. \tag{3.6}$$

Za predpokladu, že hrúbka steny valca je nulová, použitím vzťahov (3.5) a (3.6) a následnou úpravou dostaneme pre objem valca:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot l = \frac{b^3}{4\pi \cdot N^2} \cdot \sin^2\alpha \cdot \cos\alpha\,. \tag{3.7}$$

Dosadením (3.7) do (3.4) pre ťahovú silu F svalu dostaneme:

$$F = -p \cdot \frac{\mathrm{d}V/\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}l/\mathrm{d}\alpha} = -p \cdot \frac{\frac{b^3}{4\pi \cdot N^2} \cdot \left(2\sin\alpha \cdot \cos^2\alpha - \sin^3\alpha\right)}{-b \cdot \sin\alpha} = \\ = p \cdot \frac{b^3 \cdot \sin\alpha \cdot \left(\cos^2\alpha - \sin^2\alpha\right)}{4 \cdot \pi \cdot N^2 \left(-b \cdot \sin\alpha\right)} = p \cdot \frac{b^2 \cdot \left(3\cos^2\alpha - 1\right)}{4\pi \cdot N^2}. \tag{3.8}$$

Z (3.8) vyplýva, že ťahová sila svalu je priamo úmerná tlaku stlačeného vzduchu vo svale a je monotónnou funkciou uhla vlákien.

Po dosadení za $\cos\alpha$ z (3.5) pre ťahovú silu v závislosti na dĺžke svalu dostaneme:

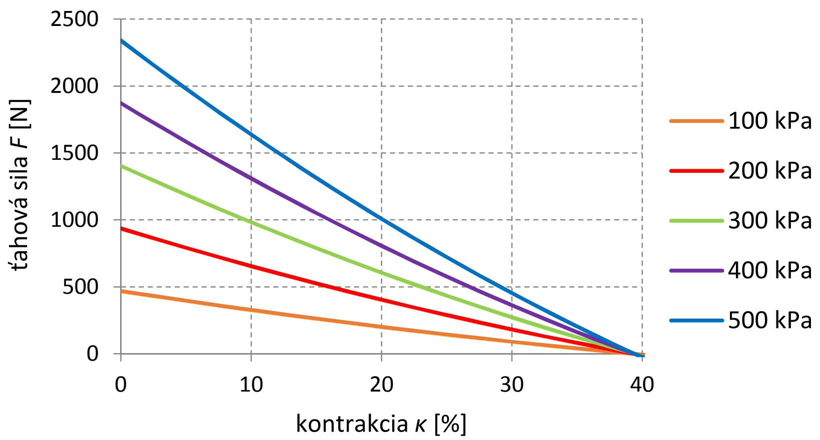
$$F = p \cdot \frac{3l^2 - b^2}{4\pi \cdot N^2}. \tag{3.9}$$

Nech relatívna kontrakcia svalu κ je pomer skrátenia svalu voči jeho počiatočnej dĺžke l_0:

$$\kappa = \frac{l_0 - l}{l_0}, \tag{3.10}$$

tak potom pre ťahovú silu v závislosti na kontrakcii platí (Obr. 3.4):

$$F = p \cdot \frac{3{l_0}^2 \cdot (1-\kappa)^2 - b^2}{4\pi \cdot N^2}. \tag{3.11}$$



Obr. 3.4 Závislosť sily svalu na kontrakcii pre jednoduchý geometrický model

Závislosť sily na kontrakcii v % uvedená na Obr. 3.4 platí pre pneumatický umelý sval s týmito parametrami: počiatočná dĺžka svalu l_0 = 264 mm, konštantná dĺžka vlákna b = 277,1 mm a počet obtočení jedného vlákna okolo valca N = 1,5, pričom v uvedenom matematickom popise sa uvažovalo s nulovou hrúbkou steny valca [63].

3.1.1 Závislosť objemu svalu na kontrakcii pre jednoduchý geometrický model

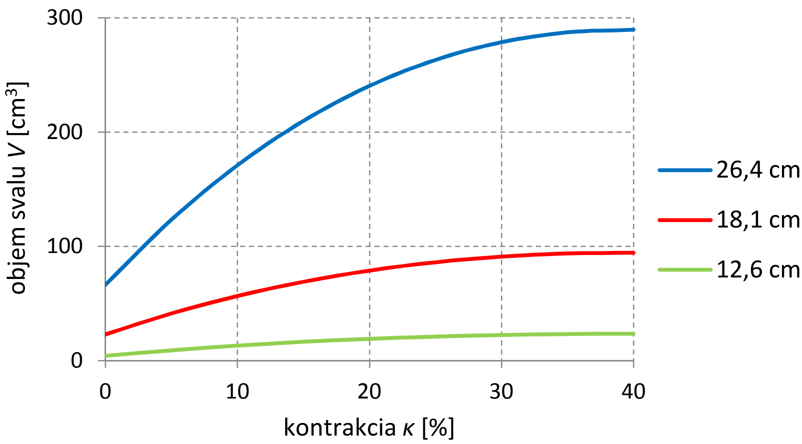
Zmenou kontrakcie svalu sa mení aj jeho objem. Pre odvodenie závislosti zmeny objemu svalu na kontrakcii je možné využiť jednoduchý geometrický model odvodený v predchádzajúcom.

Úpravou (3.7) využitím vzťahov pre $\sin\alpha$ (3.6) a $\cos\alpha$ (3.5) je možné objem svalu vyjadriť nasledovne:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot l = \frac{b^2 \cdot \sin^2\alpha}{4\pi \cdot N^2} \cdot l = \frac{b^2 \cdot \left(1-\cos^2\alpha\right)}{4\pi \cdot N^2} \cdot l = \frac{b^2 \cdot l - l^3}{4\pi \cdot N^2}. \qquad (3.12)$$

Dosadením za l z (3.10) pre závislosť objemu svalu na kontrakcii bude platiť:

$$V = \frac{b^2 \cdot l_0 \cdot (1-\kappa) - l_0^3 \cdot (1-\kappa)^3}{4 \cdot \pi \cdot N^2}. \qquad (3.13)$$



Obr. 3.5 Závislosť objemu svalu na kontrakcii pre jednoduchý geometrický model

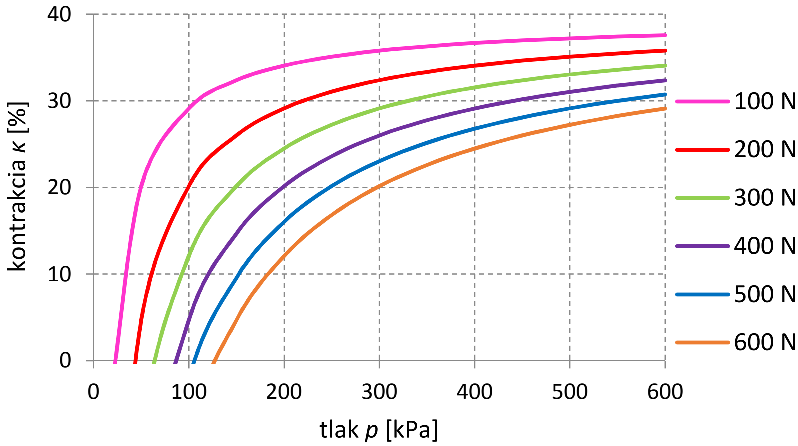
Závislosť objemu svalu na kontrakcii v % podľa (3.13) pre tri pneumatické umelé svaly s rôznou dĺžkou l_0 (264 mm, 181 mm, 126 mm), konštantnou dĺžkou vlákna b = 277,1 mm a počtom obtočení jedného vlákna okolo valca N = 1,5 so zanedbaním hrúbky steny valca je na Obr. 3.5 [63].

3.1.2 Závislosť kontrakcie svalu na tlaku pre jednoduchý geometrický model

Veľkosť kontrakcie pneumatického umelého svalu závisí od tlaku vzduchu vo svale a zaťaženia svalu. Vzťah pre túto závislosť možno odvodiť z jednoduchého geometrického modelu svalu, ak matematickými úpravami zo vzťahu (3.11) vyjadríme κ:

$$\kappa = 1 - \sqrt{\frac{4F \cdot \pi \cdot N^2}{3p \cdot l_0^2} + \frac{b^2}{3l_0^2}}\ . \tag{3.14}$$

Závislosť kontrakcie svalu na tlaku podľa (3.14) pre pneumatický umelý sval s týmito parametrami: počiatočná dĺžka svalu $l_0 = 264$ mm, konštantná dĺžka vlákna $b = 277{,}1$ mm, počet obtočení jedného vlákna okolo valca $N = 1{,}5$ a pre rôzne hodnoty zaťažovacej sily je na Obr. 3.6, pričom opäť bolo uvažované s nulovou hrúbkou steny valca [63].



Obr. 3.6 Závislosť kontrakcie svalu na tlaku pre jednoduchý geometrický model

3.1.3 Dynamický popis pneumatického umelého svalu využitím jednoduchého geometrického modelu

Pre dynamický popis chovania sa pneumatického umelého svalu je podstatná znalosť tlaku vo svale. Tlak vo svale môže byť vypočítaný z rovníc pre ideálny plyn a z Boyle-Mariottovho zákona [42]:

$$P \cdot V = \text{konšt.}\,, \tag{3.15}$$

$$P \cdot V = P_a \cdot V_{vz}\,, \tag{3.16}$$

$$P = P_a \cdot \frac{V_{vz}}{V}\,, \tag{3.17}$$

kde: P – absolútny tlak vzduchu vo svale,
P_a – absolútny tlak okolia (barometrický tlak),
V – objem svalu,
V_{vz} – objem vzduchu vo svale.

Derivovaním rovnice (3.17) podľa V a úpravou dostaneme rovnicu pre zmenu tlaku vzduchu vo svale:

$$\dot{P} = P_a \cdot \left(\frac{\dot{V}_{vz}}{V} - V_{vz} \cdot \frac{\dot{V}}{V^2} \right). \tag{3.18}$$

Objem vzduchu vo svale V_{vz} dosadíme z (3.16) a upravíme:

$$\dot{P} = P_a \cdot \left(\frac{\dot{V}_{vz}}{V} - \frac{P \cdot V}{P_a} \cdot \frac{\dot{V}}{V^2} \right) = P_a \cdot \frac{\dot{V}_{vz}}{V} - P \cdot \frac{\dot{V}}{V}. \tag{3.19}$$

Objem svalu V a jeho deriváciu $\dot{V}$ môžeme vypočítať zo vzťahu (3.13).

Deriváciu objemu (množstva) vzduchu $\dot{V}_{vz}$ vo svale je možné vyjadriť pomocou prietoku vzduchu cez malú plochu A_v, pričom túto plochu považujeme za prierez napúšťacieho ventilu, ktorým prúdi stlačený vzduch do svalu [63]:

$$\lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta V_{vz}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{A_v \cdot \Delta s}{\Delta t}, \tag{3.20}$$

t.j.

$$\dot{V}_{vz} = A_v \cdot v. \tag{3.21}$$

Pre výpočet rýchlosti prúdenia vzduchu v použijeme Bernoulliho rovnicu:

$$P_{zv} + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 = P_{pv} = konšt., \tag{3.22}$$

kde: P_{pv} – tlak vzduchu pred ventilom,
P_{zv} – tlak vzduchu za ventilom,
ρ – merná hmotnosť vzduchu,
v – rýchlosť prúdenia vzduchu.

Potom pre zmenu $\dot{V}_{vz}$ objemu vzduchu vo svale dosadením (3.22) do (3.21) a následnou úpravou dostaneme [63]:

$$\dot{V}_{vz} = f_v \cdot C_a \cdot A_v \sqrt{P_{pv} - P_{zv}}, \tag{3.23}$$

kde: f_v – koeficient smeru prúdenia vzduchu,
C_a – aerodynamický korelačný koeficient.

Pre aerodynamický korelačný koeficient C_a platí vzťah [41]:

$$C_a = C_q \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \tag{3.24}$$

kde: C_q – prietokový súčiniteľ pri tlakovom spáde 100 kPa.

Koeficient smeru prúdenia vzduchu f_v určuje, ktorým smerom prúdi vzduch (do/zo svalu) [63]:

- napúšťanie svalu: $f_v = 1$, pričom za P_{pv} dosadíme tlak napájacieho vzduchu a za P_{zv} tlak vzduchu vo svale;
- vypúšťanie svalu: $f_v = -1$, pričom za P_{pv} dosadíme tlak vzduchu vo svale a za P_{zv} tlak okolitého vzduchu.

Dosadením (3.23) do (3.19) dostaneme diferenciálnu rovnicu popisujúcu dynamiku zmeny tlaku vzduchu vo svale pri plnení resp. vyprázdňovaní svalu:

$$\dot{P} = P_a \cdot \frac{f_v \cdot C_a \cdot A_v \cdot \sqrt{P_{pv} - P_{zv}}}{V} - P \cdot \frac{\dot{V}}{V}. \tag{3.25}$$

3.1.4 Využitie jednoduchého geometrického modelu svalu

Jednoduchý geometrický model svalu využívajú pre modelovanie pneumatických umelých svalov aj viacerí ďalší autori [18], [41], [44] a je zároveň východiskom pre pokročilý geometrický model svalu.

Z jednoduchého geometrického modelu svalu je možné vyjadriť tuhosť, resp. poddajnosť antagonistického zapojenia pneumatických umelých svalov, ktorú je výhodné riadiť v niektorých ich aplikáciách tak, ako je to uvedené napr. v kapitole 2.2.

Matematicky je poddajnosť C definovaná ako prevrátená hodnota tuhosti K [26]:

$$C^{-1} = K = \frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}l}. \tag{3.26}$$

Ak za silu dosadíme vzťah (3.4), tak po derivácii dostaneme pre tuhosť:

$$K = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}l}\left(-P\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}l}\right) = -\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}V}\left(\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}l}\right)^2 - P\frac{\mathrm{d}^2V}{\mathrm{d}l^2}. \tag{3.27}$$

Prvý člen súvisí so stlačiteľnosťou vzduchu, ak sú však použité ventily s rýchlou reguláciou tlaku je možné dosiahnuť izobarické podmienky a stlačiteľnosť vzduchu zanedbať. V tom prípade sa uplatní len druhý člen rovnice (P = konšt.) a ním bude určená poddajnosť/tuhosť. Z neho je zrejmé, že s rastúcim tlakom tuhosť rastie a poddajnosť naopak klesá.

Ak pre výpočet tuhosti využijeme upravený vzťah pre silu (3.9), tak po jeho derivácii dostaneme:

$$K = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}l}\left(\frac{\Delta P \cdot b^2}{4\pi \cdot N^2}\left(\frac{3l^2}{b^2} - 1\right)\right) = \frac{b^2}{4\pi \cdot N^2}\left(\frac{3l^2}{b^2} - 1\right)\frac{\mathrm{d}\Delta P}{\mathrm{d}l} + \frac{3\Delta P \cdot l}{2\pi \cdot N^2}, \tag{3.28}$$

kde: ΔP – rozdiel absolútnych tlakov.

Tento vzťah sa ukázal byť dosť náročným na modelovanie (hlavne kvôli členu $\mathrm{d}\Delta P/\mathrm{d}l$), avšak pri predpoklade porovnateľného objemu vzduchu v prívodnom potrubí a vo svale je možné považovať zmenu rozdielov tlakov pri zmene dĺžky za minimálnu a teda tento člen považovať za nulový, čím sa vzťah pre tuhosť zredukuje:

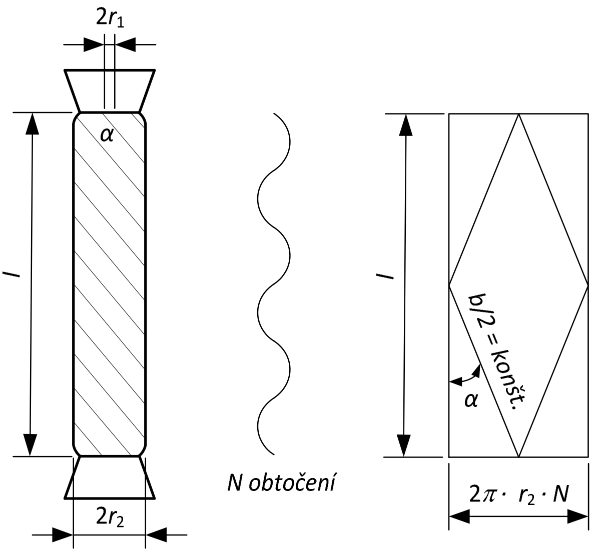
$$K = \frac{3\Delta P \cdot l}{2\pi \cdot N^2}. \tag{3.29}$$

Pri vyjadrení tuhosti pomocou sily a dĺžky svalu z rovníc (3.9) a (3.29) dostaneme:

$$K = \frac{6F}{\left(3l - \frac{b^2}{l}\right)}. \tag{3.30}$$

3.2 Pokročilý geometrický model svalu

V pokročilom geometrickom modeli svalu na rozdiel od jednoduchého geometrického modelu sa uvažuje s tým, že pri zmene tlaku vo svale sa okrem dĺžky svalu mení aj jeho polomer.



Obr. 3.7 Korelácia medzi jednotlivými parametrami pokročilého geometrického modelu svalu

Základnými veličinami pokročilého geometrického modelu pneumatického umelého svalu sú polomer svalu r_2, dĺžka svalu l, uhol medzi osou svalu a vláknami α a geometrickými konštantami sú počiatočná dĺžka svalu l_0, polomer napúšťacieho otvoru r_1, konštantná dĺžka vlákna b a počet obtočení N jedného vlákna okolo valca (Obr. 3.7) [81].

Dĺžku svalu l je možné vyjadriť z Obr. 3.7 ako funkciu uhla α pričom platí vzťah (3.5) pre $\cos\alpha$. Pri zmene tlaku vzduchu vo svale sa jeho polomer bude meniť podľa vzťahu:

$$r_2 = \frac{\sqrt{b^2 - l^2}}{2\pi \cdot N}, \tag{3.31}$$

t.j. polomer svalu r_2 je funkciou dĺžky svalu l.

Pokročilý geometrický model svalu predpokladá, že sval je tvarovo eliptický valec a potom veľkosť jeho objemu sa mení v závislosti na dĺžke l a polomere svalu $r_2(l)$ [18]:

$$V = \frac{\pi \cdot l}{15} \cdot \left[3r_1^2 + 4r_1 \cdot r_2(l) + 8r_2^2(l)\right]. \tag{3.32}$$

Za predpokladu, že hrúbka steny valca je nulová, tak dosadením vzťahov (3.5) a (3.31) do vzťahu (3.32) pre objem valca a následnou úpravou dostaneme závislosť objemu svalu na uhle α medzi osou pneumatického umelého svalu a vláknami nasledovne:

$$\begin{aligned} V = {} & \frac{b \cdot \cos\alpha}{15\pi \cdot N^2} \cdot \\ & \cdot \left[3r_1^2\pi^2N^2 + 2r_1\pi \cdot N \cdot b \cdot \sqrt{1-\cos^2\alpha} + 2b^2\left(1-\cos^2\alpha\right)\right] \;. \end{aligned} \tag{3.33}$$

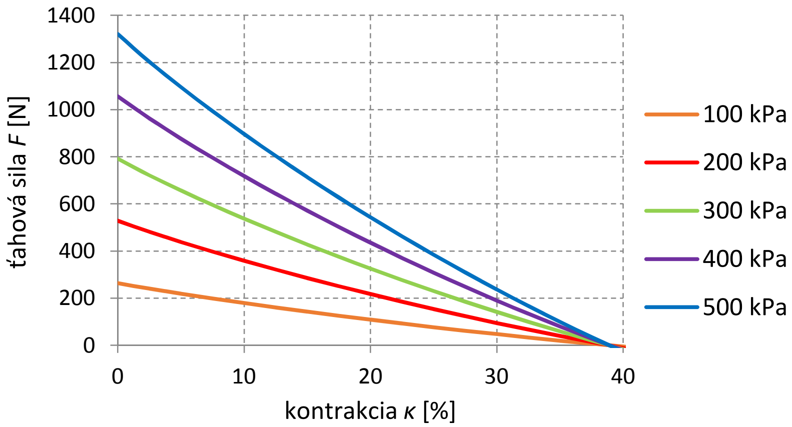
Podobne ako pre jednoduchý geometrický model platia aj pre pokročilý geometrický model svalu vzťahy (3.1)-(3.4). Dosadením vzťahu pre objem valca (3.33) do rovnice pre ťahovú silu (3.4) a úpravou dostaneme závislosť ťahovej sily svalu ako funkciu tlaku vo svale nasledovne:

$$\begin{aligned} F &= -p \cdot \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}l} = -p \cdot \frac{\mathrm{d}V/\mathrm{d}\alpha}{\mathrm{d}l/\mathrm{d}\alpha} = \\ &= p \cdot \begin{bmatrix} -\dfrac{r_1^2\pi}{5} - \dfrac{2b \cdot r_1}{15N}\sqrt{1-\cos^2\alpha} - \dfrac{2b^2}{15\pi \cdot N^2}\left(1-\cos^2\alpha\right) + \\ + \dfrac{2b \cdot r_1}{15N}\dfrac{\cos^2\alpha}{\sqrt{1-\cos^2\alpha}} + \dfrac{4b^2}{15\pi \cdot N^2}\cos^2\alpha \end{bmatrix} . \end{aligned} \tag{3.34}$$

Dosadením cos α z (3.5), kontrakciu pneumatického umelého svalu z (3.10) a úpravou získame výslednú závislosť ťahovej sily svalu ako funkciu tlaku vo svale:

$$F = -\frac{p}{5} \cdot \begin{bmatrix} \pi \cdot r_1^2 + \dfrac{2r_1}{3N}\sqrt{b^2 - l_0^2(1-\kappa)^2} - \dfrac{2r_1}{3N}\dfrac{l_0^2(1-\kappa)^2}{\sqrt{b^2 - l_0^2(1-\kappa)^2}} + \\ + \dfrac{1}{3\pi \cdot N^2}\left(2b^2 - 6l_0^2(1-\kappa)^2\right) \end{bmatrix}. \tag{3.35}$$

Potom závislosť sily na kontrakcii v % podľa tohto modelu pre pneumatický umelý sval s počiatočnou dĺžkou l_0 = 264 mm, polomerom napúšťacieho otvoru r_1 = 10 mm, konštantnou dĺžkou vlákna b = 277,1 mm, počtom obtočení jedného vlákna okolo valca N = 1,5 a rôzne hodnoty tlaku je na Obr. 3.8, pričom rovnako ako u jednoduchého geometrického modelu svalu je uvažovaná nulová hrúbka steny valca [63].



Obr. 3.8 Závislosť sily svalu na kontrakcii pre pokročilý geometrický model

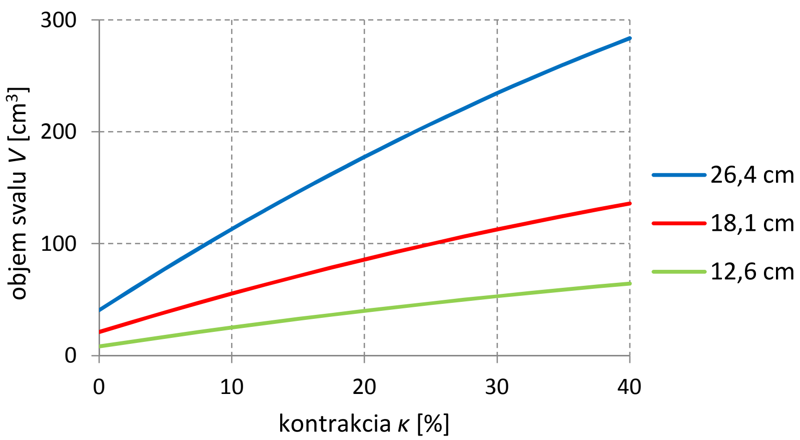
3.2.1 Závislosť objemu svalu na kontrakcii pre pokročilý geometrický model

Pre objem svalu podľa (3.32) použitím (3.31) a následnou úpravou dostaneme závislosť objemu pneumatického umelého svalu na jeho dĺžke:

$$V = \frac{l}{15\pi \cdot N^2} \cdot \left[3r_1^2\pi^2N^2 + 2r_1\pi \cdot N \cdot \sqrt{b^2 - l^2} + 2\left(b^2 - l^2\right) \right]. \tag{3.36}$$

Úpravou (3.36), využitím vzťahu pre kontrakciu (3.10), je možné závislosť objemu pneumatického umelého svalu na kontrakcii pre pokročilý geometrický model svalu vyjadriť nasledovne:

$$V = \frac{l}{15\pi \cdot N^2} \cdot \left[\begin{aligned} &3r_1^2\pi^2N^2 + 2r_1\pi \cdot N \cdot \sqrt{b^2 - l_0^2 - 2\kappa \cdot l_0^2 + \kappa^2 \cdot l_0^2} + \\ &+ 2\left(b^2 - l_0^2 - 2\kappa \cdot l_0^2 + \kappa^2 \cdot l_0^2\right) \end{aligned} \right]. \tag{3.37}$$

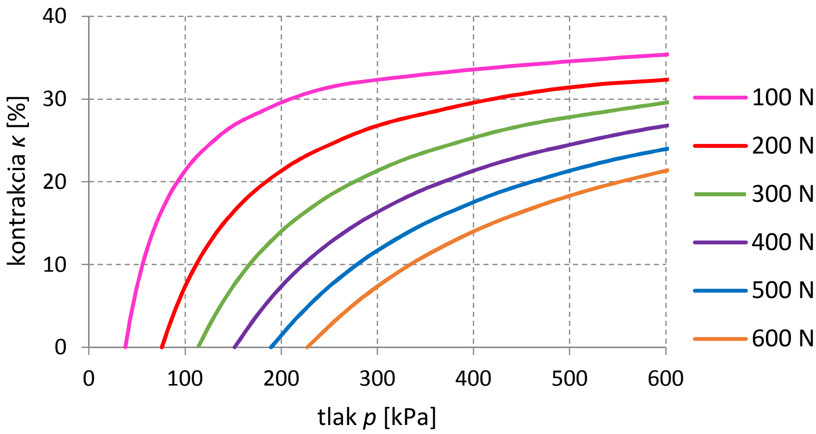


Obr. 3.9 Závislosť objemu svalu na kontrakcii pre pokročilý geometrický model

Závislosť objemu svalu na kontrakcii v % podľa (3.37) pre tri pneumatické umelé svaly s rôznou dĺžkou l_0 (264 mm, 181 mm, 126 mm), polomerom napúšťacieho otvoru $r_1 = 10$ mm, konštantnou dĺžkou vlákna $b = 277{,}1$ mm a počtom obtočení jedného vlákna okolo valca $N = 1{,}5$ so zanedbaním hrúbky steny valca je na Obr. 3.9 [63].

3.2.2 Závislosť kontrakcie svalu na tlaku pre pokročilý geometrický model

Veľkosť kontrakcie svalu závisí od tlaku vzduchu vo svale a zaťaženia svalu a pre pokročilý geometrický model je ju možné vyjadriť zo vzťahu (3.35), pričom táto závislosť pre pneumatický umelý sval s počiatočnou dĺžkou $l_0 = 264$ mm, polomerom napúšťacieho otvoru $r_1 = 10$ mm, dĺžkou vlákna $b = 277{,}1$ mm, počtom obtočení jedného vlákna okolo valca $N = 1{,}5$ a pre rôzne hodnoty zaťažovacej sily je na Obr. 3.10 [63].



Obr. 3.10 Závislosť kontrakcie svalu na tlaku pre pokročilý geometrický model

3.2.3 Dynamický popis pneumatického umelého svalu využitím pokročilého geometrického modelu

Použitý stlačený vzduch pre tlakovanie svalov môžeme považovať za ideálny plyn, pre ktorý na základe Boyle-Gay Lussacovho zákona platí [18]:

$$P \cdot V = m_{vz} \cdot R_S \cdot \Theta, \tag{3.38}$$

kde: P – absolútny tlak stlačeného vzduchu vo svale,
V – objem svalu,
m_{vz} – hmotnosť vzduchu vo svale,
R_S – plynová konštanta (pre suchý vzduch $R_S = 287$ J·kg^{-1}·K^{-1}),
Θ – termodynamická teplota plynu ($\Theta = 293$ K).

Derivovaním (3.38) dostaneme rovnicu pre zmenu tlaku vzduchu vo svale:

$$P \cdot \frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} + V \cdot \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}t} = R_S \cdot \Theta \cdot \frac{\mathrm{d}m_{vz}}{\mathrm{d}t}, \tag{3.39}$$

$$P \cdot \dot{V} + V \cdot \dot{P} = R_S \cdot \Theta \cdot \dot{V}_{vz}, \tag{3.40}$$

$$\dot{P} = \left(R_S \cdot \Theta \cdot \dot{V}_{vz} - P \cdot \dot{V}\right) \cdot V^{-1}. \tag{3.41}$$

Vzhľadom na to, že objem svalu je závislý na zmene dĺžky l a polomere svalu r_2, tak po dosadení za deriváciu objemu svalu dostaneme [18]:

$$\dot{P} = \left[R_S \cdot \Theta \cdot \dot{V}_{vz} - P \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial l} + \frac{\partial V}{\partial r_2}\frac{\partial r_2}{\partial l}\right)\frac{\mathrm{d}l}{\mathrm{d}t}\right] \cdot \frac{1}{V}, \tag{3.42}$$

pričom:

$$\frac{\partial V}{\partial l} = \frac{\pi}{15} \cdot \left(3r_1^2 + 4r_1r_2 + 8r_2^2\right), \tag{3.43}$$

$$\frac{\partial V}{\partial r_2} = \frac{4\pi \cdot l}{15}\left(r_1 + 4r_2\right), \tag{3.44}$$

$$\frac{\partial r_2}{\partial l} = -\frac{l}{\pi \cdot N \cdot \sqrt{b^2 - l^2}}. \tag{3.45}$$

Zmenu objemu vzduchu vo svale $\dot{V}_{vz}$ je možné vyjadriť samostatne pre napúšťanie a vypúšťanie vzduchu do a zo svalu [81]:

$$\dot{V}_{vz} = \begin{cases} 0{,}59 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi \cdot r_v^2 \cdot \mathrm{sign}\left(P_k - P\right) \cdot \sqrt{\dfrac{P_k + P + 2P_a}{2R_S \cdot \Theta}\left|P_k - P\right|}, \\ 0{,}59 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi \cdot r_v^2 \cdot \sqrt{\dfrac{P + 3P_a}{2R_S \cdot \Theta} \cdot \left|P - P_a\right|}, \end{cases} \tag{3.46}$$

kde: r_v – polomer otvoru ventilu,
P – absolútny tlak stlačeného vzduchu v danom svale,
P_a – absolútny tlak okolia (barometrický tlak),
P_k – tlak kompresora (napájacieho vzduchu).

3.3 Spresnenie geometrického modelovania

Pneumatické umelé svaly predstavujú v oblasti modelovania skutočnú výzvu, čo súvisí práve s aspektmi, ktoré z hľadiska modelovania prinášajú značné komplikácie, avšak z hľadiska možných aplikácií vystupujú ako ich prednosti (napr. poddajnosť a pružnosť materiálov a s nimi súvisiaci nízka hmotnosť). Kvôli suchému treniu a elasticite predstavujú pneumatické umelé svaly v ich najbežnejšej forme (McKibbenov umelý sval) nelineárny prvok s hysterézou a pásmom necitlivosti. Avšak vďaka zlepšovaniu technológie ich výroby moderné pneumatické umelé svaly (napr. firmy FESTO) ponúkajú niektoré omnoho lepšie vlastnosti, napr. s charakteristikami vykazujúcimi menšiu hysterézu.

Ťahovú silu svalu ovplyvňuje viac faktorov ako sú napr. hrúbka membrány a jej pružnosť, pružnosť vlákien, trenie a deformácia na okrajoch svalov, medzi vnútornou a vonkajšou vrstvou ako aj medzi vláknami opletenia. Tieto vlastnosti sa pokúsili a ešte aj pokúšajú zahrnúť do modelov svalu viacerí autori [21], [42], [45], [69].

Jedným z možných modelov, ktorý ráta s niektorými vplyvmi uvedenými v predchádzajúcom je aj model podľa Kluteho [44]. Ten použitím zákona zachovania energie a za predpokladu, že dV/dp je rovné nule pre pneumatický umelý sval s pevnými vláknami opletenia, ktoré sú vždy v kontakte s vnútornou vrstvou svalu, vyjadril ťahovú silu umelého svalu ako:

$$F = p\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}l} - V\frac{\mathrm{d}W}{\mathrm{d}l} - F_f, \tag{3.47}$$

kde: p – vstupný tlak,
dV – zmena vnútorného objemu svalu,
dl – zmena dĺžky svalu,
V – objem svalu,
dW – zmena akumulovanej energie na jednotku objemu,
F_f – sila popisujúca účinky trenia medzi opletením, vnútornou vrstvou a tiež medzi vláknami opletenia.

Riešením rovnice (3.47) využitím Mooney-Rivlin nelineárneho materiálového modelu [84] dostaneme vzťah pre ťahovú silu:

$$F = p\cdot\frac{3l_0^2\cdot\lambda_1^2 - b^2}{4\pi\cdot N^2} - \frac{V_b}{2l_0^3\lambda_1^3}\left\{\begin{array}{l} 4(C_{10}+C_{01})l_0^2\left(-1+\lambda_1^4\right)+ \\ +\dfrac{4L_0^6\left(-1+\lambda_1^2\right)\lambda_1^2\left(C_{10}+C_{01}\lambda_1^2\right)}{\left[-4N^2\pi^2r_0^2+l_0^2\left(-1+\lambda_1^2\right)\right]^2} - \\ -\dfrac{4l_0^4\left(C_{10}+C_{01}\lambda_1^4\right)}{-4N^2\pi^2r_0^2+l_0^2\left(-1+\lambda_1^2\right)} - \\ -\dfrac{l_0^4\lambda_1^4\left[C_{10}+C_{01}\left(-1+2\lambda_1^2\right)\right]}{N^2\pi^2r_0^2} \end{array}\right\} - \left(k_1\cdot p + k_2\right), \tag{3.48}$$

kde: r_0 – počiatočný polomer svalu,
λ_1 – je pomer l/l_0, pričom l_0 je skutočná dĺžka svalu a l je okamžitá dĺžka svalu,
C_{10} a C_{01} – Mooney-Rivlin konštanty (C_{10} = 117,4 kPa a C_{01} = 105,7 kPa),
k_1, k_2 – konštanty, ktoré sa pre daný sval určujú empiricky.

Vzťah (3.48) pre silu stále nerešpektuje pomerne dosť faktorov, ktoré znižujú presnosť určenia sily. Klute a Hannaford [45] zlepšili tento vzťah modelovaním vnútornej trubice svalu ako nestlačiteľného Moonley-Rivlinovho materiálu. Ďalšie úpravy boli vykonané aj Tsagarakisom a Caldwellom, ktorí pri modelovaní vzali do úvahy aj:

- priemer kovových koncoviek,
- skutočnosť, že sval nemá pri týchto koncovkách tvar valca,
- účinok expanzie gumy v radiálnom smere pred kontaktom trubice s vláknami,
- účinky elasticity gumy na silu stlačenia.

Odvodenie presnejšieho modelu vychádzajúceho z fyzikálnych javov prebiehajúcich v pneumatických systémoch ako aj experimentálne nameraných charakteristík bude vytvárať základ pre stavový popis systému a jeho využitie pri riadení ako prechodového prvku k ešte modernejším metódam, ktorých uplatnenie bude s postupom času čoraz častejšie.

3.3.1 Zmena dĺžky vlákna

Vo vzťahu (3.48) pre silu vystupuje dĺžka vlákna b ako konštanta. Podľa Tsagarakisa a Caldwella sa dĺžka vlákna vo svale s dĺžkou 1,77 m a priemerom 20 mm zmenila asi o 5 % pri zmene tlaku z 30 kPa na 450 kPa. Pokusy boli vykonané pri izometrických podmienkach pri zvyšovaní tlaku. Z výsledkov vyplynulo, že dĺžka vlákna závisí nielen na tlaku, ale aj na dĺžke pneumatického umelého svalu, čo spôsobujú dva druhy síl, sila kontrakčná F_{kon} a sila radiálna F_{rad}. Ich účinok sa prejavuje podľa uhla obtočenia, ak je nízky (sval natiahnutý) prevláda sila kontrakčná, zatiaľ čo pri zmrštenom svale je to naopak.

Z matematického hľadiska pri určovaní závislosti dĺžky vlákna na tlaku je potrebné brať do úvahy fyzikálne vlastnosti svalu. Ak poznáme Youngov modul materiálu opletenia, je možné dĺžku vlákna vypočítať podľa vzťahu odvodeného v [22]:

$$b = \frac{K_b \cdot b_{\min} + \sqrt{(K_b \cdot b_{\min})^2 + 12 l^2 (K_b + 1)}}{2(K_b + 1)} . \tag{3.49}$$

Potom predĺženie vlákna spôsobené kontrakčnou silou je:

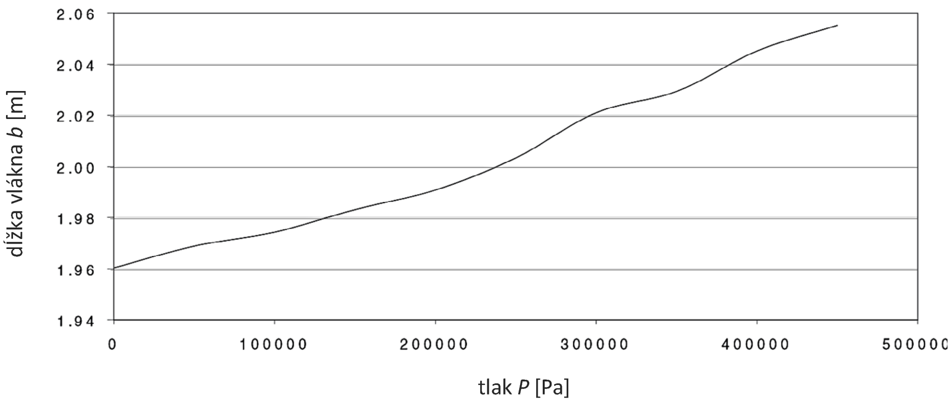
$$\Delta b = \frac{K_b \cdot b_{\min} + \sqrt{(K_b \cdot b_{\min})^2 + 12 l^2 (K_b + 1)}}{2(K_b + 1)} - b_{\min} , \tag{3.50}$$

pričom

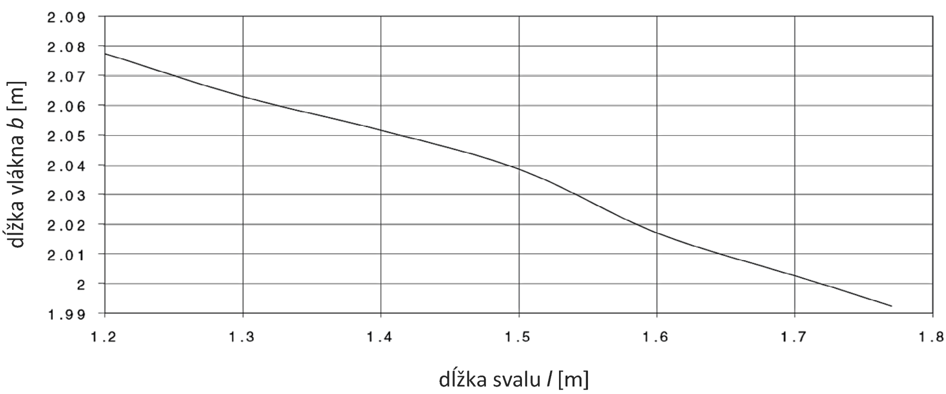
$$K_b = \frac{4N^2 \cdot \pi \cdot E \cdot A_{vl}}{P \cdot b_{\min} \cdot l} , \tag{3.51}$$

kde: b_{min} – dĺžka vlákna kedy nepôsobí žiadna sila (sval nie je naplnený stlačeným vzduchom),
l – dĺžka svalu,
N – počet obtočení jedného vlákna okolo valca svalu,
E – Youngov modul materiálu opletenia,
A_{vl} – prierez vlákna,
P – tlak vo svale.

Na Obr. 3.11 je experimentálne zistená závislosť dĺžky vlákna na tlaku a na Obr. 3.12 zasa na dĺžke svalu pri konštantnom tlaku.



Obr. 3.11 Závislosť dĺžky vlákna umelého svalu na tlaku vo svale [23]



Obr. 3.12 Závislosť dĺžky vlákna umelého svalu na dĺžke svalu [23]

Pri počte n_{vl} vlákien opletení svalu prierez vlákna A_{vl} vypočítame:

$$A_{vl} = \frac{\pi \cdot D_{vl}^2 \cdot n_{vl}}{4}, \tag{3.52}$$

kde: D_{vl} – priemer vlákna.

Zo vzťahu (3.50) je vidieť, že čím bude väčšia hodnota K_b, tým bude menšia zmena dĺžky vlákna [22]. Zo vzťahov pre K_b a A_{vl} vyplýva, že reálne je možné znížiť zmenu dĺžky vlákna:

- použitím materiálu s vyšším Youngovým modulom pre vlákna opletenia,
- zvýšením priemeru vlákien,
- zvýšením počtu vlákien v opletení.

Pri určovaní predĺženia vlákna vplyvom radiálnej sily sa bude uvažovať jedno vlákno, ktoré je okolo svalu obtočené N krát. Každú otáčku je možné považovať za pásmo po obvode svalu. K určeniu zväčšenia obvodu tohto pásma pri pôsobení tlaku zvnútra je možné použiť analýzu tangenciálneho napätia a deformácie [23].

Tangenciálne napätie:

$$\sigma = \frac{P \cdot d}{2t_h}, \tag{3.53}$$

kde: t_h – hrúbka pásma,
d – priemer svalu.

Tangenciálna deformácia:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta d}{d}. \tag{3.54}$$

Kombináciou tangenciálneho napätia a deformácie dostaneme vzťah pre Youngov modul, ktorý umožní výpočet obvodu pásma pre akýkoľvek vstupný tlak:

$$\Delta d = \frac{P \cdot d^2}{2E \cdot t_h}, \tag{3.55}$$

použitím

$$\Delta C = \pi \cdot \Delta d = \frac{\pi \cdot P \cdot d^2}{2E \cdot t_h}. \tag{3.56}$$

Rovnice (3.53) a (3.54) predpokladajú konštantnú hrúbku pásma. To však neplatí, pretože vlákna majú kruhový prierez. Tento problém je možné prekonať predpokladom, že vlákna majú rovnaký prierez ale pravouhlého tvaru. Plocha obdĺžnika sa rovná $D_{vl} \cdot t_h$ [23]. Hodnotu t_h je možné zistiť z nasledujúcej rovnice:

$$t_h = \frac{\pi \cdot D_{vl}}{4}, \tag{3.57}$$

kde: D_{vl} – priemer vlákna.

Kombináciou rovníc (3.56) a (3.57) dostaneme pre obvod pásma vzťah:

$$\Delta C = \frac{2P \cdot d^2}{E \cdot D_{vl}}. \tag{3.58}$$

Keďže každá otáčka vlákna okolo svalu predstavuje 1 pásmo, je možné pre predĺženie spôsobené radiálnou silou celého svalu napísať:

$$\Delta b_{rad} = \frac{2N \cdot P \cdot d^2}{E \cdot D_{vl}} . \tag{3.59}$$

Pre dĺžku vlákna podľa predošlých vzťahov platí :

$$b = b_{\min} + b_{kon} + b_{rad} \tag{3.60}$$

a po dosadení:

$$b = \frac{K_g \cdot b_{\min} + \sqrt{\left(K_g \cdot b_{\min}\right)^2 + 12l^2\left(K_g + 1\right)}}{2\left(K_g + 1\right)} + \frac{2P \cdot b_{\min}^2 \cdot \sin^2 \alpha}{E \cdot D_{vl} \cdot N \cdot \pi^2} , \tag{3.61}$$

kde

$$K_g = \frac{4n_{vl}{}^2 \pi \cdot E \cdot A_{vl}}{P \cdot b_{\min} \cdot L} . \tag{3.62}$$

Výsledný vzťah teda rešpektuje závislosť dĺžky vlákna opletenia na tlaku a dĺžke svalu ako pre kontrakčnú silu pôsobiacu v axiálnom smere, tak aj pre radiálnu silu. Využitím tejto závislosti pri určovaní statického modelu umelého svalu by sa dosiahla značne lepšia korelácia medzi vypočítanými a nameranými hodnotami.

3.3.2 Vplyv trenia medzi jednotlivými vláknami navzájom

Pri presnejšom modelovaní je potrebné vziať do úvahy aj vplyv trenia medzi jednotlivými vláknami navzájom. Podľa Tondu a Lopez [80] pre suché trenie medzi vláknami opletenia navzájom platí:

$$F_{tr} = f_{tr} \cdot S_{kon} \cdot P , \tag{3.63}$$

kde: F_{tr} – sila trenia pôsobiaca proti kontrakčnej sile,
f_{tr} – koeficient trenia (0,15 až 0,25 pre nylon na nylon),
S_{kon} – kontaktná plocha medzi vláknami.

Vzhľadom k tomu, že sa vlákna obtáčajú okolo svalu, so zmenou uhla obtočenia (medzi vláknom a osou svalu) sa mení aj kontaktná plocha [22].

Pre kontaktnú plochu S_{kon1} jedného kríženia dvoch vlákien (Obr. 3.13) platí:

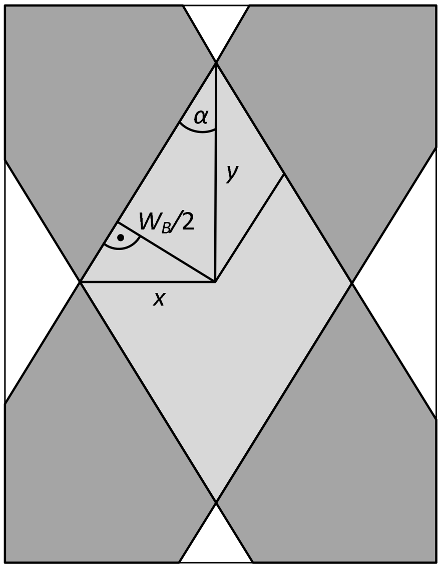
$$S_{kon1} = 2 \cdot x \cdot y , \tag{3.64}$$

pričom

$$\tan \alpha = \frac{x}{y} , \tag{3.65}$$

$$\sin\alpha = \frac{W_B}{2y}, \tag{3.66}$$

kde: W_B – hrúbka, resp. šírka jedného vlákna (ak je paralelne viacero vlákien ide o šírku všetkých vlákien spolu).



Obr. 3.13 Znázornenie kontaktnej plochy dvoch vlákien umelého svalu [22]

Úpravou (3.65), (3.66) a dosadením do (3.64) pre kontaktnú plochu jedného kríženia dvoch vlákien dostaneme:

$$S_{kon1} = \frac{W_B^2}{2\cos\alpha \cdot \sin\alpha}. \tag{3.67}$$

Celková kontaktná plocha je teda:

$$S_{kon} = \frac{N_{kon} W_B^2}{2\cos\alpha \cdot \sin\alpha}, \tag{3.68}$$

kde: N_{kon} – celkový počet bodov kríženia v celom svale.

Predpokladajme, že pri minimálnom uhle obtočenia (plne natiahnutý sval) medzi vláknami nevznikajú medzery, celý povrch svalu pozostáva z bodov kríženia.

Pri α_{min} platí:

$$S_{sv} = \pi \cdot d_{\min} \cdot l_{\max} = S_{kon1} \cdot N_{kon}. \tag{3.69}$$

Dosadením z predošlých rovníc dostávame pre body kríženia N_{kon}:

$$N_{kon} = \frac{2b^2 \cdot \sin^2\alpha_{\min} \cdot \cos^2\alpha_{\min}}{N \cdot W_B^2}. \tag{3.70}$$

Pre kontaktnú plochu celého svalu pre akýkoľvek uhol obtočenia platí vzťah:

$$S_{kon} = \frac{b^2 \sin^2 \alpha_{\min} \cdot \cos^2 \alpha_{\min}}{N \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha}. \tag{3.71}$$

V konečnom vzťahu pre výslednú silu trenia je nutné zobrať do úvahy, že skutočné vlákna nemajú plochý prierez ale kruhový. Zavedením pomocnej veličiny S_m je možné zredukovať hodnotu sily (pri plochom prierez vychádza sila väčšia ako v skutočnosti). Teda pre silu trenia potom platí [22]:

$$F_{tr} = P \cdot f_{tr} \frac{S_{kon}}{S_m} \tag{3.72}$$

a celkovú silu s uvažovaním sily trenia:

$$F_{STR} = F_{stat} - F_{tr} \text{ počas kontrakcie,} \tag{3.73}$$

$$F_{STR} = F_{stat} + F_{tr} \text{ počas dilatácie.} \tag{3.74}$$

Z charakteristík získaných pri meraní bolo zistené, že hodnota sily trenia ostáva približne v celom rozsahu kontrakcií konštantná, preto aj vzťah (3.72) možno použiť na celý rozsah. Vzťahy predstavujú na rozdiel od modelov s experimentálne zisťovanými charakteristikami aplikovateľnými len na konkrétny sval všeobecné matematické závislosti, ktoré umožňujú modelovanie umelých svalov vo všeobecnosti. Experimentálne zistenie si vyžadovalo iba určenie faktoru zmenšenia kontaktnej plochy vlákien, ktoré majú kruhový prierez. Presný matematický popis kontaktu vlákien je veľmi zložitý a vyžadoval by si metódu modelovania pomocou konečných elementov (FEM).

3.3.3 Deformácia pneumatického umelého svalu pri koncovkách

Pre určenie dynamického modelu pneumatického umelého svalu je dôležitý výpočet tlaku vnútri svalu, ktorý závisí od množstva vzduchu a vnútorného objemu. V kapitolách 3.1 a 3.2 bol pneumatický umelý sval modelovaný ako teleso v tvare valca, čo však nie je dostatočne presné, keďže na konci svalu dochádza k odchýlke od pravidelného tvaru valca.

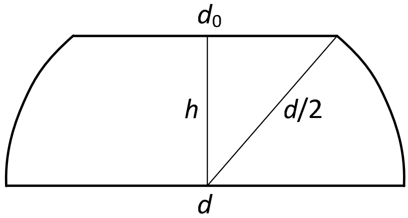
Na koncoch má sval konštantný priemer d_0 a je možné ho modelovať ako valec a dve sférické časti. Rovnica pre objem sférickej časti má nasledujúci všeobecný tvar:

$$V_{sc} = \frac{\pi \cdot h}{6}\left(3\frac{d_0^2}{4} + 3\frac{d^2}{4} + h^2\right). \tag{3.75}$$

Pre výšku úseku (pričom $d \geq d_0$) platí:

$$h = \sqrt{\frac{d^2}{4} - \frac{d_0^2}{4}} \,. \tag{3.76}$$

Na Obr. 3.14 je možné vidieť geometrické znázornenie tohto javu [41].



Obr. 3.14 Deformácia tvaru pneumatického umelého svalu pri koncovkách

Ak zavedieme (3.10) a $f_c = \cos^2\alpha_0$ (kde α_0 je počiatočný uhol medzi osou svalu a vláknom) možno pre objem sférickej časti svalu napísať:

$$V_{sc}(\kappa) = \frac{\pi \cdot d_0^3}{12} \sqrt{\left(\frac{1-(1-\kappa)^2 f_c}{1-f_c}\right)^2 - 1} \cdot \left(\frac{1}{2} + \left(\frac{1-(1-\kappa)^2 f_c}{1-f_c}\right)^2\right). \tag{3.77}$$

Pre výpočet celkového objemu svalu sa použije modifikovaná dĺžka:

$$l_{val}(\kappa) = l - 2 \cdot h \tag{3.78}$$

a pomocou vzťahu pre kontrakciu κ, pomocnej veličiny f_c a závislosti priemeru od dĺžky platí:

$$d(l) = d_0 \frac{1 - \left(\frac{l}{l_0}\cos\alpha_0\right)^2}{1 - \cos^2\alpha_0} \,. \tag{3.79}$$

Dostávame:

$$l_{val}(\kappa) = l_0(1-\kappa) \cdot d_0 \sqrt{\left(\frac{1-(1-\kappa)^2 f_c}{1-f_c}\right) - 1} \,. \tag{3.80}$$

V dôsledku toho pre objem valcovej časti platí :

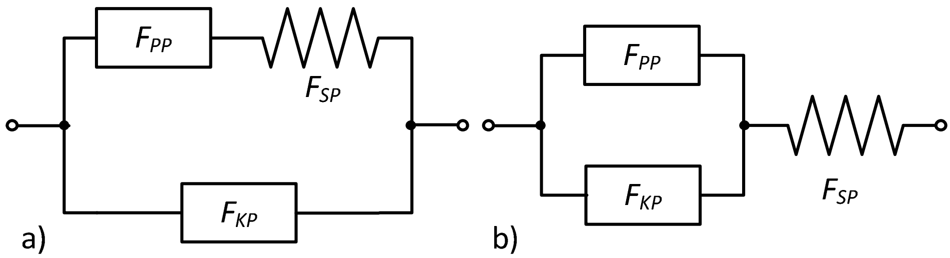
$$V_{val}(\kappa) = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \left(\frac{1-(1-\kappa) f_c}{1-f_c}\right)^2 \cdot \left(l_0(1-\kappa) - d_0 \sqrt{\left(\frac{1-(1-\kappa)^2 f_c}{1-f_c}\right)^2 - 1}\right) \tag{3.81}$$

a pre celkový objem v závislosti od kontrakcie platí:

$$V(\kappa) = V_{val}(\kappa) + 2V_{sc}(\kappa) \,. \tag{3.82}$$

3.4 Modifikovaný Hill-ov model svalu

Jedným z modelov, ktorý môže byť použitý pre modelovanie pneumatických umelých svalov je aj model, ktorý predstavil fyziológ a biofyzik A.V. Hill v roku 1938. Je to trojprvkový elastický model tvorený sériovo-paralelným spojením klasických mechanických prvkov a schematicky je znázornený na Obr. 3.15. Slúži na jednoduchý popis fyzikálnych vlastností svalu a nezahŕňa vnútornú štruktúru a fungovanie svalov [43].



Obr. 3.15 Schéma Hill-ovho modelu svalu

Má dva kanonické tvary (Obr. 3.15), ktoré sú ekvivalentné za určitých zjednodušení [68]. Tvorený je z troch častí: kontraktilný prvok a dva nelineárne prvky – sériový a paralelný prvok. Sériový prvok (SP) je sériovo pripojený ku kontraktilnému prvku (KP). Paralelný prvok (PP) je pripojený paralelne iba ku kontraktilnému (Model [KP]), alebo je súčasne pripojený ku kontraktilnému a aj sériovému prvku (Model [KP + SP]). Paralelný a sériový prvok je možné presne namodelovať s relatívne jednoduchými matematickými vzťahmi, pričom paralelný prvok reprezentuje vlastnosti tkaniva vo svale (je to pasívna sila, nelineárna pružina, ktorá vracia sval na pôvodnú dĺžku) a sériový prvok predstavuje vnútornú pružnosť, ktorá svalu umožňuje prejsť z aktívneho do pasívneho stavu [67]. Pri pokusoch s rýchlym uvoľnením (na začiatku testu je sval aktivovaný v izometrickom stave a náhle uvoľnený) by pružina v sérii s kontraktilným prvkom spôsobila okamihové skrátenie svalu a pokles sily, zatiaľ čo paralelný prvok by spôsobil pomalé postupné skracovanie svalu bez ďalšieho poklesu sily [72]. Základnou časťou Hill-ovho modelu je však kontraktilný prvok s komplikovanejším matematickým popisom, ktorý reprezentuje dynamiku svalu pri jeho skracovaní a predlžovaní. Je to aktívny zdroj sily generovanej silovým pôsobením medzi opletením svalu a gumovou trubicou [68]. Z meraní v [41] pre sval typu FESTO vyplýva, že efekt spôsobený sériovo zapojenou nelineárnou pružinou je zanedbateľný, a preto je v modifikovanom Hill-ovom modeli ponechaný len paralelný prvok.

Sily v modeli podľa Obr. 3.15 b je možné popísať nelineárnou diferenciálnou rovnicou pomocou druhého Newtonovho zákona nasledovne [31]:

$$m \cdot \frac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}t^2} = F_E - F_{KP}(\kappa, P) - F_{TL}(\dot{\kappa}, P), \tag{3.83}$$

kde: s – posunutie svalu,
m – hmotnosť svalu,
F_E – externá sila,
$F_{KP}(\kappa, P)$ – sila kontraktilného prvku,
$F_{TL}(\dot{\kappa}, P)$ – sila tlmiča,
κ – kontrakcia svalu,
$\dot{\kappa}$ – rýchlosť kontrakcie,
P – absolútny tlak vzduchu vo svale.

Pre modelovanie svalov sa častejšie používa namiesto posunutia s kontrakcia svalov κ, ktorú je možné vyjadriť ako:

$$\kappa = \kappa_0 + \frac{s}{l_0}, \tag{3.84}$$

kde: κ_0 – počiatočná kontrakcia svalu,
l_0 – počiatočná dĺžka svalu.

Externou silou môže byť pre voľne zavesený sval so závažím tiažová sila závažia:

$$F_g = m_z \cdot g, \tag{3.85}$$

kde: m_z – hmotnosť závažia,
g – tiažové zrýchlenie (g = 9,80665 m · s^{-2}).

3.4.1 Kontraktilný prvok

Člen F_{KP} predstavuje aktívnu silu svalu, ktorú sval vyvíja pri kontrakcii. Sila kontraktilného prvku je nelineárnou funkciou dvoch premenných, a to kontrakcie a tlaku vo svale:

$$F_{KP} = f(\kappa, P). \tag{3.86}$$

Táto závislosť sa často udáva v grafickej podobe (Obr. 2.6), ktorá má formu siete charakteristík predstavujúcich závislosti sily kontraktilného prvku na kontrakcii pre niekoľko konštantných hodnôt tlaku. Merania rovnako potvrdzujú, že závislosť F_{KP} na tlaku pri izometrických podmienkach (konštantná kontrakcia) je možné s dobrou presnosťou považovať za lineárnu. Výraznejšia nelinearita sa teda prejavuje len v závislosti sily na kontrakcii, a to hlavne pri nižších hodnotách, čo je vidno na grafických charakteristikách pre daný typ svalu. Závislosť F_{KP} bola teda v tomto Hill-ovom modeli aproximovaná pomocou polynómu piateho stupňa s dvadsaťjeden koeficientmi v tvare (2.11).

Použité pneumatické umelé svaly boli vybavené kompenzátorom sily, ktorý obmedzuje jej veľkosť na 1 200 N. Obor hodnôt tejto funkcie teda patril do intervalu $\langle 0;1\,200 \rangle$.

3.4.2 Paralelný prvok

V Hill-ovom modeli predstavuje sila tlmiča pasívny prvok, ktorého sila je vo všeobecnosti nelineárnou funkciou rýchlosti a posunutia svalu. Pri tomto modelovaní je táto sila tlmiča vyjadrená pomocou tlaku vo svale a rýchlosti kontrakcie [31]:

$$F_{TL} = c \cdot P \cdot \dot{\kappa} \;, \tag{3.87}$$

kde: c – koeficient tlmenia.

3.4.3 Dynamický popis pneumatického umelého svalu pre modifikovaný Hill-ov model

Predpokladajme, že teplota stlačeného vzduchu je stála, mení sa iba objem svalu a tlak vo svale. Potom podobne ako pri jednoduchom geometrickom modeli svalu je možné použiť Boylov-Mariottov zákon na modelovanie zmeny tlaku vo svale, t.j. platí rovnica (3.19).

Pre určenie objemu svalu je možné pneumatický umelý sval považovať za valec s konštantným priemerom, tak ako bol modelovaný v jednoduchom geometrickom modeli svalu, alebo je ho možné považovať za eliptický valec, ktorého polomer svalu je funkciou dĺžky svalu, tak ako bol modelovaný v pokročilom geometrickom modeli svalu. V skutočnosti je však pneumatický umelý sval ukončený koncovkami a preto je na oboch koncoch deformovaný. Jeho popis je preto zložitý, ale jeho objem V je možné s dobrou presnosťou aproximovať polynómom tretieho stupňa [31]:

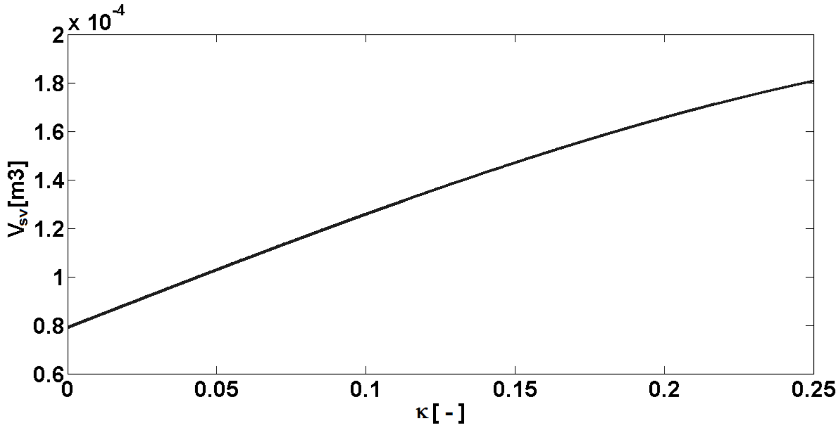
$$V = a \cdot \kappa^3 + b \cdot \kappa^2 + c \cdot \kappa + d. \tag{3.88}$$

Hodnoty koeficientov boli určené rovnako pomocou Curve Fitting Toolbox v prostredí Matlab. Počiatočný bod závislosti zodpovedá objemu svalu v ustálenom stave (približne 79 cm^3) [28].

Časová derivácia objemu vzduchu vo svale predstavuje diferenciálnu rovnicu, ktorá je určená deriváciou (3.88) podľa času [31]:

$$\dot{V} = 3a \cdot \kappa^2 \cdot \dot{\kappa} + 2b \cdot \kappa \cdot \dot{\kappa} + c \cdot \dot{\kappa}. \tag{3.89}$$

Grafické znázornenie závislosti objemu svalu na kontrakcii je znázornené na Obr. 3.16. Posledný parameter vo vzťahu (3.88) zodpovedá objemu svalu pri nulovej kontrakcii (teda v ustálenom stave), ktorý má hodnotu približne 0,079 dm^3.



Obr. 3.16 Závislosť objemu svalu na kontrakcii

Zmenu objemu vzduchu vo svale $\dot{V}_{vz}$ je možné vyjadriť v závislosti na kritickom pomere tlakov nasledovne [14]:

$$\dot{V}_{vz} = \begin{cases} P_1 \cdot C_v \cdot \sqrt{\dfrac{\Theta_0}{\Theta_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\dfrac{\dfrac{P_2}{P_1} - b}{1 - b} \right)^2}, ak \dfrac{P_2}{P_1} > b_k, \\ P_1 \cdot C_v \cdot \sqrt{\dfrac{\Theta_0}{\Theta_1}}, ak \dfrac{P_2}{P_1} \le b_k, \end{cases} \tag{3.90}$$

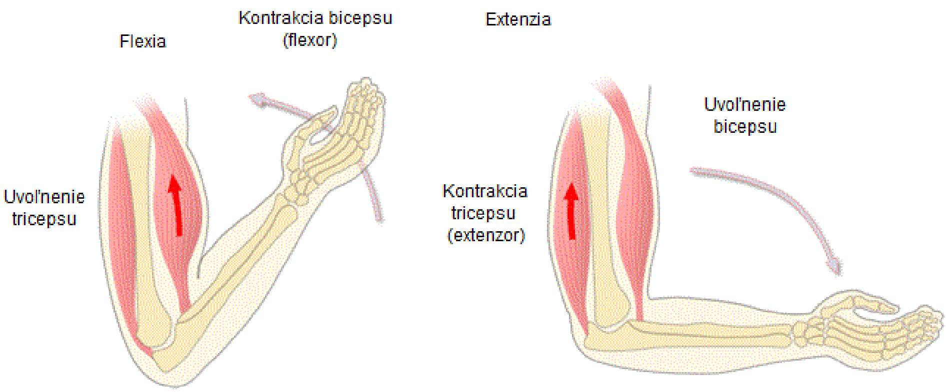
kde: P_1 – absolútny tlak smerujúci od zdroja,
P_2 – absolútny tlak smerujúci k spotrebiču,
C_v – zvuková vodivosť (C_v = 2,6167·10^{-9} m^3·s^{-1}·Pa^{-1}),
Θ_0 – teplota vzduchu pri referenčných podmienkach,
Θ_1 – teplota smerujúca od zdroja,
b_k – kritický pomer (b_k = 0,433).

4 Aktuátor s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení

4.1 Antagonistické zapojenie svalov

Vzhľadom na skutočnosť, že sila vyvinutá svalmi vo všeobecnosti pôsobí iba v jednom smere, nie je pre pohyb kĺbov v ľudskom tele možné využívať iba jeden sval. Pre jeho pohyb je potrebné využiť spolupôsobenie dvoch svalov, ktorých činnosť je protichodná.

Svaly, ktoré vyvolávajú svojimi kontrakciami pohyb, sa nazývajú agonisti. Ich činnosť je v protiklade k aktivite svalov nazývaných antagonisti. Každý sval, ktorý vystiera končatinu, pôsobí antagonisticky voči svalu, ktorý ju ohýba alebo sťahuje. Najjednoduchším príkladom je spolupôsobenie dvojhlavého svalu ramena (biceps - flexor) a trojhlavého svalu ramena (triceps - extenzor) uvedené na Obr. 4.1 [31].



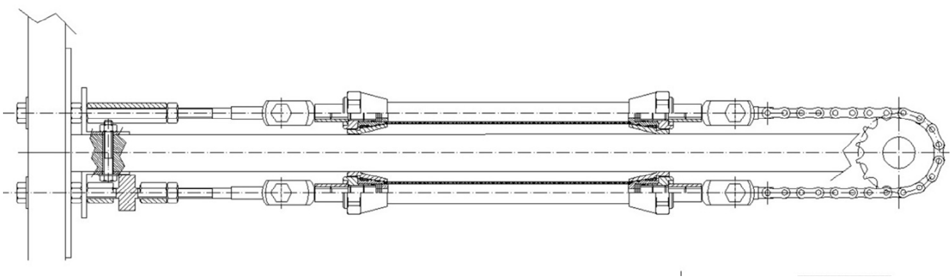
Obr. 4.1 Funkcia antagonistických svalov pre zabezpečenie ohybu v lakťovom kĺbe [31]

Keď sa začne triceps sťahovať, dochádza k ťahaniu úponu svalu smerom k jeho začiatku a ruka sa v lakti vyrovnáva. Triceps teda pôsobí ako extenzor a agonista. V súhre s ním pôsobí biceps ako antagonista a flexor. Do takýchto párov sú zostavené všetky kostrové svaly, ktoré vďaka takémuto usporiadaniu umožňujú kooperáciu svalov nevyhnutnú pre pokojnú a účinnú svalovú prácu.

Ak sú umelé svaly využívané v zariadeniach pre pohyb kĺbov podľa biologického modelu ľudských svalov, vyžaduje si ich zapojenie rovnaké usporiadanie. Umelé svaly sa zapájajú do antagonistického páru pre pohon kĺbu, ktorého pohyb môže byť priamočiary alebo rotačný. Využíva sa predovšetkým kĺb s rotačným pohybom.

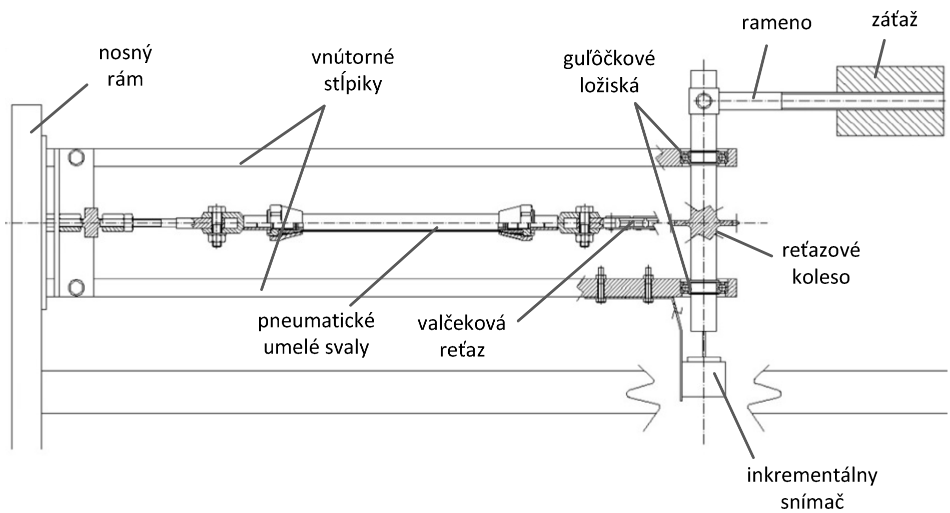
Samotné umelé svaly a mechanický spôsob ich prepojenia určujú statické charakteristiky kĺbu. Svaly sú obvykle spojené prepínacím prvkom, ktorý môže byť pevný alebo ohybný (tyč, lanko, reťaz atď.) cez pákový alebo kladkový mechanizmus. Použitie konkrétneho typu mechanizmu prepojenia je závislé na požiadavkách kladených na manipulačný systém a oblasti jeho použitia. Extrémne zaťažované manipulačné systémy si vyžadujú použitie prepínacích prvkov s väčším priemerom, ktoré v prípade kladkového mechanizmu bývajú spojené reťazou. Tu sa však môže objaviť riziko vzniku nežiaducej vôle alebo preklzávania.

Aktuátor s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení (Obr. 4.2) pozostáva z dvoch umelých svalov vzájomne spojenými valčekovou reťazou, cez ktorú sa prenášajú sily zo svalov na ozubené koleso, ktoré je pevne spojené s výstupným hriadeľom vykonávajúcim rotačný pohyb (nie je zobrazený) [28].



Obr. 4.2 Antagonisticky zapojené pneumatické umelé svaly

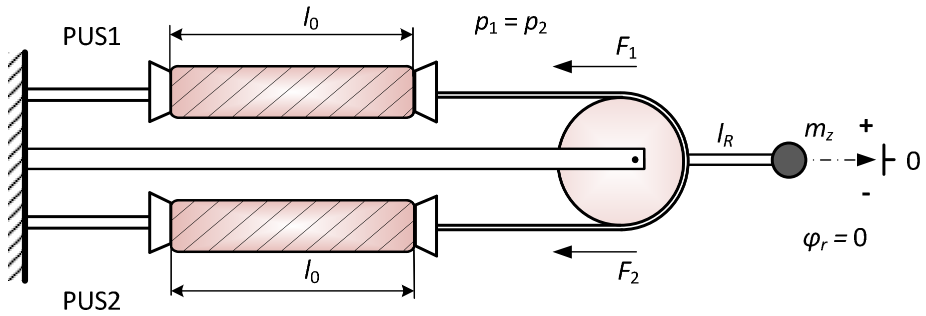
Pohľad na celú konštrukciu experimentálneho aktuátora je na Obr. 4.3 [28]. Výsledná poloha hriadeľa aktuátora je daná rozdielom tlakov v jednotlivých pneumatických umelých svaloch. Tuhosť polohy hriadeľa aktuátora je daná súčtom veľkosti tlakov vo svaloch.



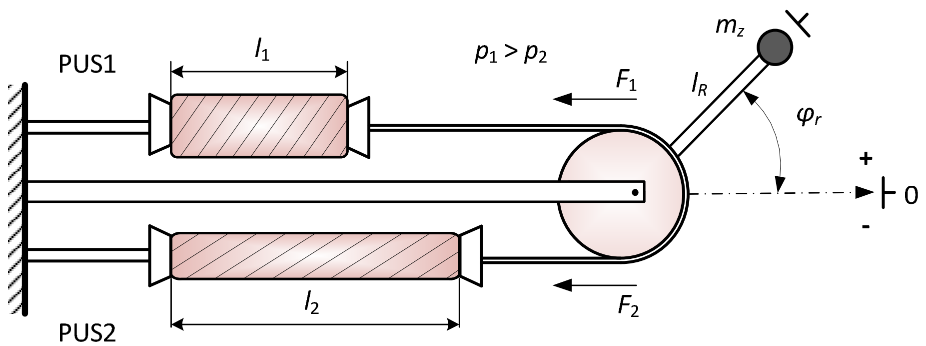
Obr. 4.3 Výkonová časť experimentálneho aktuátora na báze pneumatických umelých svalov

4.2 Teoretický rozbor činnosti aktuátora

Princíp činnosti takéhoto aktuátora s pneumatickými umelými svalmi (PUS) v antagonistickom zapojení je možné vysvetliť pomocou Obr. 4.4.



(a) s rovnakým tlakom vzduchu v oboch svaloch



(b) s nerovnakým tlakom vzduchu v oboch svaloch

Obr. 4.4 Pneumatické umelé svaly v antagonistickom zapojení

Majme dva rovnaké svaly PUS1 a PUS2 v antagonistickom zapojení, ako je zobrazené na Obr. 4.4 a). Keď sa oba svaly naplnia rovnako veľkým stlačeným vzduchom, skrátia sa na dĺžku l_0 a platí [58]:

$$l_0 = l_{\max} - \frac{\Delta l_{\max}}{2}, \tag{4.1}$$

kde: l_{max} – maximálna dĺžka pneumatického umelého svalu,

Δl – zmena dĺžky pneumatického umelého svalu.

Pneumatický umelý sval PUS1 má ťahovú silu F_1 a tá je cez kladku prenášaná na sval PUS2, ktorý pôsobí svojou ťahovou silou F_2. Pri rovnakých plniacich tlakoch v oboch svaloch nastáva rovnosť ťahových síl pri rovnakých hodnotách ich kontrakcií a rameno aktuátora sa ustáli v polohe, ktorá bude ďalej považovaná za počiatočný stav aktuátora. V tejto počiatočnej polohe má aktuátor najvyššiu tuhosť za predpokladu maximálneho tlaku vzduchu v oboch svaloch.

Pri nerovnakých plniacich tlakoch vo svaloch, ako je zobrazené na Obr. 4.4 b), sa rameno aktuátora ustáli v polohe zodpovedajúcej rovnosti ťahových síl oboch svalov.

Uhlová výchylka φ_r pre rameno na ktoré pôsobí vonkajšia záťaž o hmotnosti m_z závisí od polomeru kladky r_k pre totožné dĺžkové zmeny pneumatických umelých svalov. Pre natočenie ramena platí vzťah:

$$\varphi_r = \frac{\Delta l}{r_k}. \tag{4.2}$$

Ak označíme deriváciu objemu svalu podľa dĺžky dV/dl všeobecne nelineárnou funkciou f, môžeme pre dva svaly písať [87]:

$$\begin{aligned} F_1 &= -P_1 f_1(l_{10} - \Delta l), \\ F_2 &= -P_2 f_2(l_{20} + \Delta l), \end{aligned} \tag{4.3}$$

kde: $P_{1,2}$ – tlak v príslušnom svale,
$l_{10,20}$ – počiatočné dĺžky oboch svalov.

Z uvedeného vzťahu vyplýva, že dĺžka každého zo svalov sa zmenila o rovnakú hodnotu Δl, pričom skrátenie jedného svalu sa zväčšilo a druhého zmenšilo (viď Obr. 4.4). Je zaujímavé, že tuhosť takéhoto mechanizmu je možné meniť podľa stanovenej požiadavky, keďže poloha ramena je úmerná rozdielu tlakov vo svaloch, zatiaľ čo tuhosť je úmerná súčtu tlakov vo svaloch. Z toho vyplýva, že ten istý rozdiel tlakov môžeme dosiahnuť pri rôznych hodnotách ich súčtu čo znamená, že je možné dosiahnuť tú istú výchylku ramena pri rôznej výslednej tuhosti. Tuhosť mechanizmu môžeme odvodiť na základe vyjadrenia celkovej sily pôsobiacej na záťaž:

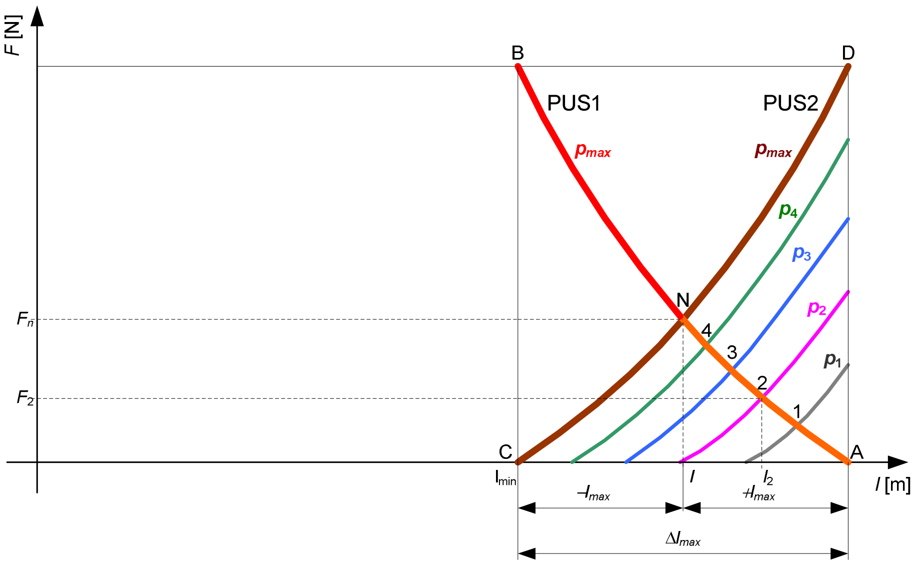
$$F = F_1 - F_2 = -P_1 \frac{\mathrm{d}V_1}{\mathrm{d}l_1} + P_2 \frac{\mathrm{d}V_2}{\mathrm{d}l_2} = P_1 \frac{\mathrm{d}V_1}{\mathrm{d}(\Delta l)} + P_2 \frac{\mathrm{d}V_2}{\mathrm{d}(\Delta l)}. \tag{4.4}$$

Pre tuhosť potom platí [31]:

$$K = -\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}(\Delta l)} = -\frac{\mathrm{d}P_1}{\mathrm{d}V_1}\left(\frac{\mathrm{d}V_1}{\mathrm{d}(\Delta l)}\right)^2 - \frac{\mathrm{d}P_2}{\mathrm{d}V_2}\left(\frac{\mathrm{d}V_2}{\mathrm{d}(\Delta l)}\right)^2 - P_1 \frac{\mathrm{d}^2V_1}{\mathrm{d}(\Delta l)^2} + P_2 \frac{\mathrm{d}^2V_2}{\mathrm{d}(\Delta l)^2}. \tag{4.5}$$

Podľa autormi navrhnutej novej koncepcie činnosti aktuátora so súčasnou zmenou tlaku iba v jednom svale rozlišujeme aktívny a pasívny pneumatický umelý sval. Aktívnym svalom je vždy sval s variabilným tlakom vzduchu. Pasívny sval plní úlohu nelineárnej pružiny pri konštantnom tlaku vzduchu a tým zabezpečuje tuhosť mechanizmu aktuátora a rovnosť síl pre každú polohu aktuátora.

Pri zmene (poklese) tlaku vzduchu, napr. vo svale PUS2, mení sa (zmenšuje sa) aj jeho kontrakcia (aktívny sval). Následkom toho nastane rotačný pohyb hmoty záťaže na ramene pripevnenom k osi kladky. Tento smer pohybu vo vzťahu k počiatočnému bodu považujme za kladný (+). Vzťah medzi ťahovou silou, tlakom a dĺžkou (kontrakciou) tohto umelého svalu vyjadrujú charakteristiky na Obr. 4.5 (napr. bod 2). V pneumatickom umelom svale PUS1 sa tlak nemení, mení sa iba jeho dĺžka v súlade s meniacou sa ťahovou silou svalu PUS2. Pneumatický umelý sval PUS1 pôsobí ako pneumatická pružina s nelineárnou charakteristikou (pasívny sval), a preto na Obr. 4.5 je znázornená iba jedna charakteristika tohto svalu zodpovedajúca počiatočnému plniacemu tlaku p_{max} [58]. Táto charakteristika je zakreslená tak, aby vystihovala protichodné silové pôsobenie PUS1 voči PUS2. Body na priesečníkoch charakteristík v úseku N-A zodpovedajú priebehu narastania kontrakcie pasívneho svalu PUS1 pri postupnom poklese tlaku v aktívnom svale PUS2 ($p_{max} > p_4 > p_3 > p_2 > p_1$). Takto možno dosiahnuť ľubovoľnú kladnú hodnotu l (až po l_{max}). Bod C na charakteristike PUS2 na Obr. 4.5 je bod maximálnej kontrakcie svalu (minimálnej dĺžky svalu), v ktorom je jeho ťahová sila už nulová. Pre sval PUS1 je to bod A [59].



Obr. 4.5 Statické charakteristiky pneumatických umelých svalov v antagonistickom zapojení

Záporné hodnoty polohy (-) dosahuje aktuátor tým istým spôsobom, ako je uvedené v predchádzajúcom odseku. Vymenené sú iba úlohy svalov. PUS1 má tlak vzduchu variabilný, PUS2 plní úlohu nelineárnej pneumatickej pružiny.

Závislosti koncovej polohy aktuátora sú nelineárnou funkciou plniaceho tlaku vzduchu v pneumatických umelých svaloch a ich priebeh je rôzny pri rôznych hodnotách zaťaženia aktuátora. To vyplýva z nelineárnych charakteristík svalov. Taktiež je nutné rešpektovať nerovnakú ťahovú silu (resp. krútiaci moment) aktuátora, ktorej veľkosť sa mení s hodnotou uhlovej výchylky hriadeľa kladky aktuátora (resp. kontrakcie umelého svalu, posuvu umelého svalu). Táto vlastnosť súčasne spôsobuje aj nerovnakú tuhosť mechanizmu pri rôznych hodnotách polohy, pričom najvyššiu a obojstranne symetrickú tuhosť dosahuje aktuátor v referenčnom bode, keď tlaky v pneumatických umelých svaloch sú rovnaké a maximálne.

Aktívny sval musí okrem prekonávania síl od záťaže prekonávať aj variabilnú direktívnu silu pasívneho svalu. Preto sú nároky na menovité parametre (ťažnú silu) umelých svalov vyššie ako by to vyplývalo iba z veľkosti záťaže. Vzhľadom na potrebu náležitej tuhosti mechanizmu sa predpokladá, že sily svalov aktuátora by mali byť vyššie ako je (maximálna) zaťažujúca sila.

4.3 Modelovanie dynamiky rotačného kĺbu

Na modelovanie dynamiky rotačného kĺbu na báze dvoch pneumatických umelých svalov boli stanovené tieto východiskové podmienky:

- Z kinematického hľadiska pozostávala modelovaná sústava z jedného stupňa voľnosti reprezentovaného rotačným kĺbovým spojením.
- Pre zjednodušenie modelovania bolo uvažované umiestnenie sústavy do vodorovnej polohy, čo zodpovedalo pohybu ramena v rovine rovnobežnej s povrchom zeme, v dôsledku čoho bolo možné zanedbať vplyv gravitácie.

Pre odvodenie dynamiky rotačného kĺbu bola použitá Lagrangeova mechanika, ktorá umožňuje odvodiť dynamiku sústavy na základe definovania vektora zovšeobecnených súradníc q a vektora zovšeobecnených síl τ. Podľa [73], [94] možno písať:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial q_i}=\tau_i \tag{4.6}$$

a L (Lagrangian) je definovaný ako

$$L=E_K-E_P\,, \tag{4.7}$$

kde: E_K – kinetická energia,
E_P – potenciálna energia,
q_i – i-tá zovšeobecnená súradnica,
τ_i – i-tá zovšeobecnená sila.

Pri použití Lagrangeovej mechaniky pre odvodzovanie dynamiky manipulačného zariadenia predstavujú zovšeobecnené súradnice uhol rotačného kĺbu alebo posunutie prizmatického kĺbu a zovšeobecnené sily moment pre rotačný pohyb a silu pre posuvný pohyb. Pre skúmanú sústavu bola ako zovšeobecnená súradnica zvolená uhlová výchylka ramena φ_r a ako zovšeobecnená sila moment M úmerný rozdielu síl oboch svalov. Možno teda písať:

$$q=[\varphi_r],\;\; \dot{q}=[\dot{\varphi}_r],\;\; \tau=[M],\;\; E_K=\frac{1}{2}J\cdot\dot{\varphi}_r^2\,, \tag{4.8}$$

kde: J – moment zotrvačnosti [kg·m^2].

Keďže referenčný (nulový) bod pre potenciálnu energiu je možné voliť ľubovoľne a význam majú iba zmeny potenciálnej energie, je možné za referenčný bod zvoliť bod pozície aktuátora nad zemou a považovať P za nulové vzhľadom k tomu, že k zmene výšky nedochádza (uvažujme pohyb ramena v rovine rovnobežnej so zemským povrchom). Potom platí:

$$L = E_K - E_P = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}_r^2 - 0 = \frac{1}{2} I \dot{\varphi}_r^2 , \tag{4.9}$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial\left(\frac{1}{2} I \dot{\varphi}_r^2\right)}{\partial \dot{\varphi}_r}\right) - \frac{\partial\left(\frac{1}{2} J \dot{\varphi}_r^2\right)}{\partial \varphi_r} = M , \tag{4.10}$$

$$I \ddot{\varphi}_r = M, \text{ kde } M = (F_1 - F_2) \cdot r_k , \tag{4.11}$$

$$I \ddot{\varphi}_r = M, \text{ kde } M = (F_1 - F_2) \cdot r_k , \tag{4.12}$$

kde: F_1, F_2 – sily svalov,
r_k – polomer kladky (ozubeného kolesa),
M – krútiaci moment.

4.4 Výpočet momentu zotrvačnosti

Pre potreby experimentov boli k dispozícii dva kusy závaží (s hmotnosťami 1,2 a 2,14 kg, resp. 3,34 kg pre oba závažia), ktoré bolo možné upevniť na rameno a ktorých hlavným účelom bolo reprezentovať zmenu jedného z parametrov – momentu zotrvačnosti. Pri výpočte momentu zotrvačnosti bolo potrebné zohľadniť moment zotrvačnosti hriadeľa a ramena spolu so záťažou.

Celkový moment zotrvačnosti aktuátora J_{celk} vypočítame preto ako súčet všetkých momentov sústavy (za predpokladu, že os rotácie je zhodná), ktoré sú na Obr. 4.6 a platí [36]:

$$J_{celk} = \sum_{i=1}^{n} J_n = J_H + J_R , \tag{4.13}$$

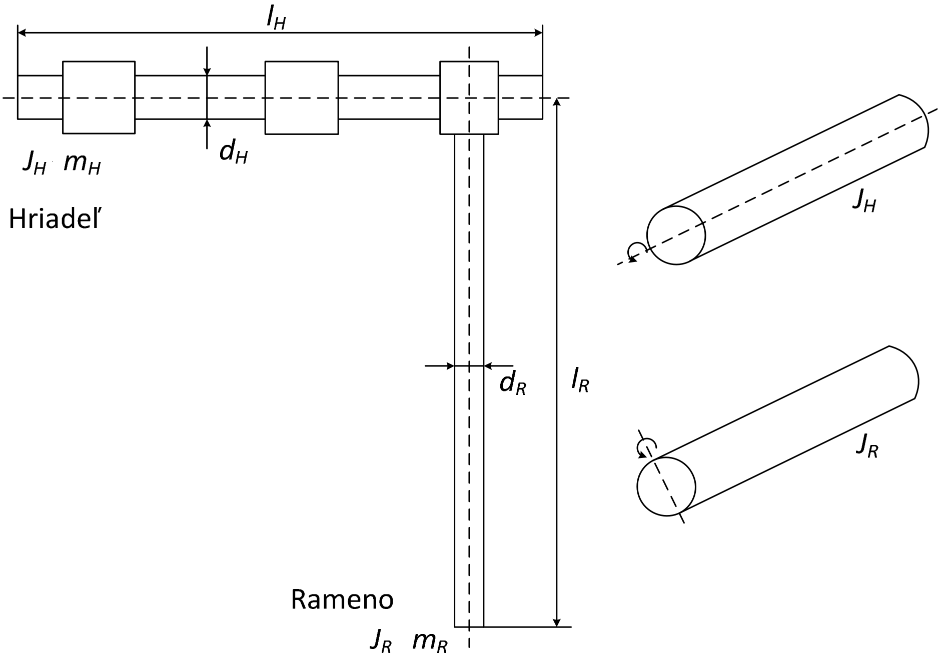
kde: J_n – moment zotrvačnosti n-tého telesa,
J_H – moment zotrvačnosti hriadeľa,
J_R – moment zotrvačnosti ramena aktuátora.

Na Obr. 4.6 sú vyznačené parametre pre výpočet menovitého momentu zotrvačnosti, vrátane vyznačenia osí rotácie pre hriadeľ aj rameno. Pre výpočet je dôležitá hmotnosť danej časti a jej dĺžka resp. polomer, pričom hodnoty vyznačených parametrov sú uvedené v Tab. 4.1. Celkový nominálny moment zotrvačnosti je potom možné vypočítať podľa [36] nasledujúcim spôsobom:

$$J_H = \frac{1}{2} m_H \cdot r_H^2, \tag{4.14}$$

$$J_R = \frac{1}{4} m_R \cdot r_R^2 + \frac{1}{3} m_R \cdot l_R^2, \tag{4.15}$$

kde: m_H – hmotnosť hriadeľa,
r_H – polomer hriadeľa,
m_R – hmotnosť ramena aktuátora,
r_R – polomer ramena aktuátora,
l_R – dĺžka ramena aktuátora.



Obr. 4.6 Rozmery oceľového hriadeľa a rotujúceho ramena aktuátora s príslušnými osami rotácie

Tab. 4.1 Parametre použité pre výpočet momentu zotrvačnosti aktuátora

Parameter	***Hodnota***
Polomer hriadeľa (r_H)	$18{,}75 \cdot 10^{-3}$ m
Hmotnosť hriadeľa (m_H)	2,471 kg
Polomer ramena aktuátora (r_R)	$9{,}065 \cdot 10^{-3}$ m
Dĺžka ramena aktuátora (l_R)	$272 \cdot 10^{-3}$ m
Hmotnosť ramena aktuátora (m_R)	0,551 kg

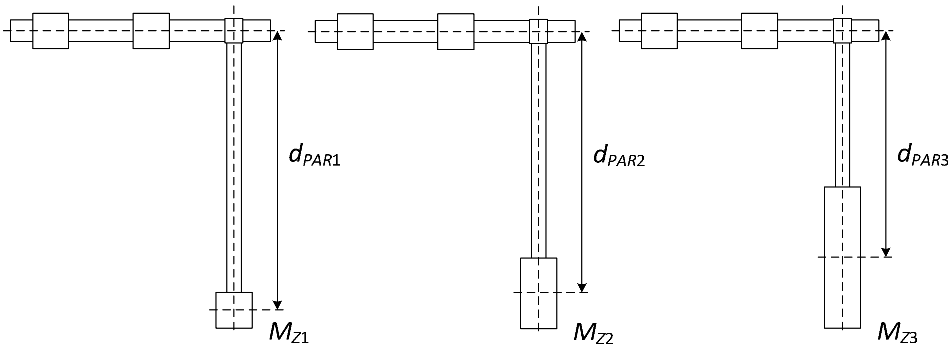
Výsledný celkový moment zotrvačnosti aktuátora s nulovou záťažou na ramene je potom:

$$J_{celk} = J_{z0} = \frac{1}{2} m_H \cdot r_H^2 + \frac{1}{4} m_R \cdot r_R^2 + \frac{1}{3} m_R \cdot l_R^2 =$$
$$= \frac{1}{2} \cdot 2{,}471 \cdot 0{,}01875^2 + \frac{1}{4} \cdot 0{,}551 \cdot 0{,}09065^2 + \frac{1}{3} \cdot 0{,}551 \cdot 0{,}272^2 \cong \tag{4.16}$$
$$\cong 0{,}014 \ \ \mathrm{kg \cdot m^2}.$$

Výpočet momentu zotrvačnosti pri namontovanom závaží bol realizovaný využitím teorému o paralelných osiach, ktorý umožňuje vypočítať moment zotrvačnosti podľa osi, ktorá je paralelná k osi rotácie prechádzajúcej ťažiskom telesa [31]. Moment zotrvačnosti je potom možné vypočítať nasledovne:

$$J_{par} = J + M \cdot d_{par}^2 , \tag{4.17}$$

kde: J – moment zotrvačnosti pre os prechádzajúcu ťažiskom,
d_{par} – vzdialenosť paralelnej osi rotácie k osi rotácie prechádzajúcej ťažiskom.



Obr. 4.7 Vyznačenie vzdialenosti paralelných osí pri jednotlivých závažiach

Tab. 4.2 Parametre použité pre výpočet momentu zotrvačnosti aktuátora

Parameter	***Hodnota***
Vzdialenosť par.osi (d_{PAR1})	$248{,}5 \cdot 10^{-3}$ m
Vzdialenosť par.osi (d_{PAR2})	$224{,}57 \cdot 10^{-3}$ m
Vzdialenosť par.osi (d_{PAR3})	$201{,}07 \cdot 10^{-3}$ m
Hmotnosť závažia (m_{z1})	1,2 kg
Hmotnosť závažia (m_{z2})	2,14 kg
Hmotnosť závažia (m_{z3})	3,34 kg

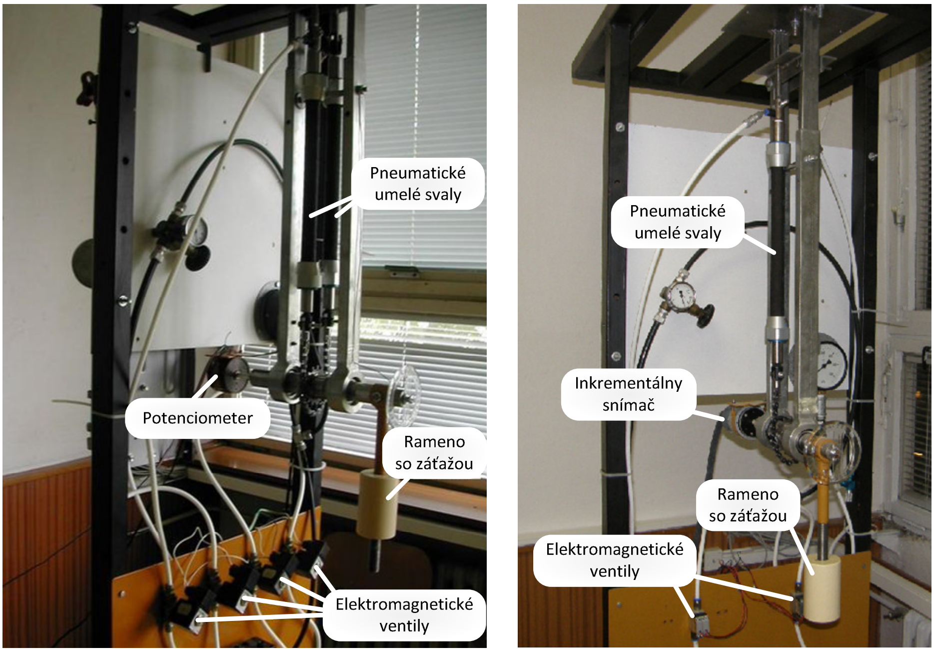
Tab. 4.3 Výsledky výpočtov momentov zotrvačnosti pre všetky závažia

Parameter	***Hodnota***
Moment zotrvačnosti 1 (J_{z1})	0,0896 kg·m^2
Moment zotrvačnosti 2 (J_{z2})	0,1142 kg·m^2
Moment zotrvačnosti 3 (J_{z3})	0,1545 kg·m^2

Vzdialenosti paralelných osí pre výpočet momentov zotrvačností ramena zo závažím sú na Obr. 4.7. Moment zotrvačnosti bol potom počítaný pre súčet momentov ramena skráteného o výšku valca predstavujúceho závažie a momentu zotrvačnosti valca vypočítaného podľa teorému o paralelných osiach podľa hodnôt parametrov uvedených v Tab. 4.2. Výsledné momenty zotrvačnosti sú uvedené v Tab. 4.3 [31].

5 Experimentálny aktuátor

V rámci riešenia viacerých výskumných projektov bol na pracovisku autorov navrhnutý a zrealizovaný experimentálny aktuátor na báze pneumatických umelých svalov s jedným stupňom voľnosti (Obr. 5.1). Pneumatické umelé svaly systému boli zapojené ako antagonistický pár s prepojením cez reťaz a ozubené koleso zabezpečujúci pohon hriadeľa, ku ktorému bolo pripojené rameno so závažím [3].



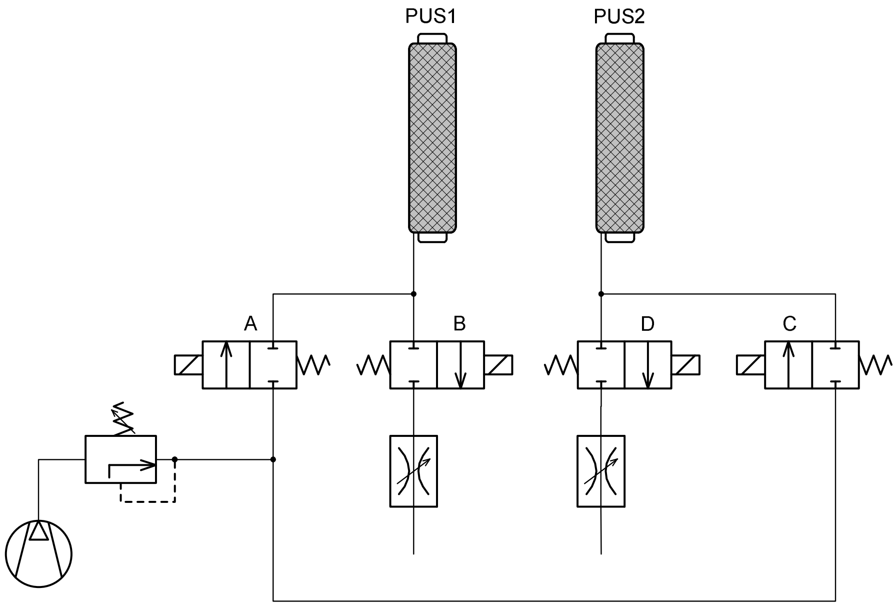
Obr. 5.1 Experimentálny aktuátor na báze pneumatických umelých svalov

Na Obr. 5.1 sú fotografie celého aktuátora bez riadiacej časti pred a po inovácii. Aktuátor je tvorený dvojicou pneumatických umelých svalov firmy FESTO, ktorých pohyb je prenášaný cez kladku s reťazovým prevodom. K hriadeľu je pripojené rameno so závažím. Akčný člen je tvorený dvoma pármi priamoovládaných dvojcestných elektromagnetických ventilov (pre každý sval 1 napúšťací a 1 vypúšťací ventil) pôvodne typu REGADA 2VE6Fn a po inovácii s väčšou spínacou frekvenciou typu MATRIX EMX 821.104C224. Poloha ramena je snímaná pôvodne potenciometrom typu BK2 a po inovácii inkrementálnym snímačom IRC 120 s 2 500 imp/ot.

Použité pneumatické umelé svaly boli typu MAS-20-250N-AA-MC-K o priemere 20 mm a dĺžke 250 mm, vyrobené z chloroprénu s otvorením na jednom konci a kompenzátorom sily. Typ MAS sa štandardne dodáva bez adaptérov pre prispôsobenie pripojenia svalov k záťaži. Pre zabezpečenie pripojenia k reťazi a hornej základni boli vyrobené valcové adaptéry s koncovým závitom (M10x1,25) a vidlice na oboch koncoch. Svaly boli pripojené k hornej základni prostredníctvom závitových tyčí a predĺžených matíc (závit M8) s možnosťou osadenia snímačov sily. Nosnú konštrukciu tvorili dva stĺpiky pripojené k hornej základni na konci ktorých boli uložené ložiská, ktorými prechádzal hriadeľ s osadeným ramenom aktuátora. V režime bez pripojeného zdroja stlačeného vzduchu (pri nominálnej dĺžke svalov) bola medzi reťazou a ozubeným kolesom určitá vôľa, ktorá zabezpečovala určitú počiatočnú kontrakciu oboch svalov. K ramenu bolo možné pripojiť závažie valcového tvaru s vyvŕtaným závitom.

5.1 Funkčný vzor aktuátora pred inováciou

Pneumatická schéma zapojenia funkčného vzoru aktuátora pred inováciou je na Obr. 5.2 a bola navrhnutá podľa teoretického rozboru činnosti aktuátora.



Obr. 5.2 Pneumatická schéma aktuátora

Stlačený vzduch z kompresora je cez redukčný ventil dopravovaný do napúšťacích (plniacich) dvojcestných elektromagnetických ventilov (A, C), ktorými sa zvyšuje tlak v pneumatických umelých svalov (PUS1, PUS2). Znižovanie tlaku vo svaloch je realizované cez vypúšťacie dvojcestné elektromagnetické ventily (B, D) a škrtiace ventily, ktoré slúžia na nastavovanie dynamiky aktuátora. Na riadenie aktuátora bol použitý priemyselný mikropočítačový riadiaci systém [59].

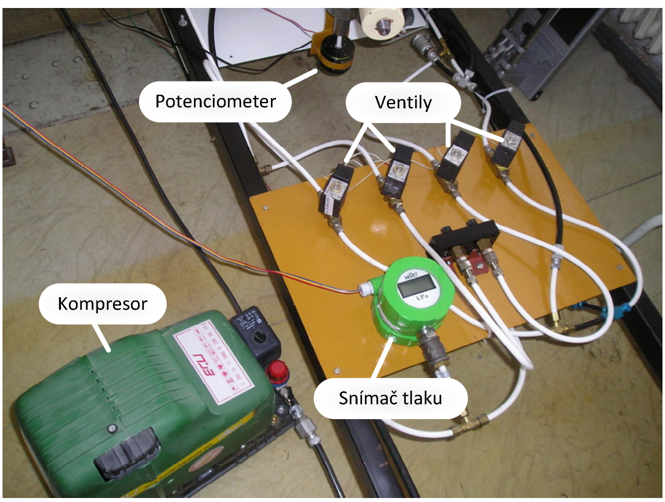
Funkčný vzor aktuátora pozostával z týchto hlavných komponentov [30]:

- Pneumatický umelý sval (2 ks) – typ MAS-20-250N firmy FESTO o svetlosti 20 mm, dĺžke 250 mm, maximálnej kontrakcii 25 % a maximálnom dovolenom tlaku 600 kPa.

- Elektromagnetický ventil (4ks) - typ 2VE3F firmy Regada o svetlosti 3 mm, prietoku 0,25 m^3/hod, maximálnom dovolenom tlaku 1 MPa a napájacom napätí 24 V DC.
- Potenciometrický odporový snímač polohy - typ PTP 5K2 o menovitom odpore 40 Kω ± 5 % a presnosti merania uhla natočenia ±0,1 %.
- Snímač tlaku s číslicovým prevodníkom – typ MERET PMD-60G s LCD displejom, napäťovým výstupom 0 - 10 V DC, presnosťou 0,5 %, a meracím rozsahom 0 - 600 kPa.

Obr. 5.3 Pneumatický umelý sval typu MAS firmy FESTO

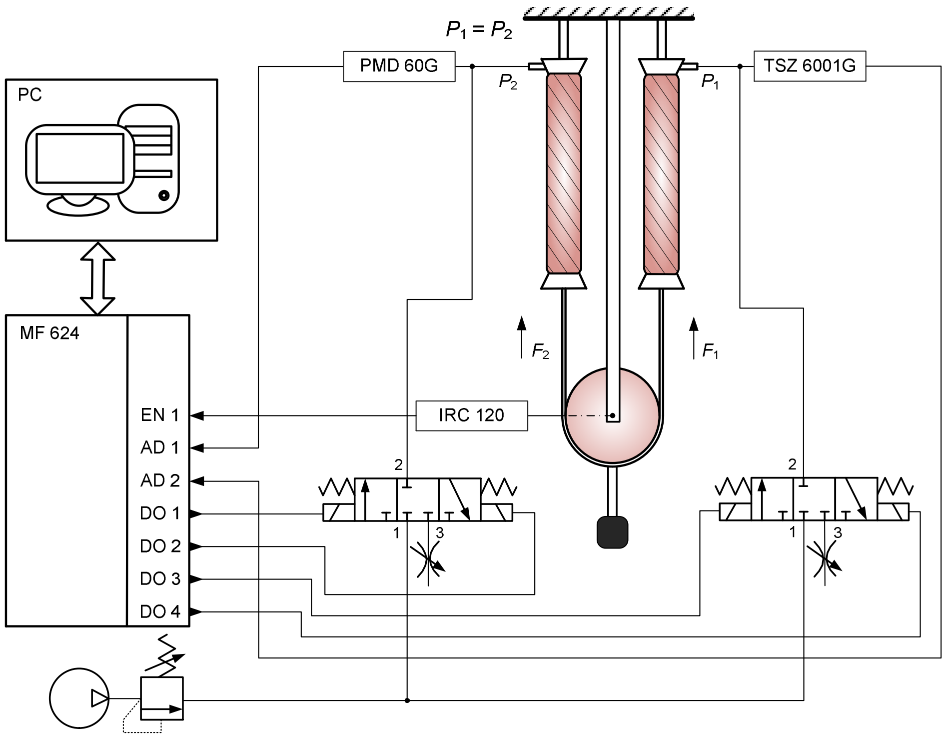
Obr. 5.4 Elektromagnetický ventil typu 2VE3F firmy Regada



Obr. 5.5 Výkonová a snímacia časť antagonistického aktuátora

5.2 Funkčný vzor aktuátora po inovácii

Schéma experimentálneho aktuátora s dvojicou umelých svalov po inovácii je na Obr. 5.6.



Obr. 5.6 Schéma experimentálneho aktuátora s dvojicou pneumatických umelých svalov

Aktuátor je tvorený dvojicou pneumatických umelých svalov spojených cez kladku pomocou reťazového mechanizmu. Každý zo svalov je ovládaný jedným dvojcestným, dvojpolohovým elektromagnetickým ventilom. Stlačený vzduch z kompresora vo forme tlakových impulzov prúdi cez napúšťací ventil do svalu, tlak vo svale sa zvyšuje a tým sa sval skracuje. Podobne cez príslušný vypúšťací ventil prúdi stlačený vzduch zo svalu, tlak vo svale sa znižuje a tým sa sval predlžuje. Škrtiace ventily slúžia na nastavenie dynamika aktuátora. Výsledná poloha (uhol natočenia) ramena aktuátora je snímaná inkrementálnym snímačom. Na riadenie a zber dát pre meranie aktuátora bol použitý PC s I/O kartou s využitím prostredia Matlab/Simulink [79].

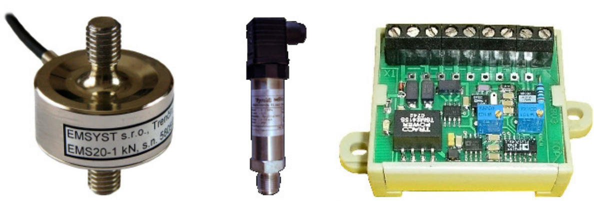
Hlavnými komponentmi funkčného vzoru experimentálneho aktuátora na báze umelých svalov sú (Obr. 5.6):

- Pneumatický umelý sval (2 ks) - typ MAS-20-250-AA-MC-K firmy FESTO
    - základné parametre použitého pneumatického umelého svalu sú popísané v Tab. 5.1 [90].

- Elektromagnetický ventil (2ks) - typ MATRIX EMX 821.104C224
  - 3-polohový 2-cestný ON/OFF ventil, napätie 24 V DC, maximálna frekvencia 200 Hz, pracovný tlak 0 - 600 kPa, 2 cievky, maximálny prietok ventilmi 180 Nl/min.
- Inkrementálny snímač - typ IRC 120:
  - rozlíšenie 2500 imp./ot., napätie 5 V DC.
- Snímač tlaku s číslicovým prevodníkom – typ MERET PMD-60G
  - LCD displej, napäťový výstup 0 - 10 V DC, presnosť 0,5 %, merací rozsah 0 - 600 kPa.
- Snímač tlaku - typ MERET TSZ6001G S10M0KQSQ0
  - napäťový výstup 0 - 10 V DC, merací rozsah 0 - 600 kPa, presnosť 0,5 %, napätie 24 V DC.
- Snímač sily (2ks) – typ EMS-20
  - rozsah 0 - 5 kN, citlivosť 1,5 mV/V.
- Prevodník pre snímač sily (2ks) – typ EMS-168
  - rozsahu 0 - 10 V, presnosť 0,2 %, aktívny filter (Butterworth, dolný priepust 2. rádu), napájanie 10 V.
- Počítač s procesorom Intel Core 2 Quad
  - taktovacia frekvencia 2,33 GHz, operačná pamäť 4 GB.
- Kompresor - typ Fiac ECU
  - výkon 1 100 W, prietok 205 l/min, maximálny tlak 800 kPa.

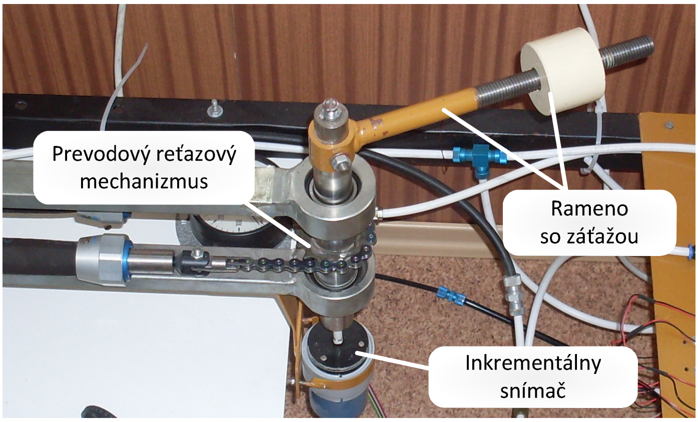
Tab. 5.1 Parametre pneumatického umelého svalu FESTO MAS-20 [90]

Parameter	***Hodnota***
Vnútorný priemer	20 mm
Nominálna dĺžka	250 mm
Max. záťaž (voľne zavesená)	80 kg
Max. predpätie	3 % nominálnej dĺžky
Max. dovolená kontrakcia	25 % nominálnej dĺžky
Max. hysteréza	2,5 % nominálnej dĺžky
Presnosť opakovaného polohovania	1 % nominálnej dĺžky
Pracovný tlak	0 - 6 barov
Teplota okolia	-5 – +60 ^{o}C
Max. sila	1 500 N



Obr. 5.7 Snímač sily EMSYST EMS-20 (vľavo), snímač tlaku s prevodníkom MERET TSZ (v strede) a prevodník pre snímač sily EMS-168 (vpravo)

Obr. 5.8 Ventily MATRIX typu 821 – vyhotovenie 2/2 (vľavo) a vyhotovenie 3/3 (vpravo)



Obr. 5.9 Prevodový reťazový mechanizmus s inkrementálnym snímačom polohy

5.3 Meranie statických a dynamických charakteristík aktuátora

Meranie statických a dynamických charakteristík bolo vykonané na funkčnom vzore aktuátora pred inováciou a po inovácii, pričom v ďalšom sú tieto výsledky popísané z merania po inovácií.

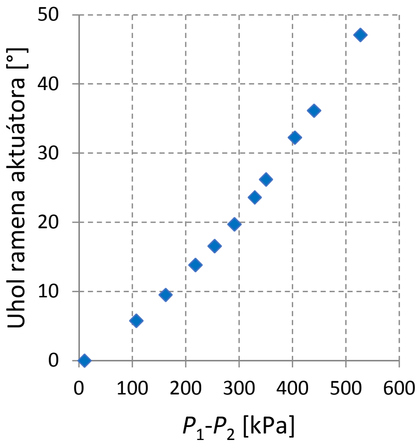
5.3.1 Statické vlastnosti

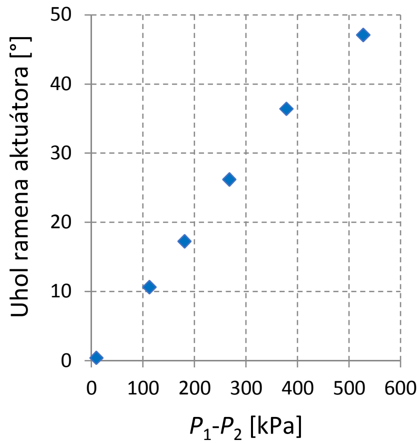
Aktuátor s dvoma pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení spolu so záťažou tvorí sústavu, ktorej výstupom je poloha (príp. rýchlosť, zrýchlenie), ktorú možno vyjadriť buď ako zmenu dĺžky umelého svalu (resp. zmenu kontrakcie svalu), alebo ako uhol pootočenia ramena aktuátora. Vstupom do aktuátora je tlak vzduchu vstupujúci do príslušného svalu. Keďže systém je tvorený dvojicou pneumatických umelých svalov, uhlová výchylka ramena závisí od rozdielu tlakov v jednotlivých svaloch. Závislosť polohy ramena na rozdiele tlakov v jednotlivých svaloch bola zistená experimentálne a predstavuje statickú charakteristiku systému. Má nelineárny priebeh a je symetrická okolo počiatku súradnicovej sústavy. Bol uprednostnený spôsob aproximácie danej funkcie oproti využitiu „look-up“ tabuľky. Vzhľadom k symetrii charakteristiky bola aproximovaná jedna polovica priebehu, pričom k vypočítanej funkčnej hodnote (uhlu výchylky) bolo priradené kladné alebo záporné znamienko podľa znamienka rozdielu tlakov vo svaloch [81].

Ide o riešenie numerickej úlohy s cieľom nájsť funkčnú závislosť uhla φ_r natočenia ramena aktuátora na vstupných tlakoch P_1 a P_2:

$$\varphi_r = f(P_1, P_2), \tag{5.1}$$

kde $[P_i, \varphi_{ri}]$ sú dané namerané hodnoty zobrazené graficky na Obr. 5.10, pričom obrázok a) je pre vypúšťanie vzduchu zo svalu a obrázok b) pre napúšťanie vzduchu do svalu.





Obr. 5.10 Namerané priebehy závislosti uhla natočenia ramena na tlaku vo svaloch

Vstupnou veličinou je rozdiel tlakov vo svaloch ($P = P_1 - P_2$) z intervalu <-550 kPa; 550 kPa> a výstupnou veličinou je uhol φ_r natočenia ramena aktuátora z intervalu <-48°; 48°>. Charakteristika je nezávislá od času a vzhľadom k nelinearite svalov a stlačiteľnosti vzduchu je tiež nelineárna. Na začiatku boli obidva svaly plne natlakované a rameno aktuátora bolo v nulovej počiatočnej polohe ($\varphi_r = 0°$).

Vzhľadom na predpokladaný nelineárny priebeh funkcií uvažujeme o výslednej polynomickej závislosti. Pomocou metódy najmenších štvorcov aproximujeme n zadaných bodov $[P_i, \varphi_i]$ funkčnou závislosťou [25]:

$$\varphi_{ri} = f(P_i, a_j) = f(P_{1i} - P_{2i}, a_0, a_1, \ldots, a_k), \tag{5.2}$$

kde parametre a_j, $j = 0,\ldots,k$ musíme určiť tak, aby krivka čo najlepšie priliehala k empirickým hodnotám [6].

Aby bola splnená táto požiadavka, za kritérium sa uvažuje minimum funkcie:

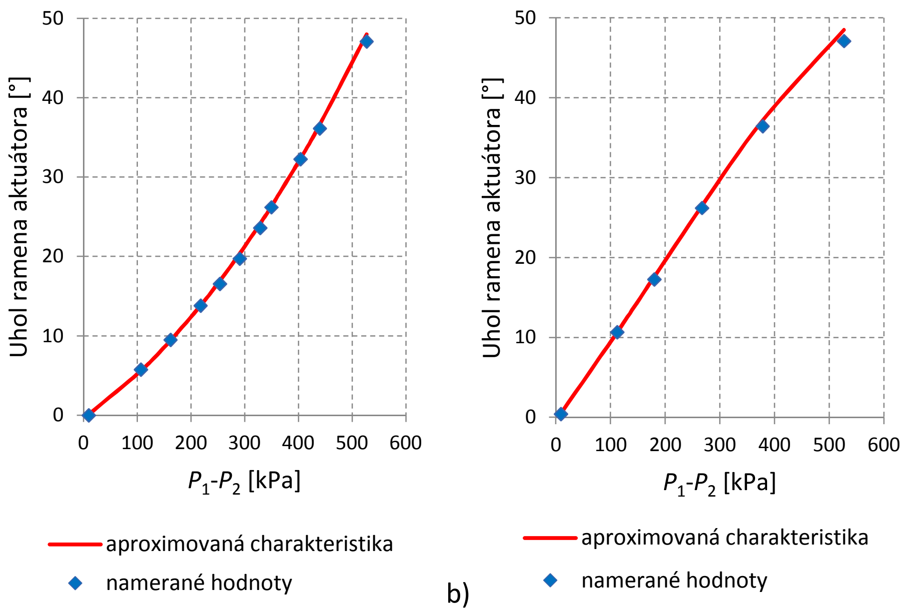
$$S(a_j) = \sum_{i=1}^{n} \left[\varphi_{ri} - f(P_i, a_j)\right]^2 = \min. \tag{5.3}$$

Odtiaľ vyplývajú podmienky pre koeficienty a_j. Presnosť priliehavosti krivky k bodom vyjadruje index korelácie:

$$\mathrm{IK} = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^{n} [f(P_i) - \varphi_{ri}]^2}{\sum_{i=1}^{n} [\overline{\varphi}_r - \varphi_{ri}]^2}}\,, \tag{5.4}$$

kde: $f(P_i)$ – vypočítané hodnoty,
$\overline{\varphi}_r$ – aritmetický priemer nameraných hodnôt.

Riešenie bolo nájdené v programe MS Excel, závislosť pre vypúšťanie tlaku vzduchu zo svalu je na Obr. 5.11 a) a závislosť pre napúšťanie tlaku vzduchu do svalu je na Obr. 5.11 b).



Obr. 5.11 Funkčná závislosť uhla natočenia ramena na tlaku v umelých svaloch

Nelineárna funkcia pre vypúšťanie vzduchu zo svalu je vyjadrená polynómom tretieho stupňa:

$$y = 8\cdot 10^{-9} x^3 + 8\cdot 10^{-5} x^2 + 0{,}0474x - 0{,}3766, \qquad \mathrm{IK} = 0{,}9997\,. \tag{5.5}$$

Nelineárna funkcia pre napúšťanie vzduchu do svalu je vyjadrená polynómom štvrtého stupňa:

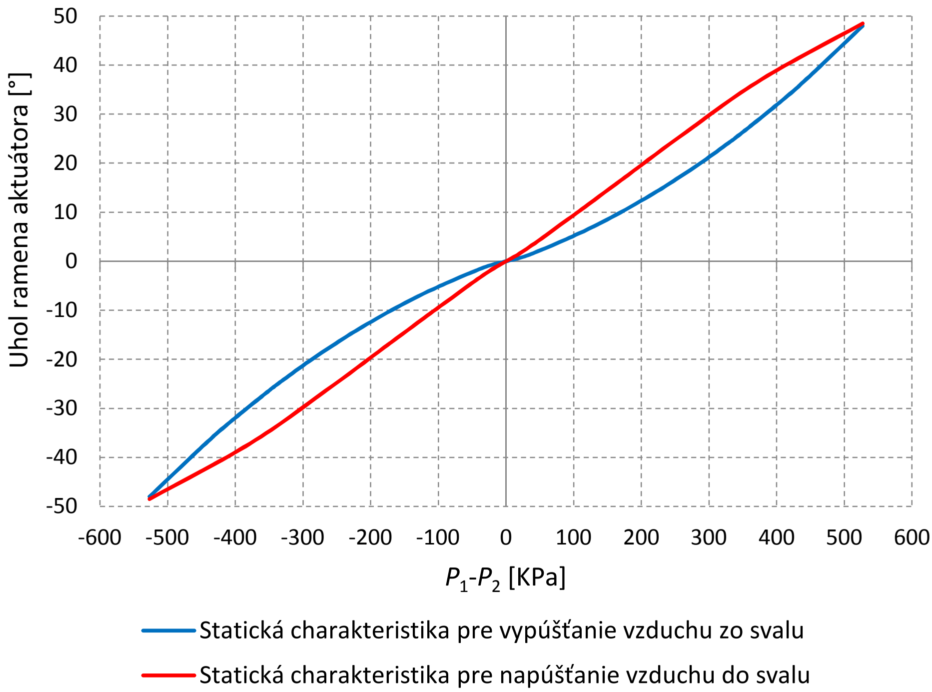
$$y = -9\cdot 10^{-11} x^4 - 2\cdot 10^{-8} x^3 + 3\cdot 10^{-5} x^2 + 0{,}0957x - 0{,}4202, \qquad \mathrm{IK} = 1\,. \tag{5.6}$$

Vzhľadom na to, že statická charakteristika aktuátora je stredovo symetrická funkcia, potom na základe (5.5) a (5.6) pre uhol natočenia ramena aktuátora platí:

$$\varphi_r = \mathrm{sign}(P_1 - P_2)\cdot\begin{pmatrix} 8\cdot 10^{-9}|P_1 - P_2|^3 + 8\cdot 10^{-5}|P_1 - P_2|^2 \\ +0{,}0474|P_1 - P_2| - 0{,}3766 \end{pmatrix}, \tag{5.7}$$

$$\varphi_r = \mathrm{sign}(P_1 - P_2)\cdot\begin{pmatrix} -9\cdot 10^{-11}|P_1 - P_2|^4 - 2\cdot 10^{-8}|P_1 - P_2|^3 \\ +3\cdot 10^{-5}|P_1 - P_2|^2 + 0{,}0957|P_1 - P_2| - 0{,}4202 \end{pmatrix}. \tag{5.8}$$

Sign (P_1 - P_2) určuje, ktorý umelý sval je vypúšťaný, resp. napúšťaný (plus - druhý sval, mínus - prvý sval).



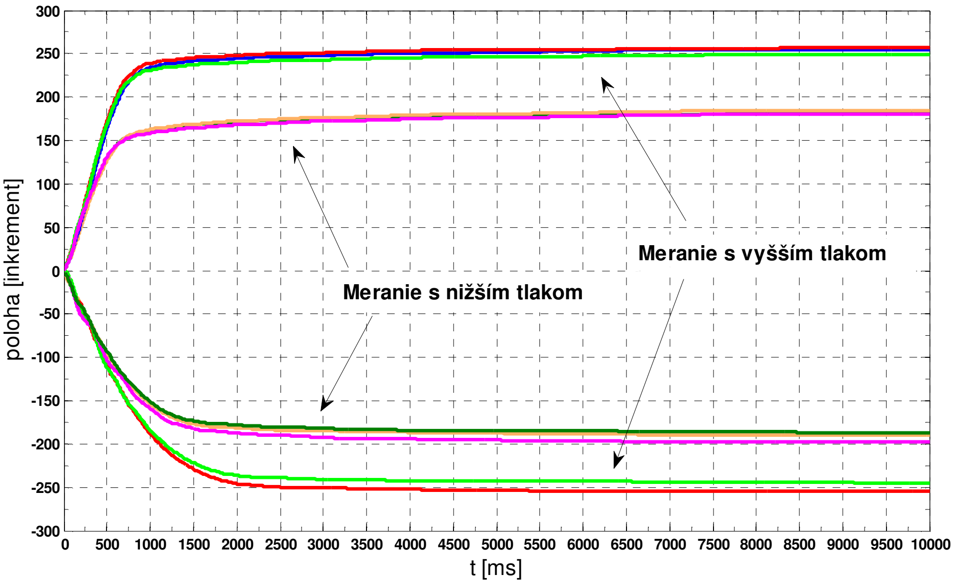
Obr. 5.12 Statické charakteristiky aktuátora s pneumatickými umelými svalmi

Grafické zobrazenia funkcií (5.7) a (5.8) na Obr. 5.12 predstavujú statické charakteristiky aktuátora pre vypúšťanie a napúšťanie vzduchu z a do svalu, pričom v počiatočnom nulovom bode sú oba svaly plne natlakované. Tieto funkcie sú zároveň základom pre modelovanie nelinearity $N_{Prevodu}$ v modeli aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení na báze jednoduchého geometrického modelu svalu.

5.3.2 Dynamické vlastnosti

Identifikácia dynamických vlastností aktuátora s pneumatickými umelými svalmi vychádzala z meraní odoziev na skokovú zmenu vstupného tlaku v príslušnom umelom svale [3]. Tieto odozvy boli zaznamenané v režime plnenia aj vypúšťania ovládaného pneumatického umelého svalu a reprezentujú fyzicky dosiahnuteľné charakteristiky takéhoto systému. Poloha ramena závisí na veľkosti vstupných tlakov a preto boli zmerané odozvy pri veľkých a malých zmenách vstupného tlaku *p* (prechodové charakteristiky tohto nelineárneho systému sú závislé na veľkosti skokovej zmeny vstupu), bez a s vplyvom poruchovej veličiny.

Odozvy (Obr. 5.13) sú zaznamenané pri troch rôznych záťažiach (0; 1,2; 2,14 kg). Časový údaj na vodorovnej osi je v milisekundách, uhlová výchylka na zvislej osi je v inkrementoch snímača polohy (použitý inkrementálny snímač s 2 500 inkr./ot., t.j. 0,144 deg/inkr.) [3].

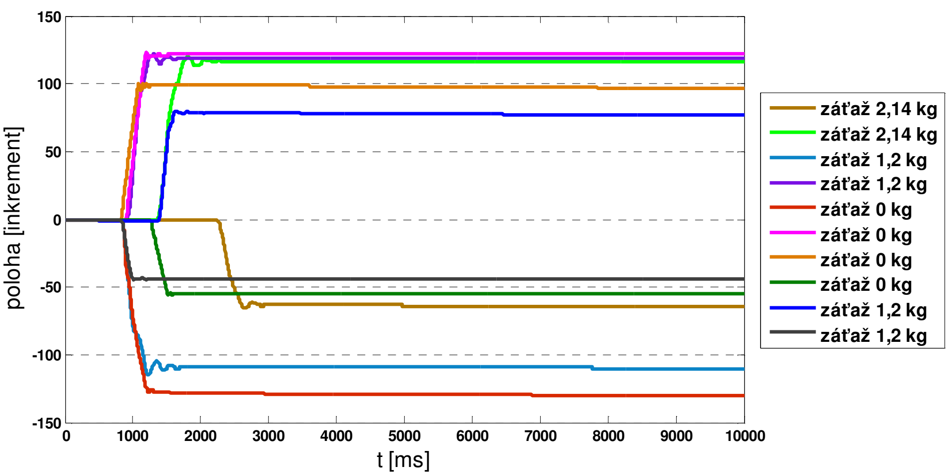


Obr. 5.13 Odozvy aktuátora s PUS pri veľkých skokových zmenách vstupného tlaku a pri pohybe ramena vo vodorovnej rovine (bez vplyvu gravitácie)

V priebehu meraní boli zaznamenané tri odozvy pre rovnakú hodnotu vstupu, za účelom vyhodnotenia vplyvu rôznej záťaže (3 druhy) na charakteristiku systému. Ako je zrejmé z Obr. 5.13, zmena zotrvačnej záťaže nemá významný vplyv na systémové odozvy (pri veľkej a strednej hodnote skokovej zmeny vstupného tlaku *p*). Vyplýva to z nelineárnych kontrakčno-silových charakteristík svalu, kde sila (resp. moment) svalu vzrastá s rastúcou záťažou na úkor kontrakcie. V tomto prípade hnací moment od svalu prekonáva dynamický zaťažujúci moment, ktorý má nenulovú hodnotu len pri nenulovej hodnote uhlového zrýchlenia ramena aktuátora. Preto sa vplyv zotrvačnej záťaže prejavuje iba pri rozbehu a dobehu ramena, vtedy však priaznivé nelineárne kontrakčno-silové charakteristiky svalov tieto rozdiely účinne kompenzujú. Možno konštatovať, že vzhľadom na uvedené vlastnosti aktuátora s pneumatickými umelými svalmi sa tento systém javí vo vzťahu k vplyvom zmien zotrvačnej záťaže ako systém so schopnosťou parametrickej invariantnosti (robustnosti).

5.3.3 Model aktuátora z nameraných charakteristík

Z porovnania odoziev aktuátora pri malých, stredných a veľkých hodnotách vstupného tlaku popísaných v kapitole 5.3.2 je zrejmé, že v prípade prvých dvoch druhov vstupov sú odozvy monotónne, zatiaľ čo pri malých vstupoch a súčasnom vplyve poruchy obsahujú tieto odozvy pred ustálením zákmity. Ich príčinou sú pravdepodobne vplyvy poruchy – gravitácie, ktorá svojim konštantným a rovnakým smerom pôsobiacim účinkom spolu so stlačiteľnosťou vzduchu vo svaloch spôsobuje vznik krátkodobého tlmeného medzného cyklu pred ustálením momentovej rovnováhy na osi aktuátora. Preto pri stanovovaní matematického modelu dynamiky aktuátora boli brané v úvahu hlavne odozvy pri veľkých zmenách vstupu, bez vplyvu porúch, model však vo všeobecnom vyjadrení musí obsahovať aj vlastnosti prejavované pri malých vstupoch a poruchách. V tomto prípade vychádzame z nameraných prechodových charakteristík na Obr. 5.14 [3]. Hodnoty v súradnicovom systéme zobrazených prechodových charakteristikách predstavujú na zvislej osi polohu (počet impulzov inkrementálneho snímača), kde i = 250 predstavuje otočenie ramena aktuátora o φ_r = 36°. Na vodorovnej osi je čas v ms. Pri danej hodnote vstupu sú všetky tri odozvy pre rôzne záťaže porovnateľné, jedna z nich bola zvolená ako referenčná pre identifikáciu modelu.



Obr. 5.14 Odozvy systému s PUS pri malých skokových zmenách vstupného tlaku a pri pohybe ramena v zvislej rovine (vplyv gravitácie)

Z Obr. 5.14 je zrejmé, že je možné nahradiť priebeh lineárnym modelom prvého alebo druhého rádu (aperiodická prechodová charakteristika s reálnymi pólmi) [3].

Výsledný prenos by mal nasledujúci tvar:

$$G(s) = \frac{k_0}{Ts+1} \quad \text{alebo} \quad G(s) = \frac{k_0}{(T_1 s+1)(T_2 s+1)}. \tag{5.9}$$

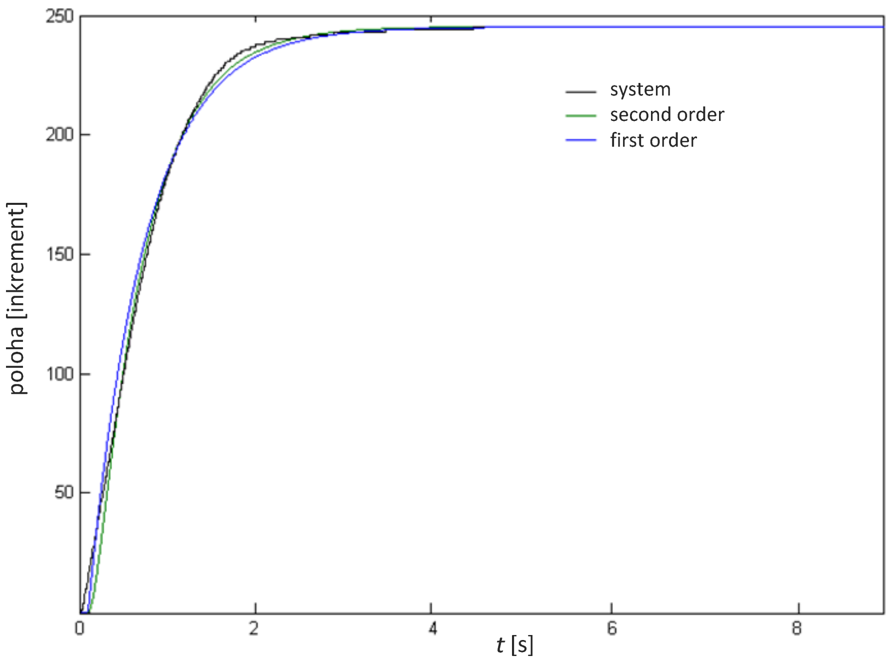
Model systému 1. rádu má nasledujúci tvar [3]:

$$G(s)=\frac{1}{0{,}64595s+1}. \tag{5.10}$$

Model systému 2. rádu má nasledujúci tvar [3]:

$$G(s)=\frac{1}{(0{,}090314s+1)(0{,}57873s+1)}=\frac{1}{0{,}052267s^2+0{,}669s+1}. \tag{5.11}$$

Porovnanie odoziev reálneho systému a modelov 1. a 2. rádu je na Obr. 5.15.



Obr. 5.15 Odozvy lineárneho modelu 1. a 2. rádu po identifikácii

Jemu zodpovedajúci spojitý prenos vo všeobecnom tvare má nasledujúcu podobu [3]:

$$G(s)=\frac{1}{(T_1s+1)(T_2s+1)}=\frac{1}{T^2s^2+2aTs+1}. \tag{5.12}$$

Tento prenos je nutné spresniť členom zavádzajúcim dopravné oneskorenie. V aktuátore je stlačený vzduch privádzaný a odvádzaný zo svalu prívodným potrubím, ktorého dĺžka určuje oneskorenie pohybu stlačeného vzduchu medzi elektropneumatickými ventilmi a umelým svalom. V dôsledku toho bude prenos obsahovať aj dopravné oneskorenie T_d a platí:

$$G(s)=\frac{1}{(T_1s+1)(T_2s+1)}.\ e^{-sT_d}=\frac{1}{T^2s^2+2aTs+1}.\ e^{-sT_d}. \tag{5.13}$$

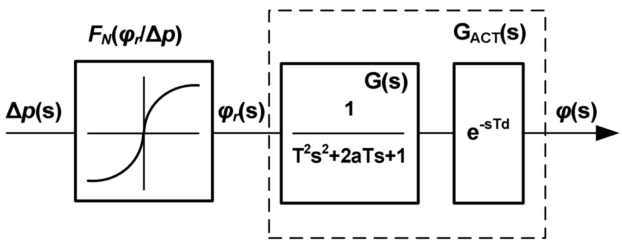
Tento lineárny obrazový prenos charakterizuje dynamiku aktuátora a tvorí lineárnu časť jeho modelu. Nelineárna časť modelu aktuátora je daná jeho statickou charakteristikou, pričom uhol natočenia ramena aktuátora určený z tejto charakteristiky závisí na vstupnom tlaku Δp a nelineárnom zosilnení K_N danom nelineárnou funkciou popisujúcou statickú charakteristiku aktuátora:

$$\varphi_r(\Delta p) = K_N \Delta p = F_N\left(\varphi_r / \Delta p\right). \tag{5.14}$$

Potom experimentálny aktuátor s antagonisticky usporiadanými dvomi svalmi typu FESTO MAS 20-250 bude mať spojitý obrazový prenos s dopravným oneskorením (T_d = 0,1 s) v nasledujúcej podobe:

$$\begin{aligned} G_{ACT}(s) &= \frac{1}{(0{,}090314s+1)(0{,}57873s+1)} e^{-0{,}1s} = \\ &= \frac{1}{0{,}052267s^2 + 0{,}669s + 1} e^{-0{,}1s}. \end{aligned} \tag{5.15}$$

Celkový nelineárny model aktuátora s dvoma pneumatickými umelými svalmi (nelineárny systém druhého rádu s dopravným oneskorením) je na Obr. 5.16 [3]. Uvedený model platí za predpokladu, že prietokové pomery pri naplňovaní a vyprázdňovaní pneumatických umelých svalov stlačeným vzduchom sú rovnaké. Tento stav je realizovateľný pomocou vhodného nastavenia škrtiacich ventilov na výstupoch z vypúšťacích elektro-pneumatických ventilov.



Obr. 5.16 Bloková schéma modelu aktuátora s dvoma pneumatickými umelými svalmi

5.4 Spracovanie signálov zo snímačov aktuátora

Pre meranie polohy ramena aktuátora je možné použiť potenciometer alebo inkrementálny snímač, ktorý zároveň môže byť zdrojom signálu aj pre obvody transformácie polohy na ďalšie stavové veličiny, t.j. na uhlovú rýchlosť a uhlové zrýchlenie. Táto úloha je riešená tak, že signál polohy je príslušným obvodom derivovaný (príp. diferencovaný) a tak transformovaný na signál rýchlosti. Tým istým postupom je získavaný aj signál uhlového zrýchlenia. Použitie potenciometra alebo inkrementálneho snímača podľa uvedeného postupu je vyhovujúce, jediným problémom vyplývajúcim z princípu takéhoto generovania stavovej veličiny je skutočnosť, že so spomaľujúcou sa uhlovou rýchlosťou rastie oneskorenie informácie o polohe a o to viac o rýchlosti a zrýchlení. Z tohto hľadiska je optimálne používať ako snímač rýchlosti tachodynamo, ktoré je zdrojom informácii o rýchlosti bez oneskorenia [3]. Avšak signál z tachodynama má okrem deterministickej mieronosnej zložky aj stochastickú šumovú zložku, ktorú je nutné odstrániť pred derivovaním tohto signálu. Tento problém je možné riešiť obvodom úpravy signálu – diskrétnym spriemerňovačom.

5.4.1 Filtrácia signálov

V praxi sa môžeme stretnúť s nasledujúcim javom: na determinovanom signáli je superponovaný stochastický signál. Typickým príkladom tohto javu je signál tachodynama, kde sa stochastický signál prejavuje vo forme parazitných zložiek. Pri spracovaní takéhoto signálu obvodom so zotrvačnosťou (dolnopriepustný filter, integrátor a pod.) nám tento jav nevadí, nakoľko stredná hodnota stochastického signálu je spravidla nulová a zložky jeho spektra s vyššou frekvenciou sa utlmia.

Problémy vznikajú, ak chceme tento signál derivovať alebo diferencovať. Vyššie popísaný jav v tomto prípade zabraňuje realizovať takéto spracovanie signálu. Získanie a využitie aspoň približnej derivácie (prípadne diferencie) nejakého signálu môže výrazne skvalitniť regulačný pochod spätnoväzbového regulačného obvodu.

Pre potlačenie vplyvu stochastickej zložky signálu boli vyvinuté špeciálne a pomerne zložité prístroje určené hlavne na meranie. Súčasné analógové a číslicové obvody umožňujú stavbu funkciou podobného obvodu, ktorý je jednoduchý a pre účely regulácie a menej náročného merania postačujúci. Princíp činnosti takéhoto obvodu – spriemerňovača – je popísaný v ďalšom.

Stochastický signál $u_s(\tau)$, ktorý je superponovaný na determinovanom signále $u_d(\tau)$, môžeme v určitom časovom intervale T potlačiť tak, že v tomto intervale vypočítame z celkového signálu strednú hodnotu $u_p(t)$, t.j.:

$$u_p(t) = \frac{1}{T}\int_{t-T}^{t}\left[u_d(\tau) + u_s(\tau)\right]\mathrm{d}\tau \,. \tag{5.16}$$

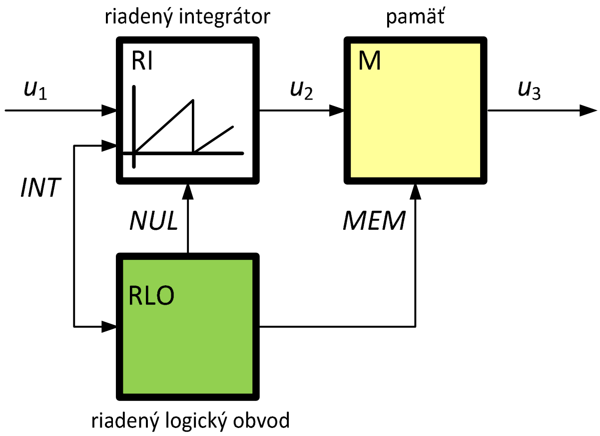
Ak je stochastický signál $u_s(\tau)$ stacionárny a ergodický a ak nemá vo svojom spektre zložky, ktorých perióda je porovnateľná s intervalom T, potom platí:

$$\int_{t-T}^{t} u_s(\tau)\mathrm{d}\tau \cong 0 \,, \tag{5.17}$$

$$u_p(t) = \frac{1}{T}\int_{t-T}^{t} u_d(\tau)\mathrm{d}\tau \,. \tag{5.18}$$

V časovom intervale T je stredná hodnota $u_p(t)$ signálu $u_s(\tau) + u_d(\tau)$ približne rovná strednej hodnote determinovanej zložky $u_d(\tau)$. Získavanie strednej hodnoty v celom časovom intervale zabezpečíme tak, že budeme periodicky integrovať signál $u_s(\tau) + u_d(\tau)$ s periódou T. Na konci periódy odoberieme vzorku signálu, ktorá bude zodpovedať strednej hodnote v zmysle vzťahu (5.18) a uchováme v tvarovači nultého radu (TNR).

Je zrejmé, že integrovanie musí začínať vždy nulovým stavom integrátora. Schéma obvodu zabezpečujúceho tento proces je na Obr. 5.17 [3]. Pozostáva z riadeného integrátora, analógových hradiel, analógovej pamäte a riadiacej logickej jednotky.



Obr. 5.17 Bloková schéma spriemerňovača

Na Obr. 5.18 je znázornený časový priebeh signálov *INT*, *NUL*, *MEM*, vstupného signálu u_1, výstupného signálu integrátora u_2 a výstupného signálu spriemerňovača u_3.

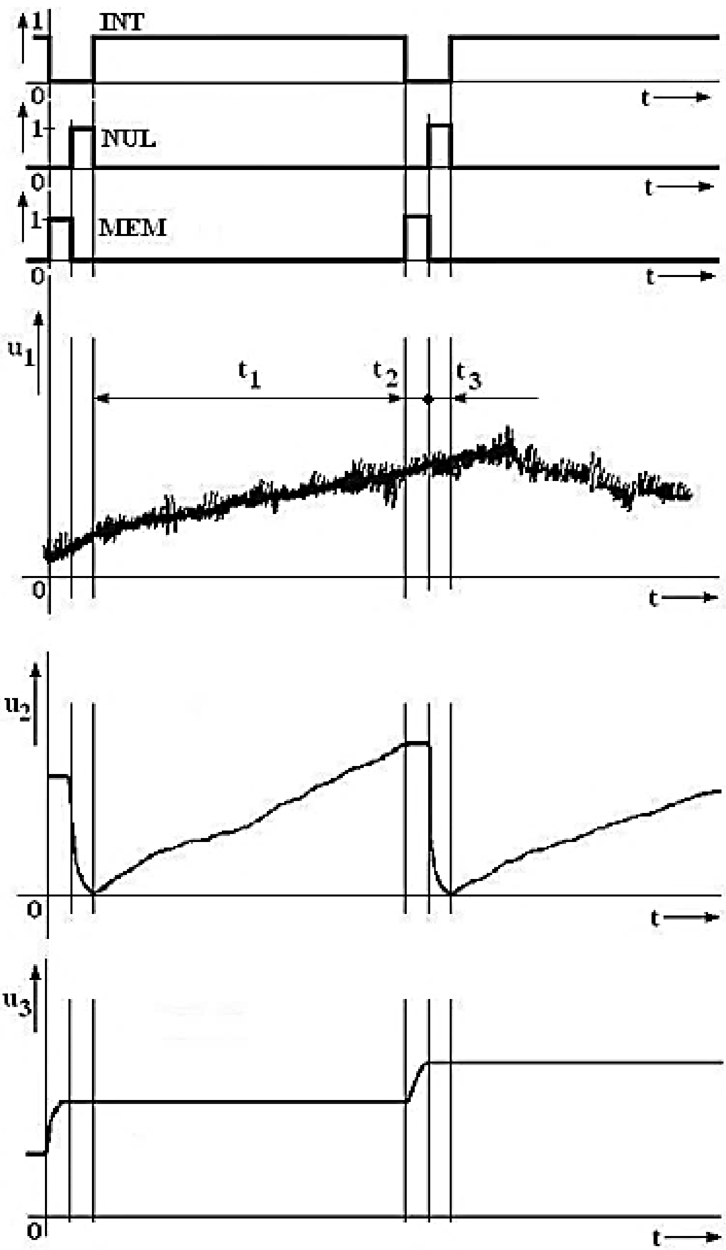
Činnosť spriemerňovača je nasledovná (Obr. 5.18) [3]:

- V časovom intervale t_1 je na riadiacom vstupe analógového hradla ovládaného signálom *INT* logická 1. Analógové hradlo ovládané signálom *NUL* je uzavreté. Analógová pamäť ovládaná signálom *MEM* je v režime „pamäť“. Cez otvorené analógové hradlo je na vstup integrátora privádzané vstupné napätie u_1. Integrovanie začína z nulovej hodnoty u_2.
- V časovom intervale t_2 sa uzavrie vstupné analógové hradlo ovládané vstupom *INT*. Analógová pamäť sa vstupom *MEM* nastaví do režimu „sledovanie“. Analógové hradlo ovládané vstupom *NUL* je uzavreté. Napätie u_2 na výstupe integrátora sa v tomto intervale nemení.
- V intervale t_3 je analógové hradlo ovládané signálom *INT* stále uzavreté a analógové hradlo ovládané signálom *NUL* je otvorené. Tým sa zabezpečí nulovanie integrátora. Na výstupe analógovej pamäte, ktorá je v režime "pamäť", je napätie u_3 zodpovedajúce strednej hodnote vstupného napätia u_1.

Tento cyklus sa opakuje periodicky s periódou spriemerňovania:

$$T = t_1 + t_2 + t_3. \quad (5.19)$$

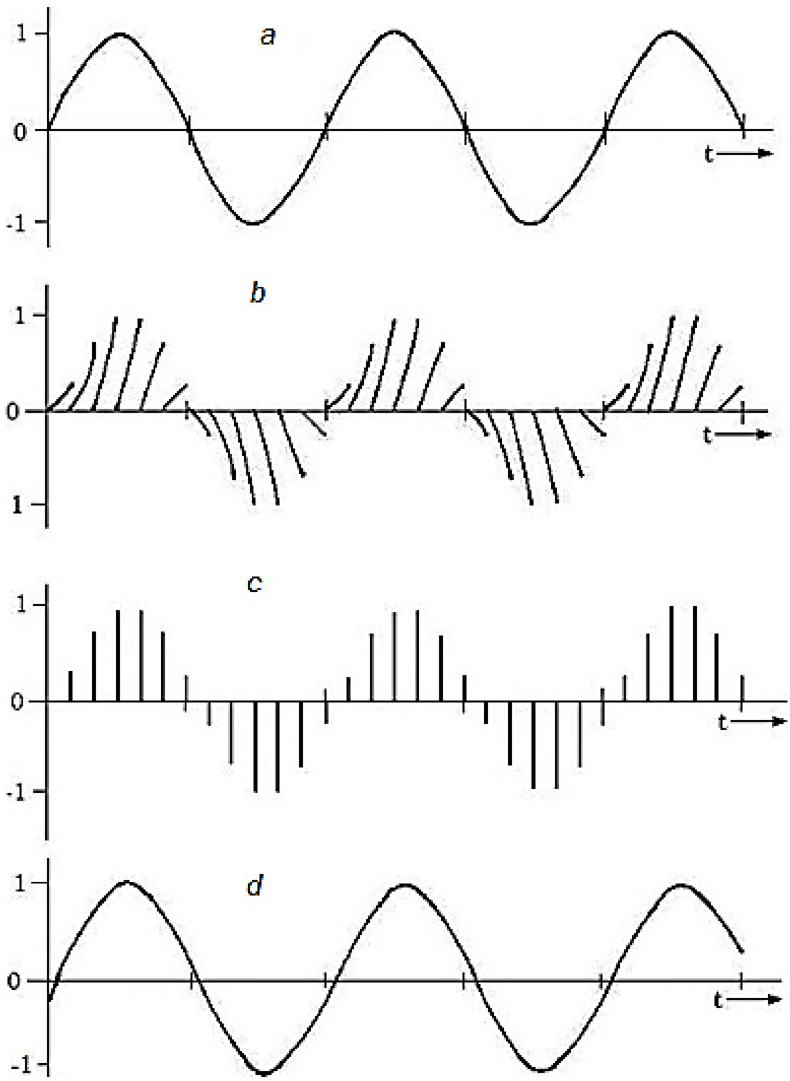
Spriemerňovač (Obr. 5.17) môže byť časťou obvodu pre snímanie uhlového zrýchlenia a tvorí súčasť spätnoväzbového regulačného obvodu uhlovej rýchlosti. Preto sa v ďalšom zameriame na určenie jeho frekvenčných charakteristík a prenosov.



Obr. 5.18 Priebeh riadiacich a informačných signálov spriemerňovača

Pri stanovení prenosu spriemerňovača budeme vychádzať z úvahy, že tento bude určený vzťahom medzi priebehom vstupného signálu do spriemerňovača a tzv. fiktívnym vstupom do spriemerňovača. Ako fiktívny vstup budeme chápať taký priebeh vstupného signálu, ktorého vzorkovaním dostaneme vzorkovaný priebeh výstupného signálu zo spriemerňovača. Tieto vzťahy medzi jednotlivými signálmi sú znázornené na Obr. 5.19,

kde: *a* – je časový priebeh vstupného signálu do spriemerňovača,
b – je výstup z riadeného integrátora pri $\omega T = \pi/6$ (spriemernený signál),
c – je výstup zo spriemerňovača po vzorkovaní koncovej hodnoty,
d – je fiktívny vstup.



Obr. 5.19 Signály spriemerňovača a vzťahy medzi nimi

Pomer amplitúd priebehov *a* a *d* a ich vzájomný fázový posun určuje frekvenčnú charakteristiku.

Vzorky spriemerneného signálu (priebehu *c*) vyjadríme nasledovne:

$$y(z)=\frac{1}{T}\int_0^T \sin\omega t\cdot \mathrm{d}t\cdot z^{-1}+\frac{1}{T}\int_T^{2T}\sin\omega t\cdot \mathrm{d}t\cdot z^{-2}+\ldots+ \\ +\frac{1}{T}\int_n^{(n+1)T}\sin\omega t\cdot \mathrm{d}t\cdot z^{-(n+1)}. \tag{5.20}$$

Po úprave vzťahu (5.20) získame Z-obraz harmonického signálu:

$$y(z)=\frac{1-\cos\omega t}{\omega t}\cdot\frac{z+1}{z^2-2z\cdot\cos\omega t+1}. \tag{5.21}$$

Z-obraz všeobecnej funkcie $\sin(\omega t+\gamma)$ je:

$$Z\{\sin(\omega t+\gamma)\}=\frac{z[z\cdot\sin\gamma+\sin(\omega t-\gamma)]}{z^2-2z\cdot\cos\omega t+1}. \tag{5.22}$$

Uvažujeme, aký fázový posun γ a korekciu k_a amplitúdy potrebujeme, aby tento obraz bol zhodný s $y(z)$, t.j. porovnáme vzťahy (5.21) a (5.22).

Zároveň zavedieme:

$$z=e^{j\omega T}. \tag{5.23}$$

Takto získame rovnicu:

$$k_a\cdot\cos(\omega T+\gamma)\sin\omega T+j\cdot k_a\cdot\sin(\omega T+\gamma)\sin\omega T= \\ =\frac{1-\cos^2\omega T}{\omega T}+j\frac{1-\cos\omega T}{\omega T}\sin\omega T. \tag{5.24}$$

Porovnaním reálnych a imaginárnych častí rovnice (5.24) a ich vzájomným podielom dostaneme:

$$tg(\omega T+\gamma)=\frac{1-\cos\omega T}{\sin\omega T}=tg\frac{\omega T}{2}, \tag{5.25}$$

$$\omega T+\gamma=\frac{\omega T}{2}. \tag{5.26}$$

Fázový posun bude:

$$\gamma=-\frac{\omega T}{2}. \tag{5.27}$$

Ak tento výsledok dosadíme do vzťahu (5.24) pre rovnosť reálnych zložiek dostaneme:

$$k_a \cdot \cos\frac{\omega T}{2} = \frac{\sin\omega T}{\omega T}. \tag{5.28}$$

Po úprave:

$$k_a = \frac{\pm\sqrt{2(1-\cos\omega T)}}{\omega T}. \tag{5.29}$$

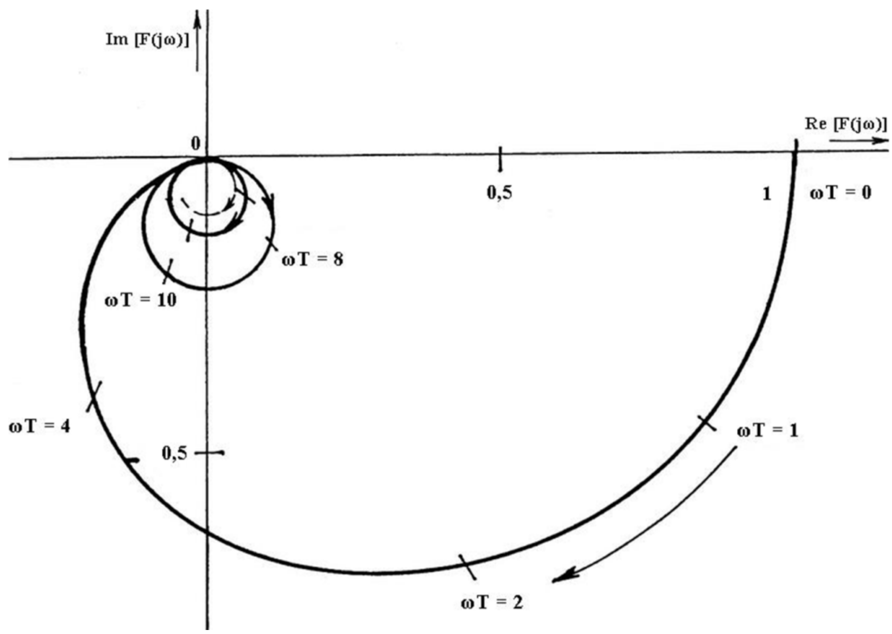
Môžeme konštatovať že frekvenčný prenos spriemerňovača bude:

$$F(j\omega) = \frac{\pm\sqrt{2(1-\cos\omega T)}}{\omega T} \cdot e^{-j\omega\frac{T}{2}}, \tag{5.30}$$

alebo

$$\begin{aligned} F(j\omega) &= \frac{\pm\sqrt{2(1-\cos\omega T)}}{\omega T} \cdot \left(\cos\omega\frac{T}{2} - j\sin\omega\frac{T}{2}\right) = \\ &= \frac{2}{\omega T} \cdot \sin\left(\omega\frac{T}{2}\right) \cdot e^{-j\frac{\omega T}{2}}. \end{aligned} \tag{5.31}$$

Ak je $\omega T = \pm 2\pi, \pm 4\pi, \pm 6\pi$, atď., vzniká tak fázový posun $\pm \pi, \pm 3\pi$, atď., avšak prenos amplitúdy je v tomto prípade nulový. Priebeh frekvenčnej charakteristiky spriemerňovača je na Obr. 5.20 [3].



Obr. 5.20 Frekvenčná charakteristika spriemerňovača v komplexných súradniciach

Možno konštatovať, že spriemerňovač aplikovaný v spätnej väzbe regulačného obvodu pri kritických frekvenciách neznižuje mieru stability.

Pri ďalších úvahách tykajúcich sa vlastnosti spriemerňovača v zmysle Obr. 5.17 (t.j. riadený integrátor so vzorkovačom a tvarovačom nultého radu) je potrebné zaviesť pojem kontinuálneho spriemerňovača. Pod týmto pojmom budeme chápať taký člen, ktorý bude na výstupe poskytovať spojitú hodnotu priemerného vstupného signálu v zmysle vzťahu (5.16). Hodnoty jeho výstupu budú zhodné s hodnotami výstupu spriemerňovača v okamžikoch vzorkovania s periódou T. Na rozdiel od spriemerňovača, ktorý je fyzikálne realizovateľný, kontinuálny spriemerňovač je nutné chápať ako matematickú fikciu, fyzikálne nerealizovateľnú, ale užitočnú pri posudzovaní vlastnosti spriemerňovača a reálne popisujúceho jeho vlastnosti v okamžikoch vzorkovania. Možno konštatovať, že kontinuálny spriemerňovač so vzorkovacím členom a tvarovačom má identické vlastnosti ako spriemerňovač.

Obrazový prenos kontinuálneho spriemerňovača môžeme vyjadriť vo forme výrazu:

$$F(\mathrm{s}) = \frac{1-e^{-\mathrm{s}T}}{\mathrm{s}t}. \tag{5.32}$$

O správnosti tohto tvrdenia sa môžeme presvedčiť nasledujúcim dôkazom. Ak podľa výrazu (5.16) pre spriemernenú hodnotu z výstupu spriemerňovača platí [3]:

$$u_p(t) = \frac{1}{T}\int_{t-T}^{t} [u_d(\tau) + u_s(\tau)\mathrm{d}\tau = \frac{1}{T}\int_{t-T}^{t} u(\tau)\mathrm{d}\tau\,, \tag{5.33}$$

môžeme ho vyjadriť nasledovne:

$$u_p(t) = \frac{1}{T}\int_{t-T}^{t} u(\tau)\mathrm{d}\tau + \frac{1}{T}\int_{0}^{t-T} u(\tau)\mathrm{d}\tau - \frac{1}{T}\int_{0}^{t-T} u(\tau)\mathrm{d}\tau\,. \tag{5.34}$$

Prvé dva integrály možno zlúčiť:

$$u_p(t) = \frac{1}{T}\int_{0}^{t} u(\tau)\mathrm{d}\tau - \frac{1}{T}\int_{0}^{t-T} u(\tau)\mathrm{d}\tau\,. \tag{5.35}$$

Hľadajme L-obraz výrazu (5.35):

$$\begin{aligned} &u_p(\mathrm{s}) = L\{u_p(t)\} = \\ &= \int_0^\infty \left[\frac{1}{T}\int_0^t u(\tau)\mathrm{d}\tau\right] e^{-st}dt - \int_0^\infty \left[\frac{1}{T}\int_0^{t-T} u(\tau)\mathrm{d}\tau\right] e^{-st}\mathrm{d}t = L\{^1u_p(t)\} - L\{^2u_p(t)\}. \end{aligned} \tag{5.36}$$

Z výrazu (5.36) je zrejmé, že:

$$L\{^1u_p(t)\} = \frac{1}{\mathrm{s}T}u(\mathrm{s})\,. \tag{5.37}$$

V ďalšom sa budeme zaoberať L-obrazom funkcie ${}^2u_p(t)$. Ak pre medze integrálu vo výraze (5.36) platí:

$$0 \le t < \infty\,, \tag{5.38}$$

$$0 \le \tau \le t - T\,. \tag{5.39}$$

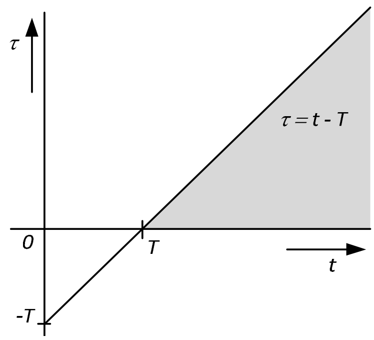
Môžeme tieto medze (viď Obr. 5.21) zmeniť na:

$$0 \le \tau < \infty\,, \tag{5.40}$$

$$\tau + T \le t < \infty\,. \tag{5.41}$$

V tomto prípade môžeme vyjadriť:

$$L\{{}^2u_p(t)\} = \frac{1}{T}\int_0^\infty u(\tau)d\tau \int_{\tau+T}^\infty e^{-st}dt = \frac{1}{T}\int_0^\infty u(\tau)d\tau . \frac{e^{-s(\tau+T)}}{s} = \\ = \frac{e^{-sT}}{sT}\int_0^\infty u(\tau).e^{-s\tau}d\tau. \tag{5.42}$$



Obr. 5.21 Vzťah medzi časovými súradnicami t a τ

Ak

$$\int_0^\infty u(\tau)e^{-s\tau}\mathrm{d}\tau = U(\mathrm{s})\,, \tag{5.43}$$

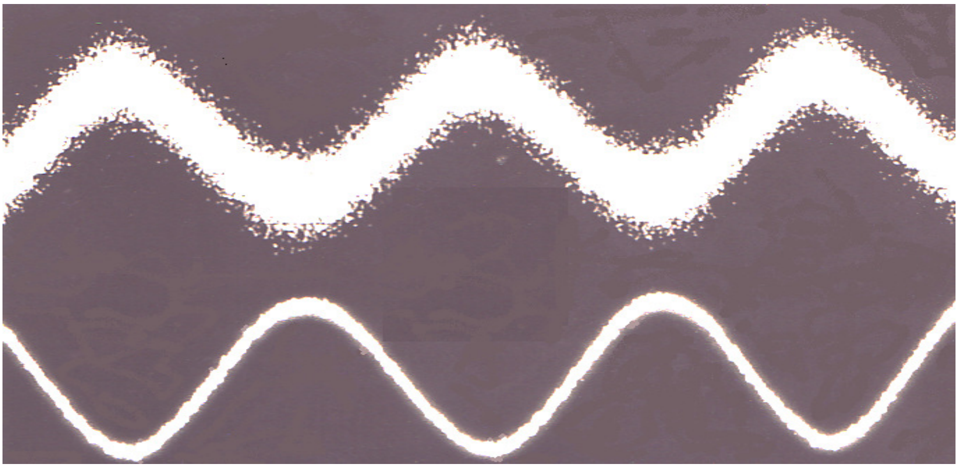
potom bude platiť:

$$U_p(\mathrm{s}) = \left(\frac{1}{\mathrm{s}T} - \frac{e^{-\mathrm{s}T}}{\mathrm{s}T}\right)U(\mathrm{s}) \tag{5.44}$$

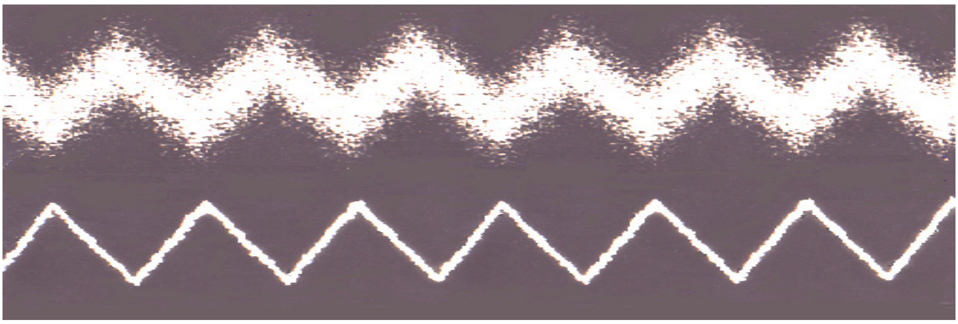
a prenos kontinuálneho spriemerňovača bude:

$$F(\mathrm{s}) = \frac{U_p(\mathrm{s})}{U(\mathrm{s})} = \frac{1-e^{-\mathrm{s}T}}{\mathrm{s}T}\,, \tag{5.45}$$

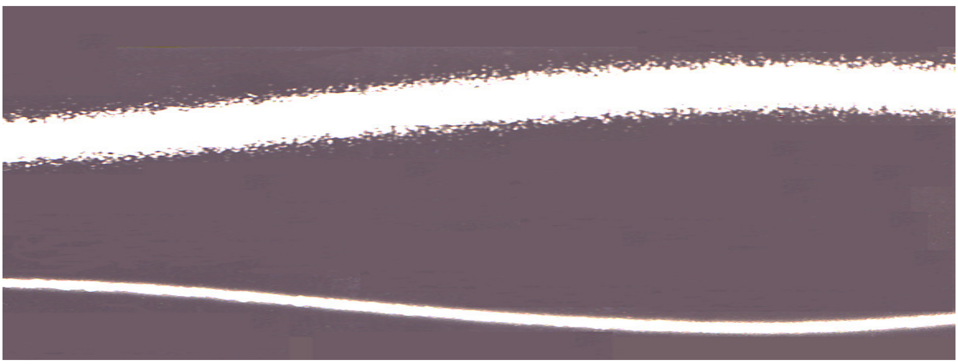
čo je v súlade s výrazom (5.32). Je to zároveň prenos člena (spriemerňovača), ktorý pri harmonickom signále na vstupe poskytuje na výstupe po vzorkovaní spriemernený signál s dobou spriemerňovania T.



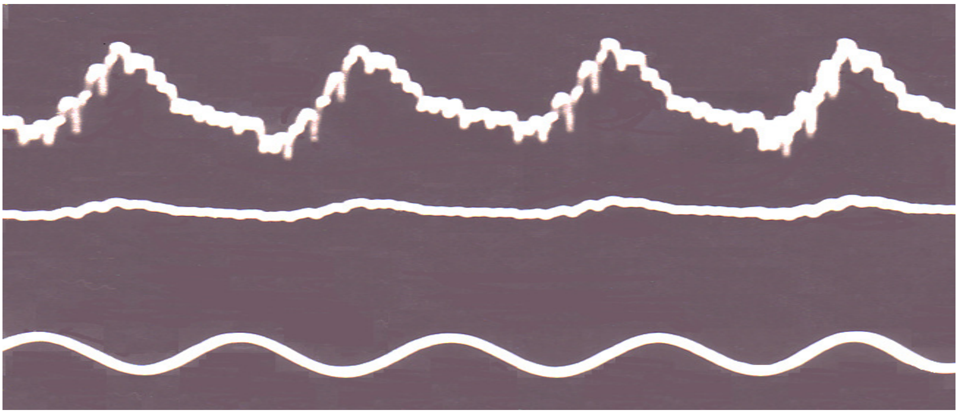
Obr. 5.22 Harmonický signál so superponovaným šumom (hore) a ten istý signál po filtrácií v diskrétnom spriemerňovači (dole), frekvencia signálu je 100 Hz



Obr. 5.23 Trojuholníkový signál so superponovaným šumom (hore) a ten istý signál po filtrácií v diskrétnom spriemerňovači (dole), frekvencia signálu je 100 Hz



Obr. 5.24 Harmonický zašumený signál potenciometra (hore) a ten istý signál po filtrácií v diskrétnom spriemerňovači (dole), frekvencia signálu je 0,1 Hz



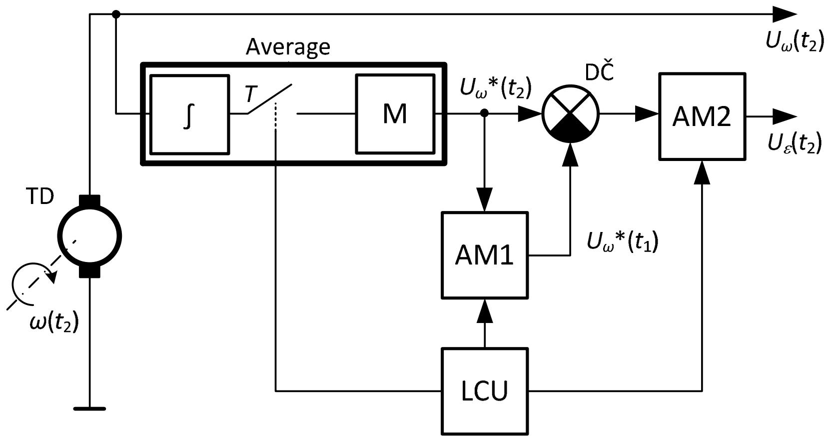
Obr. 5.25 Striedavá zložka signálu tachodynama (hore) a ten istý signál po filtrácií v diskrétnom spriemerňovači (v strede), frekvencia porovnávacieho harmonického signálu je 100 Hz (dole)

5.4.2 Získavanie signálov zrýchlenia a rýchlosti

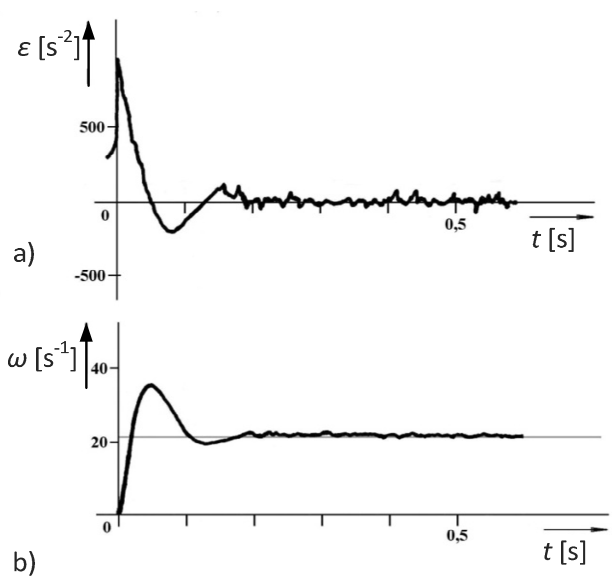
Pri navrhovaní a realizácii regulačných obvodov polohových servosystémov sa často vyskytuje potreba disponovať kvalitným signálom polohy a taktiež jej derivácií, t.j. rýchlosti a zrýchlenia. Tieto signály sú získavané z príslušných snímačov (napr. rýchlosť z tachodynama, tachogenerátora) alebo vhodným spracovávaním (deriváciou) snímaného signálu do formy jeho nižšej stavovej veličiny.

Typickým príkladom takéhoto postupu je generovanie signálu uhlového zrýchlenia derivovaním signálu uhlovej rýchlosti z tachodynama. Tento problém môže byť riešený prostredníctvom použitia diskrétneho obvodu, ktorý vzorkuje signál zo snímača rýchlosti a ukladá získané vzorky do príslušnej analógovej pamäte. Rozdiel vzoriek je potom úmerný uhlovému zrýchleniu. Pred vykonaním procesu vzorkovania a diferencovania vzoriek musí byť signál z tachodynama prefiltrovaný špeciálnym filtrom – spriemerňovačom popísaným v predchádzajúcej kapitole. Potom spriemerňovač podľa Obr. 5.17 môže byť časťou obvodu pre získavanie uhlového zrýchlenia podľa Obr. 5.26. V tomto prípade zodpovedá vstupnému signálu spriemerňovača u_1 z Obr. 5.18 napätie U_ω z tachodynama a výstupnému signálu spriemerňovača u_3 napätie U_ω*. Pretože spriemerňovač tvorí časť regulačnej slučky zrýchlenia, môže mať vplyv na kvalitu regulácie a stabilitu tohto obvodu. Zhodnotiť tento vplyv je možno na základe znalosti prenosu spriemerňovača.

Riešenie takéhoto systému je znázornené na Obr. 5.26. Napätie $U_\omega(t_2)$ z tachodynama úmerné uhlovej rýchlosti $\omega(t_2)$ je privedené na vstup spriemerňovača (Average), kde je pozbavené parazitných zložiek (zvlnenie, šum). Tento signál je spriemerňovačom vzorkovaný s periódou T a na výstupe spriemerňovača sa potom vyskytuje stupňovitý analógový signál rýchlosti U_ω*, ktorý je vedený do diferenčného člena DČ v okamžikoch určených logickou riadiacou jednotkou (LCU - Logical Control Unit). V diferenčnom člene DČ je hodnota signálu rýchlosti z predchádzajúceho časového okamžiku t_1 uložená v analógovej pamäti AM1 (Analog Memory) odčítaná od okamžitej hodnoty v čase t_2. Rozdielový signál úmerný veľkosti zrýchlenia je uložený do analógovej pamäti AM2 a tento sa mení na novú hodnotu v okamžiku t_3. Tento proces sa periodicky opakuje s frekvenciou $1/T$ a výsledkom je stupňovitý analógový signál zrýchlenia U_ε na výstupe analógovej pamäte AM2. Na Obr. 5.27 je znázornený priebeh signálu uhlovej rýchlosti ω z tachodynama a z neho získaný priebeh zrýchlenia ε, pričom frekvencia vzorkovania je tak veľká, že sa stupňovitosť priebehu signálu zrýchlenia prakticky neprejavuje [3].



Obr. 5.26 Bloková schéma obvodu generovania signálu zrýchlenia aplikáciou diskrétneho spriemerňovača

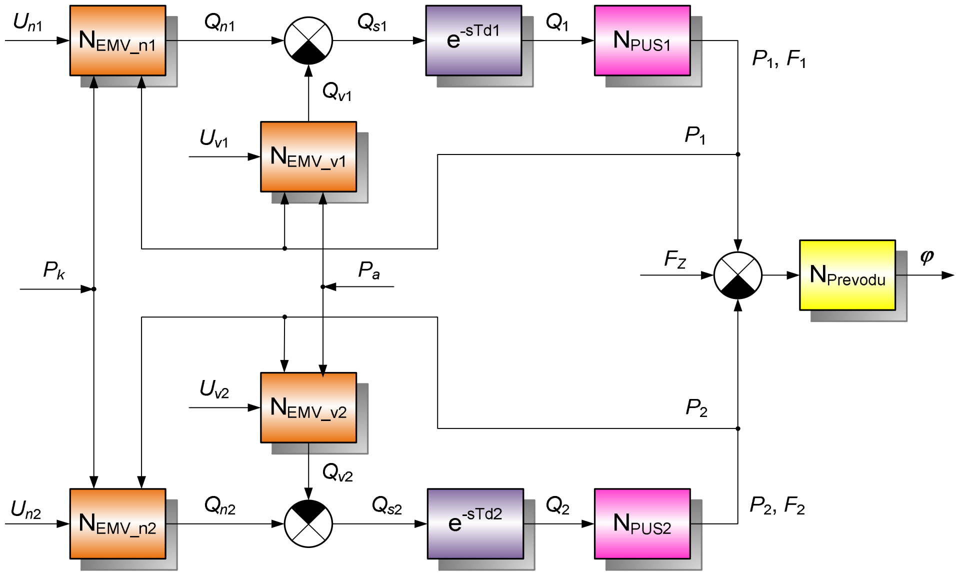


Obr. 5.27 Priebeh signálu uhlovej rýchlosti ω a z neho získaný priebeh zrýchlenia ε

Takým spôsobom možno z príslušného snímača fyzikálnej veličiny vygenerovať jej nižšiu stavovú veličinu (deriváciu), prípadne tento proces opakovať. V prípade použitia potenciometrického snímača polohy je možno i pri zašumenom signále polohy získať signály rýchlosti a zrýchlenia.

6 Bloková schéma aktuátora

Na základe rozboru princípu činnosti aktuátora bola navrhnutá všeobecná bloková schéma aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení (Obr. 6.1) [60], [81].



Obr. 6.1 Bloková schéma aktuátora

Význam jednotlivých veličín a konštánt v blokovej schéme na Obr. 6.1 (pričom index 1 platí pre prvý umelý sval – PUS1, index 2 pre druhý umelý sval – PUS2, index *n* pre napúšťanie a index *v* pre vyprázdňovanie svalu):

U_n – ovládacie napätie napúšťacieho elektromagnetického ventilu,
U_v – ovládacie napätie vypúšťacieho elektromagnetického ventilu,
P_K – plniaci tlak stlačeného vzduchu (tlak kompresora),
P – tlak v umelom svale (spätný tlak),
P_a – tlak okolitého vzduchu (barometrický tlak),
Q_n – objemový prietok stlačeného vzduchu cez napúšťací elektromagnetický ventil,
Q_v – objemový prietok stlačeného vzduchu cez vypúšťací elektromagnetický ventil,
Q_s – objemový prietok stlačeného vzduchu v prívodnom potrubí ku svalu,
Q – objemový prietok stlačeného vzduchu do umelého svalu za prívodným potrubím,
T_d – dopravné oneskorenie pretekajúceho stlačeného vzduchu cez prívodné potrubie k umelému svalu,
F_Z – zaťažovacia sila aktuátora,
φ – poloha ramena aktuátora.

Význam jednotlivých nelinearít v blokovej schéme na Obr. 6.1:

- N_{EMV_n} – nelinearita napúšťacieho elektromagnetického ventilu,
- N_{EMV_v} – nelinearita vypúšťacieho elektromagnetického ventilu,
- N_{PUS} – nelinearita pneumatického umelého svalu,
- $N_{Prevodu}$ – nelinearita prevodu aktuátora s pneumatickými umelými svalmi.

Predpokladajme, že v počiatočnom stave sústavy sú obidva umelé svaly plne natlakované na maximálny tlak. Nenulová je aj externá, zaťažovacia sila aktuátora F_Z, barometrický tlak vzduchu P_a a napájací tlak stlačeného vzduchu (tlak kompresora) P_k. Ostatné veličiny vo všeobecnej blokovej schéme na Obr. 6.1 sú nulové. Uvažované elektromagnetické ventily (EMV) majú dva pracovné stavy: plne otvorený a plne uzavretý.

Otvorením príslušného napúšťacieho ventilu ovládacím napätím U_n bude na výstupe tohto ventilu prietok stlačeného vzduchu Q_n, ktorým sa po oneskorení T_d v prívodnom potrubí ku svalu plní daný sval. Nelinearita N_{EMV_n} predstavuje závislosť tohto prietoku na tlaku pred a za ventilom. Tlak vo svale P a sila svalu F sa budú nelineárne zväčšovať v zmysle nelinearity N_{PUS} na hodnoty závislé od doby otvorenia tohto ventilu. Táto nelinearita predstavuje viaceré nelinearity svalu popísané v kapitole 3 pre jednotlivé modely svalu.

Otvorením vypúšťacieho ventilu príslušného svalu pomocou ovládacieho napätia U_v bude na výstupe tohto ventilu objemový prietok vzduchu Q_v a sval sa bude čiastočne alebo úplne vypúšťať v závislosti od doby otvorenia ventilu. Závislosť prietoku vzduchu cez vypúšťací ventil na tlakoch pred a za ventilom predstavuje nelinearita N_{EMV_v}. S dopravným oneskorením T_d bude v závislosti na veľkosti objemového prietoku vzduchu Q nelineárne klesať tlak vzduchu vo svale P a sila svalu F v zmysle nelinearity N_{PUS}.

Po zatvorení príslušného vypúšťacieho, resp. napúšťacieho ventilu sa tlak vo svale ustáli. Výsledná poloha φ aktuátora závisí od tlakov vo svaloch P závislých na dobe otvorenia ventilov, sily svalov F, zaťažovacej sily F_Z a nelinearity $N_{Prevodu}$.

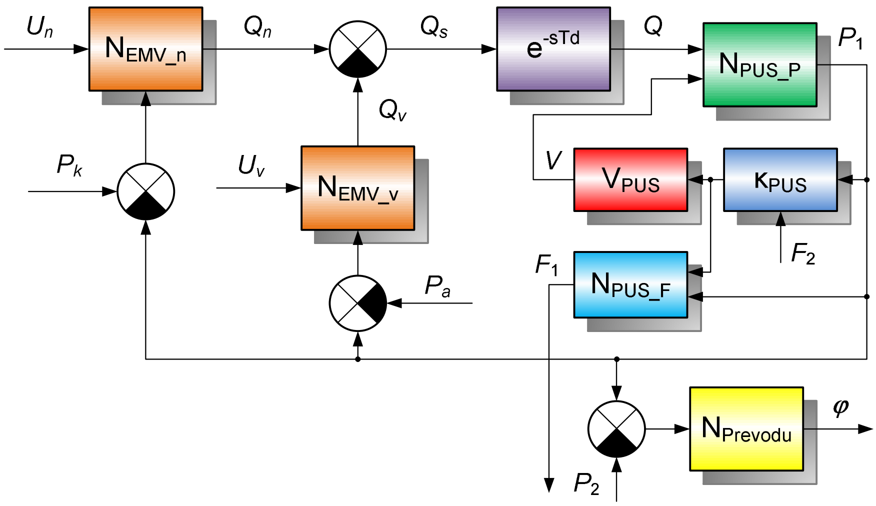
Na základe všeobecnej blokovej schémy (Obr. 6.1) boli vytvorené blokové schémy aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení využitím rôznych modelov svalu a ich princíp je popísaný v nasledujúcich podkapitolách.

6.1 Bloková schéma aktuátora s jednoduchým geometrickým modelom svalu (JGMS)

Časť všeobecnej blokovej schémy aktuátora s pneumatickými umelými svalmi pre jeden sval použitím jednoduchého geometrického modelu svalu je zobrazená na Obr. 6.2. Potom nelinearita N_{PUS} vo všeobecnej blokovej schéme aktuátora je zložená z dvoch základných nelinearít:

- Nelinearity N_{PUS_P} danej závislosťou tlaku vzduchu vo svale na objemovom prietoku Q vzduchu do a zo svalu a objemu svalu V, pričom objem svalu sa vypočíta z kontrakcie svalu κ a táto z tlaku vo svale P a sily opačného svalu F.
- Nelinearity N_{PUS_F} danej závislosťou sily svalu na kontrakcii svalu κ a tlaku vo svale P.

Tieto dve nelinearity a vzťahy pre objem svalu, kontrakciu svalu a objemového prietoku cez ventily (nelinearity N_{EMV_n} a N_{EMV_v}) sú popísané v kapitole 3.1.



Obr. 6.2 Bloková schéma aktuátora na báze JGMS

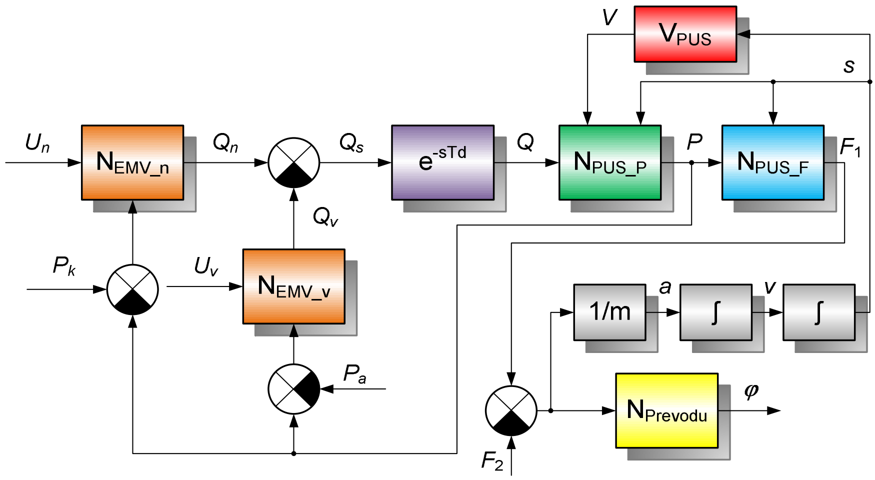
Nelinearita $N_{Prevodu}$ je daná statickou charakteristikou aktuátora popísanou v kapitole 5.3.1.

6.2 Bloková schéma aktuátora s pokročilým geometrickým modelom svalu (PGMS)

Časť všeobecnej blokovej schémy aktuátora s pneumatickými umelými svalmi pre jeden sval použitím pokročilého geometrického modelu svalu je zobrazená na Obr. 6.3. Potom nelinearita N_{PUS} vo všeobecnej blokovej schéme aktuátora je zložená z dvoch základných nelinearít:

- Nelinearity N_{PUS_P} danej závislosťou tlaku vzduchu vo svale na objemovom prietoku Q vzduchu do a zo svalu, objemu svalu V a posunutia svalu s v dôsledku jeho kontrakcie.
- Nelinearity N_{PUS_F} danej závislosťou sily svalu F na tlaku vo svale P a taktiež posunutia svalu s.

Tieto dve nelinearity a vzťahy pre objem svalu a objemového prietoku cez ventily (nelinearity N_{EMV_n} a N_{EMV_v}) sú popísané v kapitole 3.2.



Obr. 6.3 Bloková schéma aktuátora na báze PGMS

Nelinearitu $N_{Prevodu}$ je možné vypočítať nepriamo pomocou pohybovej rovnice pre rotačný pohyb [31]:

$$M_D = J_{celk} \cdot \varepsilon, \tag{6.1}$$

kde: M_D – dynamický moment,
J_{celk} – moment zotrvačnosti aktuátora (kapitola 4.4),
ε – uhlové zrýchlenie.

Uhlové zrýchlenie ε je deriváciou uhlovej rýchlosti ω podľa času, alebo druhou deriváciou uhlovej polohy φ podľa času:

$$\varepsilon = \frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2\varphi}{\mathrm{d}t^2}. \tag{6.2}$$

Dosadením vzťahu (6.1) do (6.2) a úpravou dostaneme závislosť medzi uhlovou dráhou φ, dynamickým momentom M_D a momentom zotrvačnosti aktuátora J_{celk} ako:

$$\varphi = \iint \varepsilon \, \mathrm{d}t = \iint \frac{M_D}{J_{celk}} \mathrm{d}t = \iint \frac{(F_1 - F_2) \cdot r_k - M_E}{J_{celk}} \mathrm{d}t, \tag{6.3}$$

kde: F_1, F_2 – ťahové sily svalov aktuátora,
r_k – polomer kladky aktuátora,
M_E – moment od vonkajšej záťaže.

Pre výpočet vonkajšej záťaže, ktorá pôsobí na aktuátor, je potrebné poznať všetky sily, ktoré na daný aktuátor pôsobia. Moment od tiažovej sily závažia o hmotnosti m_z je možné vyjadriť vzťahom:

$$M_z = m_z \cdot g \cdot l_R, \tag{6.4}$$

kde: g – tiažové zrýchlenie (g = 9,80665 m·s^{-2}).

Moment trenia ložiska M_L, ktorý taktiež predstavuje externú silu pôsobiacu na aktuátor, je možné vypočítať podľa vzťahu [31]:

$$M_L = F_L \cdot r_č \cdot \mu \ , \tag{6.5}$$

kde: F_L – ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska,
$r_č$ – polomer čapu,
μ – súčiniteľ trenia ložiska.

Ich konkrétne hodnoty sú uvedené v Tab. 6.1.

Tab. 6.1 Parametre použité pre výpočet momentu trenia ložiska aktuátora

Parameter	**Hodnota**
Ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska (F_L)	6,65 N
Polomer čapu ($r_č$)	$0{,}025 \cdot 10^{-3}$ m
Súčiniteľ trenia ložiska (μ)	0,06

Valivý odpor (valivé trenie čapu reťaze) patrí medzi ďalšie externé sily a vypočítame ho podľa vzťahu [85]:

$$F_t = \xi \cdot \frac{r_č \cdot m_{re} \cdot g}{d_H} \ , \tag{6.6}$$

kde: ξ – súčiniteľ valivého trenia,
m_{re} – hmotnosť reťaze,
d_H – priemer hriadeľa.

Ich konkrétne hodnoty sú uvedené v Tab. 6.2.

Tab. 6.2 Parametre použité pre výpočet valivého odporu aktuátora

Parameter	**Hodnota**
Súčiniteľ valivého trenia (ξ)	$0{,}03 \cdot 10^{-3}$ m
Hmotnosť reťaze (m_{re})	1 kg
Priemer hriadeľa (d_H)	$37{,}5 \cdot 10^{-3}$ m

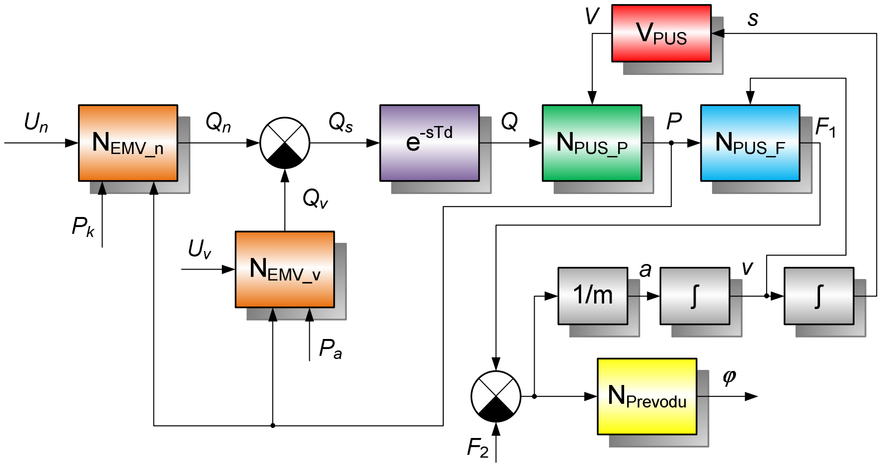
6.3 Bloková schéma aktuátora s modifikovaným Hill-ovým modelom svalu (MHMS)

Časť všeobecnej blokovej schémy aktuátora s pneumatickými umelými svalmi pre jeden sval použitím modifikovaného Hill-ovho modelu svalu je zobrazená na Obr. 6.4. Potom nelinearita N_{PUS} vo všeobecnej blokovej schéme aktuátora je zložená z dvoch základných nelinearít:

- Nelinearity N_{PUS_P} danej závislosťou tlaku vzduchu vo svale P na objemovom prietoku Q vzduchu do a zo svalu a objemu svalu V.

- Nelinearity N_{PUS_F} danej závislosťou sily svalu *F* na tlaku vo svale *P* a rýchlosti kontrakcie svalu *v*.

Tieto dve nelinearity a vzťahy pre objem svalu a objemového prietoku cez ventily (nelinearity N_{EMV_n} a N_{EMV_v}) sú popísané v kapitole 3.4.



Obr. 6.4 Bloková schéma aktuátora na báze MHMS

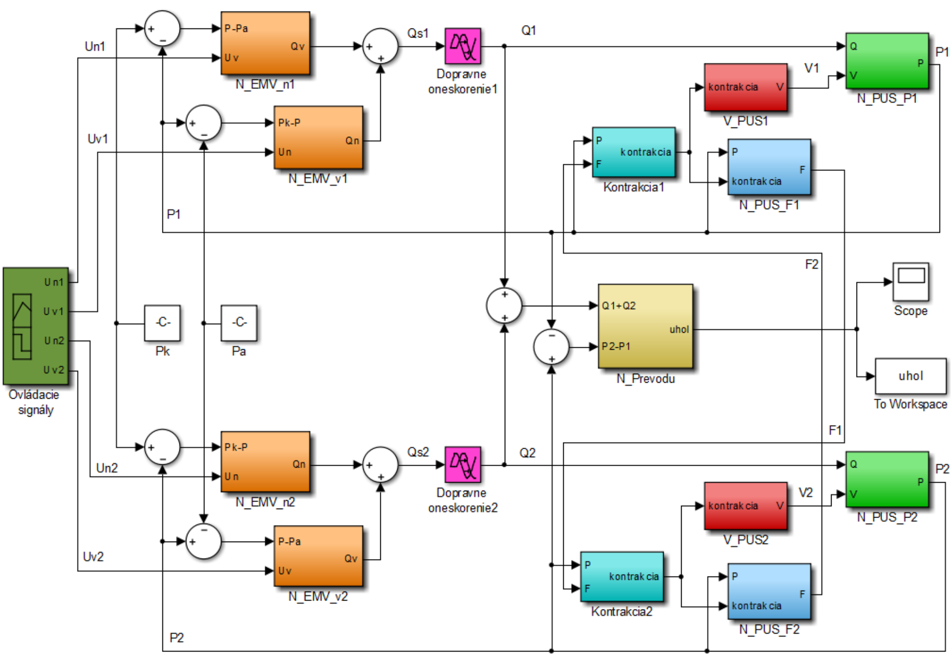
Nelinearitu $N_{Prevodu}$ uvažujeme modelovanú pomocou pohybovej rovnice pre rotačný pohyb rovnako ako v kapitole 6.2 popisujúcej blokovú schému aktuátora na báze pokročilého geometrického modelu svalu.

7 Simulácia dynamiky aktuátora

Pre simuláciu dynamiky aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení, ktorý predstavuje nelineárny dynamický systém s viacerými nelinearitami a veličinami, bolo zvolené programové prostredie Matlab/Simulink [27] ako nastupujúci takmer svetový štandard pre technické výpočty, vývoj algoritmov, analýzu dát, modelovanie, simuláciu a vizualizáciu. V tomto prostredí boli vytvorené tri simulačné modely aktuátora využitím rôznych modelov svalov [81], [83].

7.1 Simulačný model aktuátora na báze JGMS

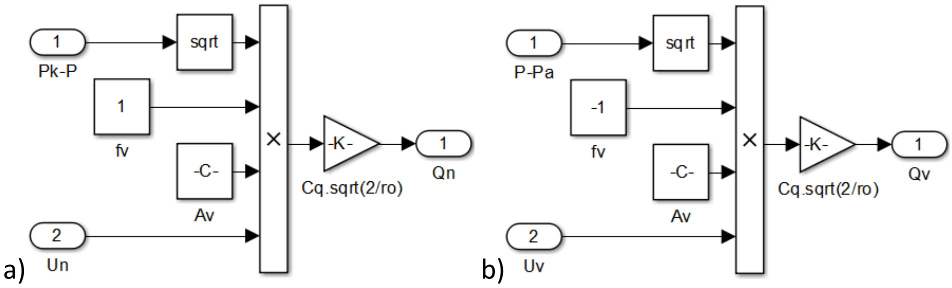
Na základe matematického popisu v kapitole 3.1 a blokových schém na Obr. 6.1 a Obr. 6.2 bol navrhnutý a v prostredí Matlab/Simulink vytvorený simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení na báze jednoduchého geometrického modelu svalu (JGMS) pričom index 1 platí pre PUS1 a index 2 pre PUS2 (Obr. 7.1).



Obr. 7.1 Hierarchický simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi na báze JGMS

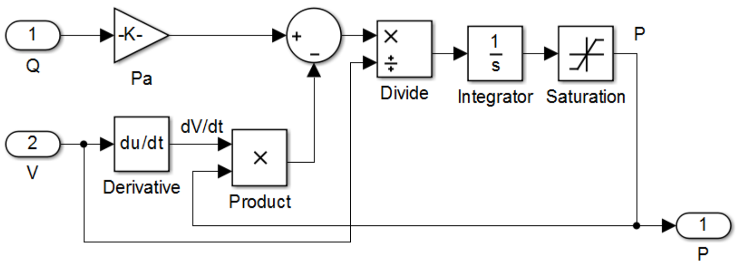
Časové závislosti dvojhodnotových (log. „0“, resp. log. „1“) ovládacích signálov napúšťacích a vypúšťacích ventilov aktuátora sú generované v bloku „Ovládacie signály“, pričom bol použitý blok *Signal Builder* Simulinku.

V subsystémoch N_{EMV_n} a N_{EMV_v} sú na základe vzťahu (3.23) pre objemový prietok vzduchu namodelované napúšťacie a vypúšťacie elektromagnetické ventily, pričom na Obr. 7.2 a) je zobrazený subsystém pre ventil napúšťania stlačeného vzduchu do svalu a na Obr. 7.2 b) je zobrazený subsystém pre ventil vypúšťania vzduchu zo svalu.



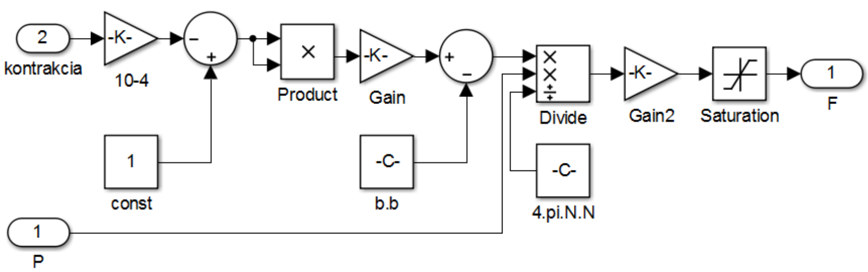
Obr. 7.2 Subsystém napúšťacieho a vypúšťacieho EMV pre JGMS

Obr. 7.3 zobrazuje namodelovanú nelinearitu tlaku vo svale N_{PUS_P}, kde vstupom do subsystému je prietok stlačeného vzduchu a objem svalu a výstupom zo subsystému je tlak vo svale. Tento subsystém bol vytvorený na základe rovnice (3.19) pre zmenu tlaku vzduchu vo svale. Blok nasýtenia „Saturation“ obmedzuje absolútny tlak vo svale na pracovný rozsah 100 až 600 kPa.



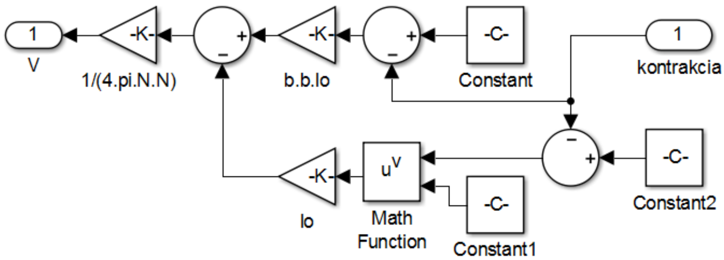
Obr. 7.3 Subsystém závislosti tlaku vo svale pre JGMS

Na Obr. 7.4 je na základe vzťahu (3.11) pre silu svalov namodelovaný subsystém nelinearity sily svalu N_{PUS_F}, do ktorého vstupom je kontrakcia svalu a tlak vo svale a výstupom je sila svalu. Blok nasýtenia „Saturation“ obmedzuje silu svalu na pracovný rozsah 0 až 1 200 N.



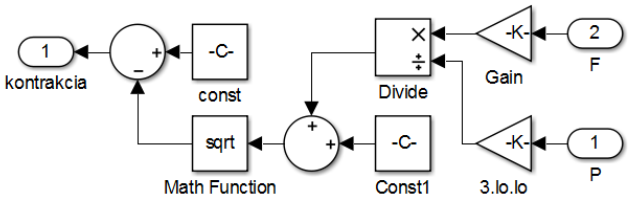
Obr. 7.4 Subsystém závislosti sily svalu pre JGMS

Subsystém V_{PUS} pre výpočet objemu svalu je na Obr. 7.5 a bol namodelovaný na základe vzťahu (3.13). Vstupom do subsystému je kontrakcia svalu a výstupom je jeho objem.



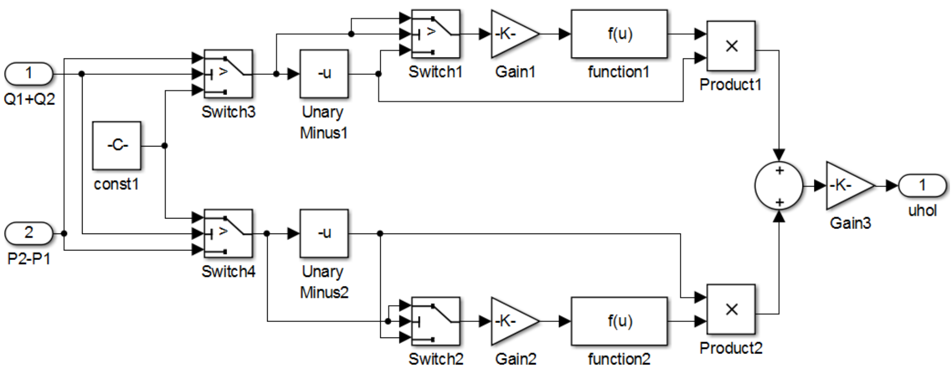
Obr. 7.5 Subsystém pre výpočet objemu svalu pre JGMS

Obr. 7.6 zobrazuje namodelovaný subsystém κ_{PUS} pre výpočet kontrakcie svalu na základe vzťahu (3.14). Vstupom do subsystému je tlak vo svale a sila opačného svalu, výstupom je kontrakcia svalu.



Obr. 7.6 Subsystém pre výpočet kontrakcie svalu pre JGMS

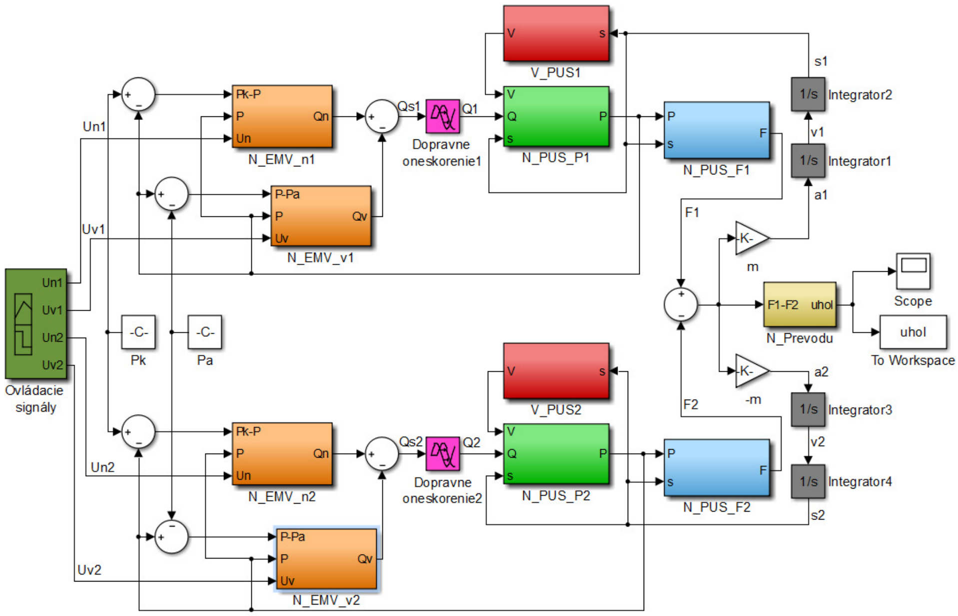
Nelinearita $N_{Prevodu}$ je modelovaná na základe funkcií (5.7) a (5.8) pre závislosť uhla natočenia ramena aktuátora na rozdiele tlakov vzduchu vo svaloch (Obr. 7.7). Vstupom do subsystému je rozdiel tlakov vo svaloch a výstupom je poloha ramena aktuátora. Na základe znamienka objemových prietokov sa určuje, či sa jedná o vypúšťanie alebo napúšťanie svalov.



Obr. 7.7 Subsystém nelinearity prevodu pre JGMS

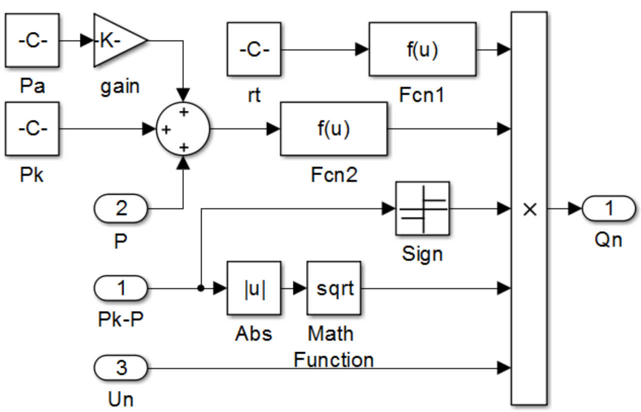
7.2 Simulačný model aktuátora na báze PGMS

Na základe matematického popisu v kapitole 3.2 a blokových schém na Obr. 6.1 a Obr. 6.3 bol vytvorený simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení na báze pokročilého geometrického modelu svalu (PGMS) a jeho hierarchický model je zobrazený na Obr. 7.8.

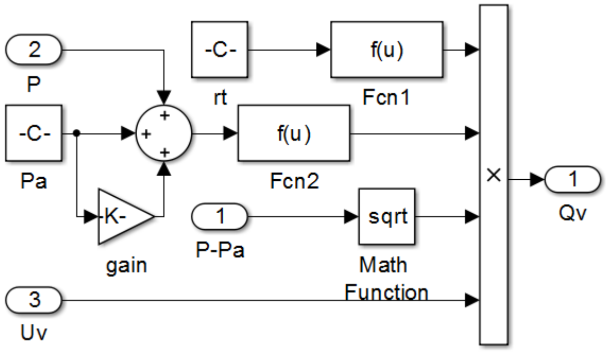


Obr. 7.8 Hierarchický simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi na báze PGMS

Na základe vzťahov (3.46) pre objemový prietok vzduchu sú v subsystémoch N_{EMV_n} a N_{EMV_v} namodelované napúšťacie a vypúšťacie elektromagnetické ventily. Na Obr. 7.9 je zobrazený subsystém pre ventil napúšťania stlačeného vzduchu do svalu a na Obr. 7.10 je subsystém pre ventil vypúšťania vzduchu zo svalu.

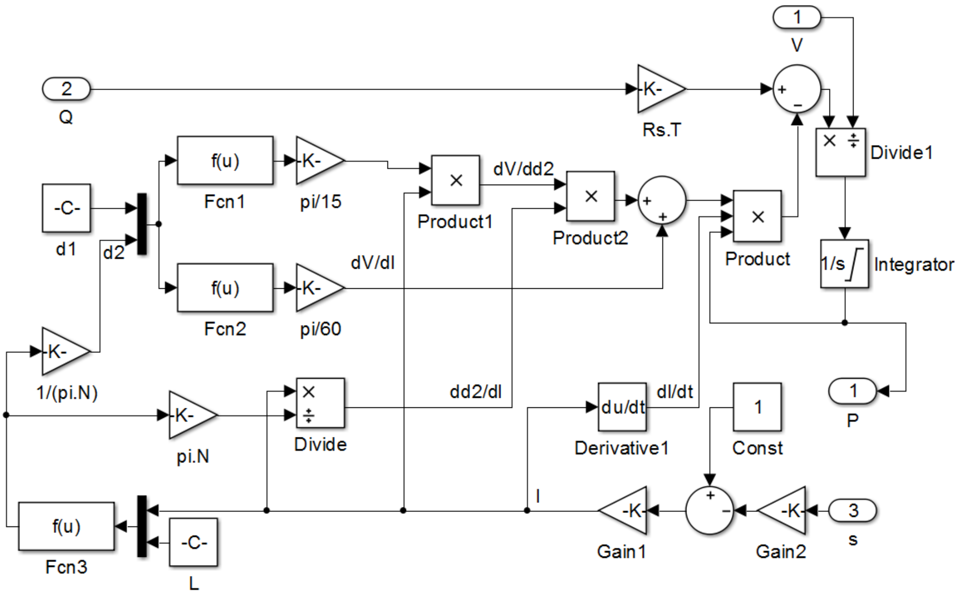


Obr. 7.9 Subsystém napúšťacieho EMV pre PGMS



Obr. 7.10 Subsystém vypúšťacieho EMV pre PGMS

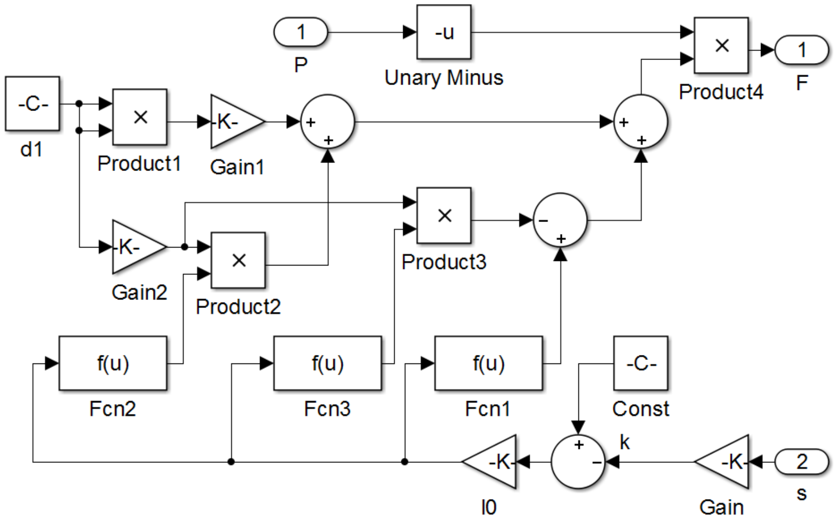
Na Obr. 7.11 je na základe rovnice (3.42) pre zmenu tlaku vzduchu vo svale namodelovaný subsystém nelinearity tlaku vo svale N_{PUS_P}. V tomto subsystéme je vstupom prietok vzduchu do resp. zo svalu, objem svalu a posunutie (kontrakcia) svalu. Z kontrakcie svalu je následne na základe vzťahu (3.10) vyjadrená dĺžka svalu. Výstupom zo subsystému je tlak vo svale.



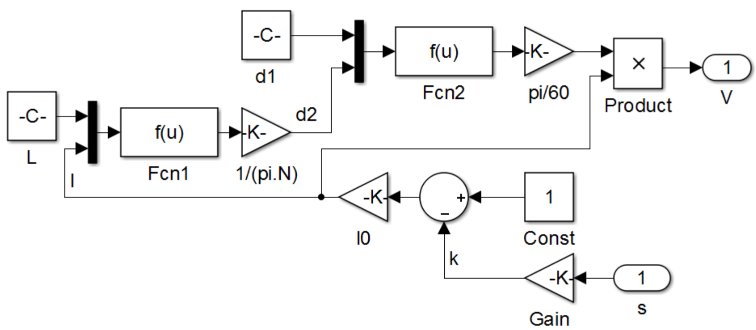
Obr. 7.11 Subsystém závislosti tlaku vo svale pre PGMS

Obr. 7.12 zobrazuje namodelovaný subsystém nelinearity sily svalu N_{PUS_F}, kde vstupom do subsystému je posunutie (kontrakcia) svalu a výstupom je sila svalu. Tento subsystém bol vytvorený na základe vzťahu (3.35) pre silu svalu.

Vzťah (3.32) pre výpočet objemu svalu a (3.31) pre výpočet priemeru svalu boli základom pre modelovanie subsystému V_{PUS}, ktorý je zobrazený na Obr. 7.13. Vstupom do subsystému je posunutie (kontrakcia) svalu a výstupom je jeho objem.

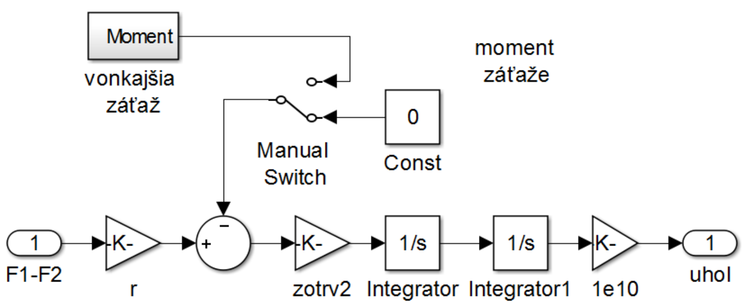


Obr. 7.12 Subsystém závislosti sily svalu pre PGMS

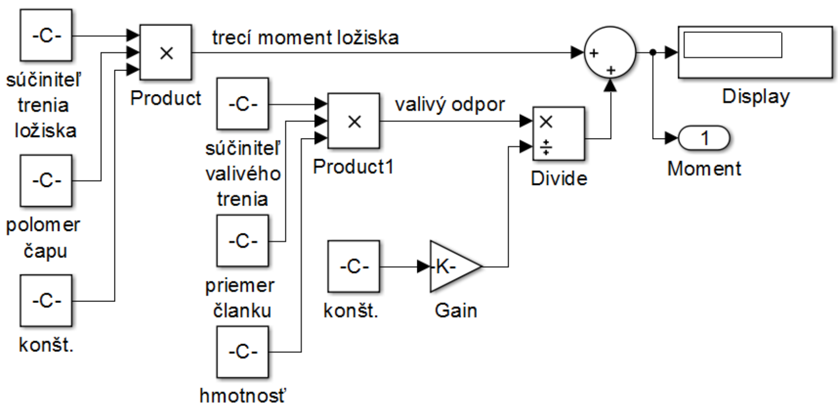


Obr. 7.13 Subsystém pre výpočet objemu svalu pre PGMS

Nelinearita $N_{Prevodu}$ je modelovaná na základe vzťahu (6.3) pre uhol natočenia ramena aktuátora (Obr. 7.14). Vstupom do subsystému je rozdiel ťahových síl svalov a výstupom je výsledná poloha (uhol natočenia) ramena aktuátora. Subsystém $N_{Prevodu}$ obsahuje tiež subsystém pre výpočet vonkajšej záťaže (Obr. 7.15), ktorá pôsobí na aktuátor a tento bol modelovaný na základe vzťahu (6.5) pre moment trenia ložiska a (6.6) pre valivý odpor.



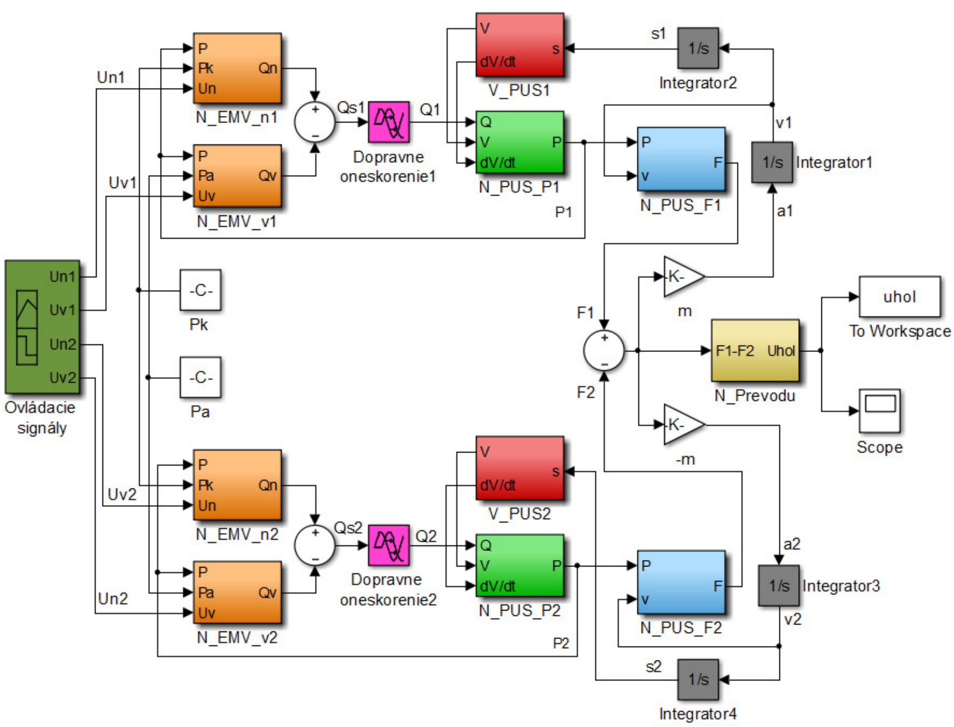
Obr. 7.14 Subsystém nelinearity prevodu pre PGMS



Obr. 7.15 Subsystém pre výpočet vonkajšej záťaže aktuátora

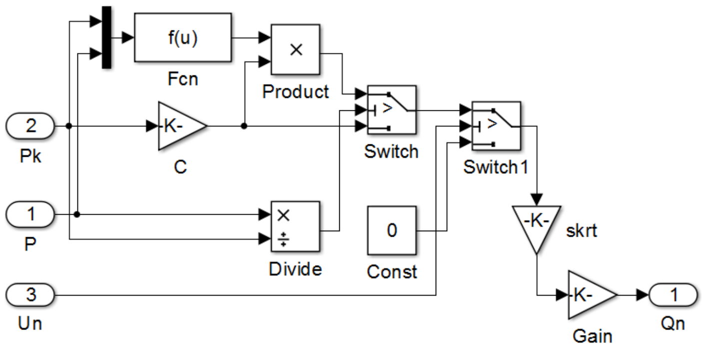
7.3 Simulačný model aktuátora na báze MHMS

Na základe matematického popisu v kapitole 3.4 a blokových schém na Obr. 6.1 a Obr. 6.4 bol vytvorený simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení na báze modifikovaného Hill-ovho modelu svalu (MHMS) a jeho hierarchický model je zobrazený na Obr. 7.16.

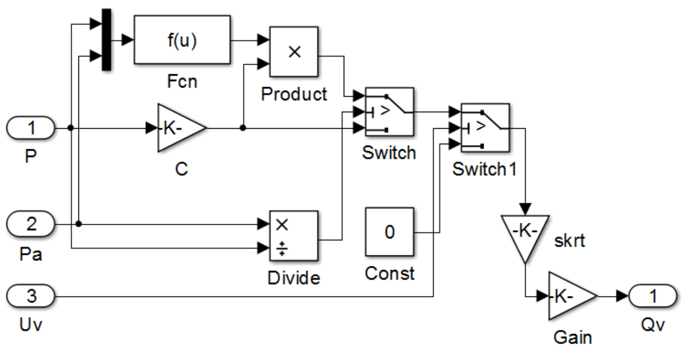


Obr. 7.16 Hierarchický simulačný model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi na báze MHMS

V subsystémoch N_{EMV_n} a N_{EMV_v} sú namodelované napúšťacie a vypúšťacie elektromagnetické ventily na základe vzťahov (3.90) pre objemový prietok vzduchu. Obr. 7.17 zobrazuje subsystém pre ventil napúšťania vzduchu do svalu a Obr. 7.18 subsystém pre ventil vypúšťania vzduchu zo svalu.

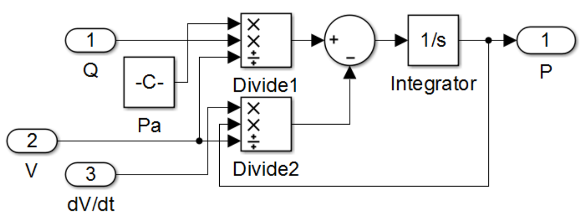


Obr. 7.17 Subsystém napúšťacieho EMV pre MHMS



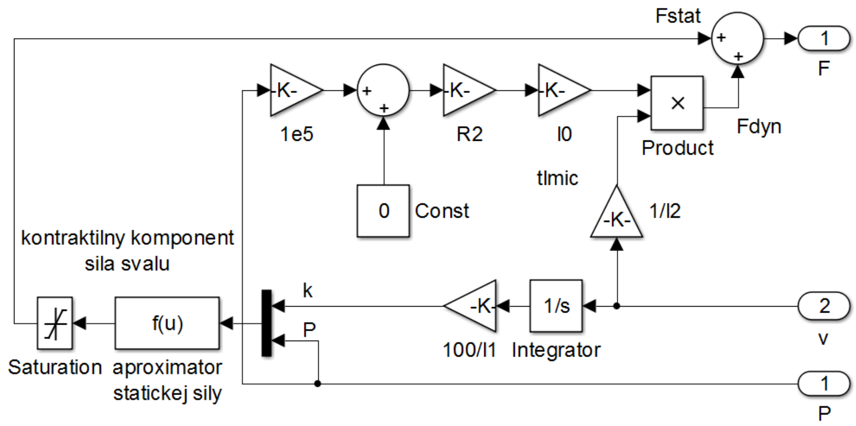
Obr. 7.18 Subsystém vypúšťacieho EMV pre MHMS

Subsystém nelinearity tlaku vo svale N_{PUS_P} zobrazený na Obr. 7.19 bol modelovaný na základe rovnice (3.19). Vstupom do subsystému je objemový prietok vzduchu v prívodnom potrubí, objem svalu a jeho časová derivácia, výstupom je tlak vo svale.



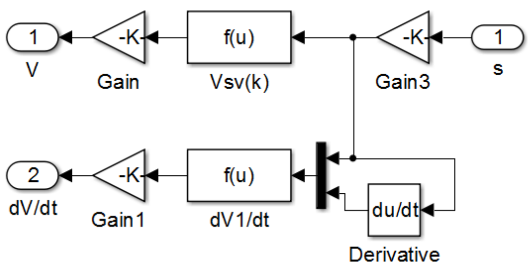
Obr. 7.19 Subsystém závislosti tlaku vo svale pre MHMS

Na Obr. 7.20 je zobrazený subsystém nelinearity sily svalu N_{PUS_F}, ktorý bol vytvorený na základe vzťahov (2.11) a (3.86). Celková sila svalu je daná súčtom statickej sily, ktorá predstavuje kontraktilný komponent a dynamickej sily, ktorá predstavuje pasívnu silu tlmiča. Vstupom do subsystému je objem svalu a tlak vo svale, výstupom je sila svalu.



Obr. 7.20 Subsystém závislosti sily svalu pre MHMS

Subsystém pre výpočet objemu svalu a jeho časovej derivácie je zobrazený na Obr. 7.21. Objem svalu je modelovaný na základe vzťahu (3.88) a jeho časová derivácia na základe vzťahu (3.89).



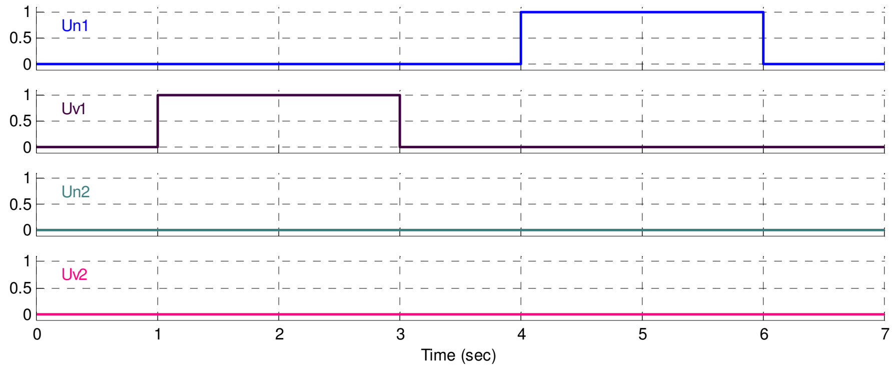
Obr. 7.21 Subsystém pre výpočet objemu svalu pre MHMS

Nelinearitu $N_{Prevodu}$ modelujeme rovnako ako v simulačnom modeli aktuátora na báze pokročilého geometrického modelu svalu.

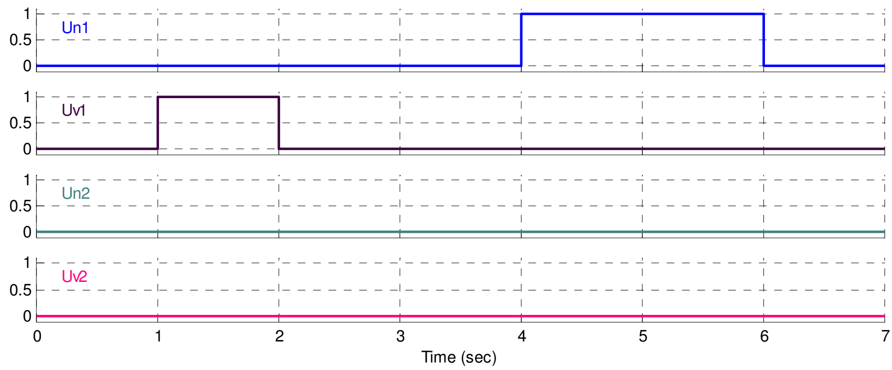
7.4 Výsledky simulácií

Vytvorené simulačné modely aktuátora na báze troch rôznych modelov pneumatických umelých svalov boli simulované v prostredí Matlab/Simulink pri rôznych časových závislostiach ovládacích signálov napúšťacích a vypúšťacích ventilov aktuátora. Počas simulácií boli súčasne ovládané iba ventily jedného (aktívneho) svalu pomocou príslušného riadiaceho signálu U_n resp. U_v, druhý (pasívny) sval bol neaktívny. Časový krok numerického riešenia modelu bol nastavený na konštantných 0,003 s. Na začiatku simulácií boli svaly natlakované na tlak 600 kPa, rameno aktuátora bolo v nulovej počiatočnej polohe.

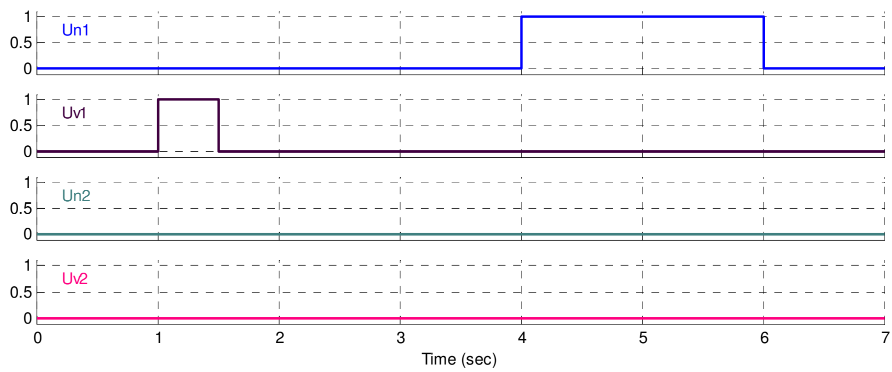
Boli vykonané simulácie priebehu tlakov vo svaloch a z toho vyplývajúcej zmeny polohy ramena aktuátora pri rôznych dobách otvorenia (Obr. 7.22) vypúšťacieho a napúšťacieho ventila prvého svalu (PUS1).



a)



b)

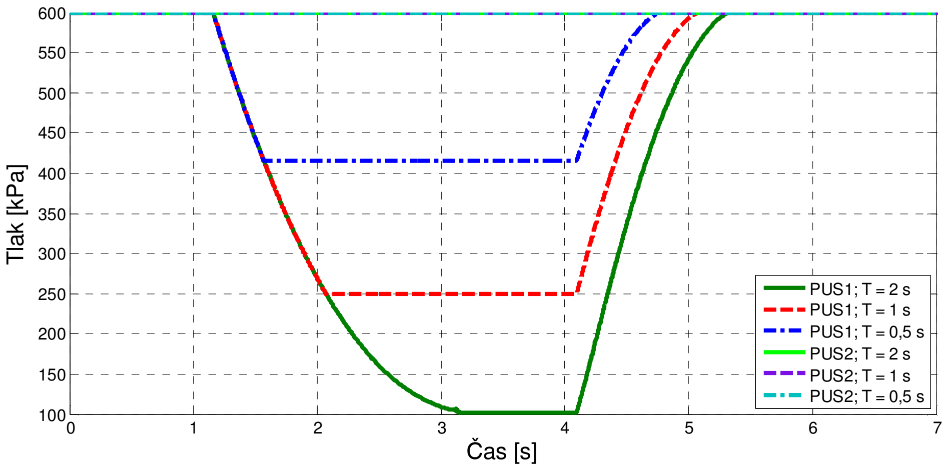


c)

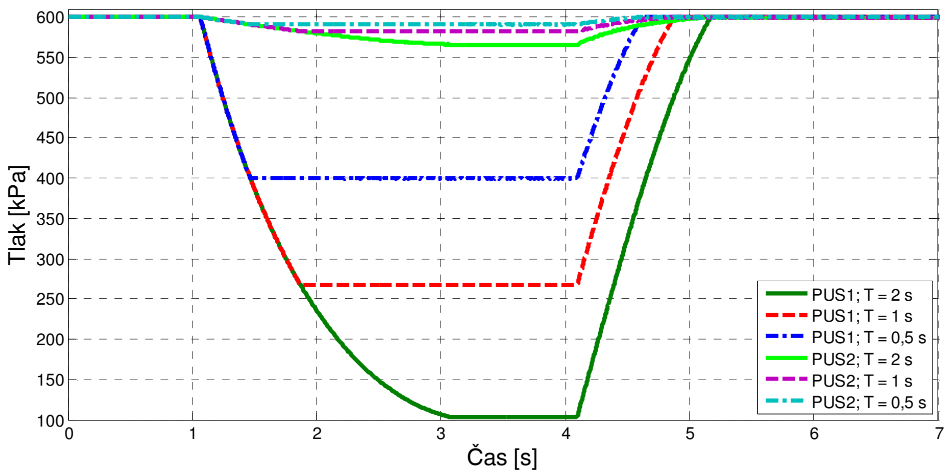
Obr. 7.22 Priebehy ovládacích signálov ventilov pre simuláciu s rôznou dobou ich otvorenia

Na Obr. 7.22 sú znázornené priebehy ovládacích signálov ventilov pre simuláciu priebehu tlakov vo svaloch a z toho vyplývajúcej zmeny polohy ramena aktuátora. Os *x* je časová os, na osi *y* je logický stav signálu (log. „0“ alebo log. „1“). Ako je zrejmé z Obr. 7.22, najprv bol otvorený vypúšťací ventil prvého svalu (PUS1) v čase 1 s na tri rôzne doby otvorenia ventilu (2 s; 1 s; 0,5 s). Následne v čase 4 s bol otvorený jeho napúšťací ventil na dobu 2 s. Ventily druhého svalu (PUS2) neboli ovládané (počas celej doby simulácie boli zatvorené). Doba simulácie bola nastavená na hodnotu 7 s.

Výsledky simulácií priebehu tlakov vo svaloch pre rôzne modely svalov a rôzne doby otvorenia vypúšťacieho ventila sú zobrazené na Obr. 7.23, Obr. 7.24 a Obr. 7.25. Otvorením vypúšťacieho ventila PUS1 v čase 1 s sa s dopravným oneskorením začal tlak vo svale nelineárne znižovať na hodnotu závislú od doby otvorenia ventila. Keď bol ventil dostatočne dlho otvorený (2 s), tlak vo svale sa ustálil na hodnote barometrického tlaku vzduchu. Následným otvorením napúšťacieho ventila PUS1 sa tlak vo svale zvýšil na hodnotu tlaku kompresora.

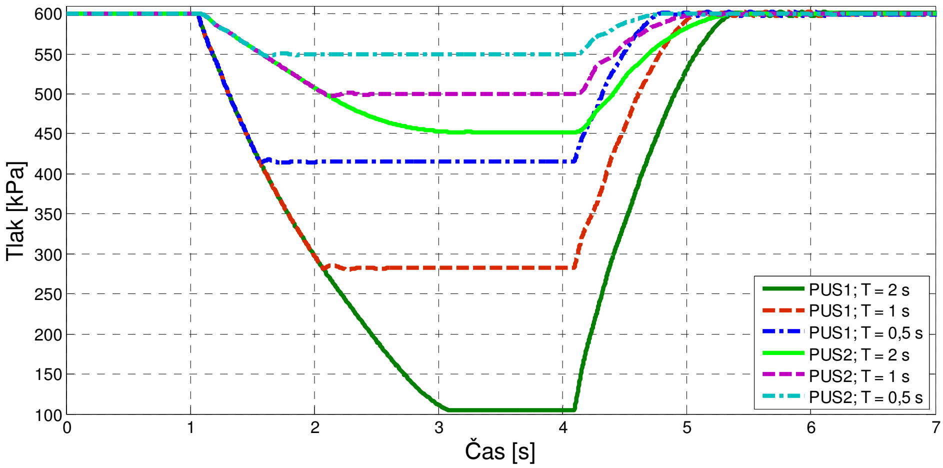


Obr. 7.23 Simulované priebehy tlakov vo svaloch pre JGMS



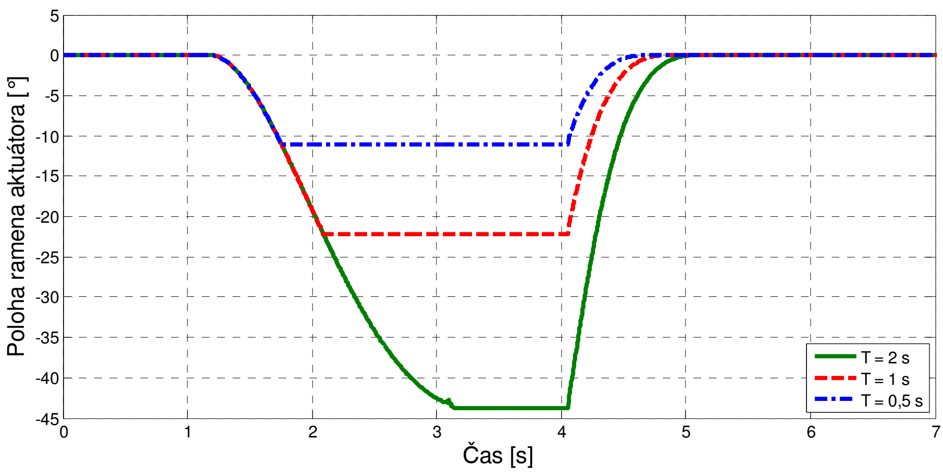
Obr. 7.24 Simulované priebehy tlakov vo svaloch pre PGMS

Rozdiel medzi nasimulovanými priebehmi tlakov vo svaloch pre rôzne modely svalov je čiastočne v dynamike zmeny tlaku v aktívnom svale, ale najmä v priebehu tlaku v pasívnom svale. Táto skutočnosť je daná rôznou zložitosťou modelovania svalov. Pre jednoduchý geometrický model svalu (JGMS) je priebeh tlaku v pasívnom svale takmer konštantný (Obr. 7.23) v dôsledku zjednodušeného popisu svalu. Pre pokročilý geometrický model svalu (PGMS) a modifikovaný Hill-ov model svalu (MHMS) je zrejmý výraznejší pokles tlaku (Obr. 7.24, Obr. 7.25) v dôsledku presnejšieho modelovania svalu.

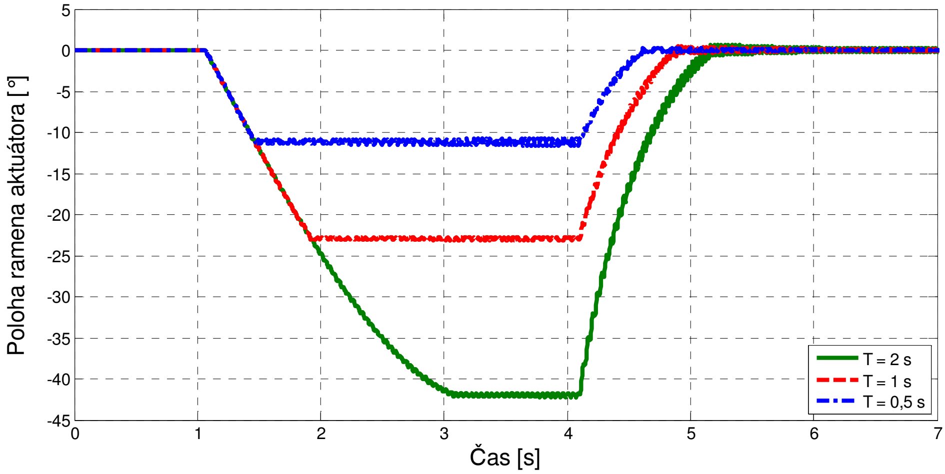


Obr. 7.25 Simulované priebehy tlakov vo svaloch pre MHMS

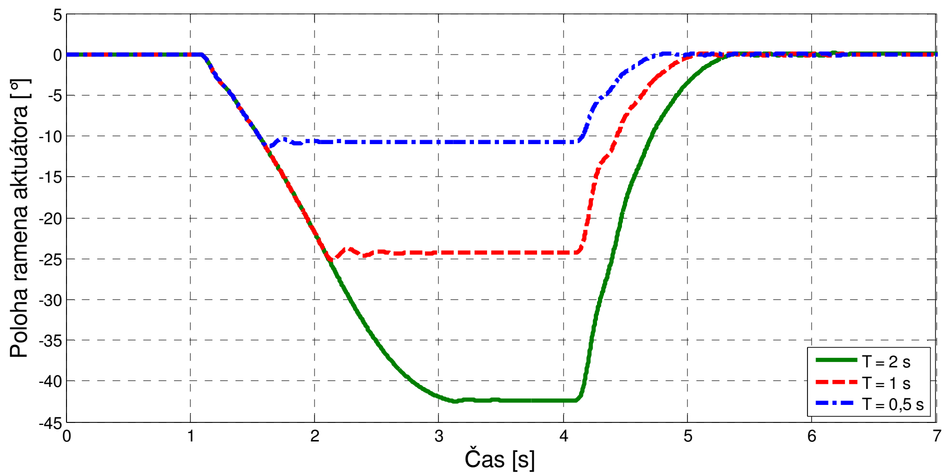
Výsledky simulácií polohy ramena aktuátora pre rôzne modely svalov a rôzne doby otvorenia vypúšťacieho ventila PUS1 sú zobrazené na Obr. 7.26, Obr. 7.27 a Obr. 7.28. Otvorením vypúšťacieho ventila PUS1 v čase 1 s sa s dopravným oneskorením rameno aktuátora vychýlilo z nulovej polohy do záporných hodnôt v dôsledku poklesu tlaku v aktívnom svale (PUS1). Keď bol ventil dostatočne dlho otvorený (2 s), poloha ramena aktuátora dosiahla pri všetkých modeloch svalov maximálnu zápornú hodnotu. Otvorením napúšťacieho ventila PUS1 v čase 4 s rameno aktuátora dosiahne späť nulovú počiatočnú polohu s dopravným oneskorením za čas závislý na predchádzajúcej polohe ramena aktuátora.



Obr. 7.26 Simulované priebehy polohy ramena aktuátora použitím JGMS pre rôzne doby otvorenia vypúšťacieho ventila aktívneho svalu



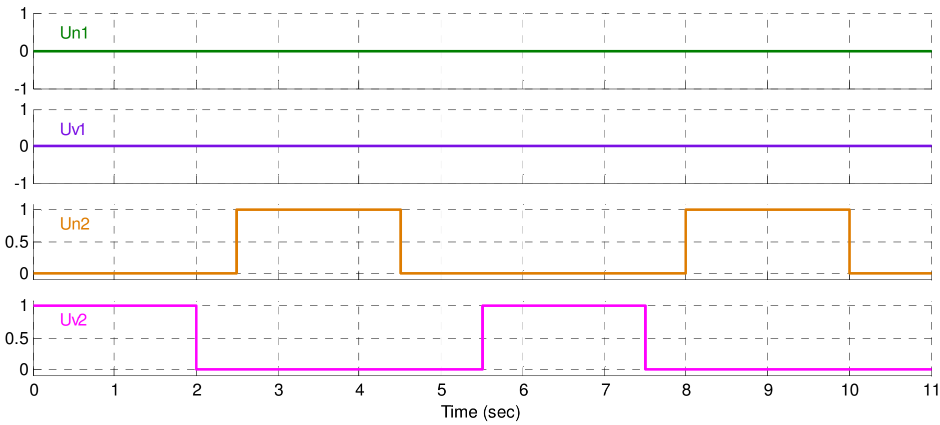
Obr. 7.27 Simulované priebehy polohy ramena aktuátora použitím PGMS pre rôzne doby otvorenia vypúšťacieho ventila aktívneho svalu



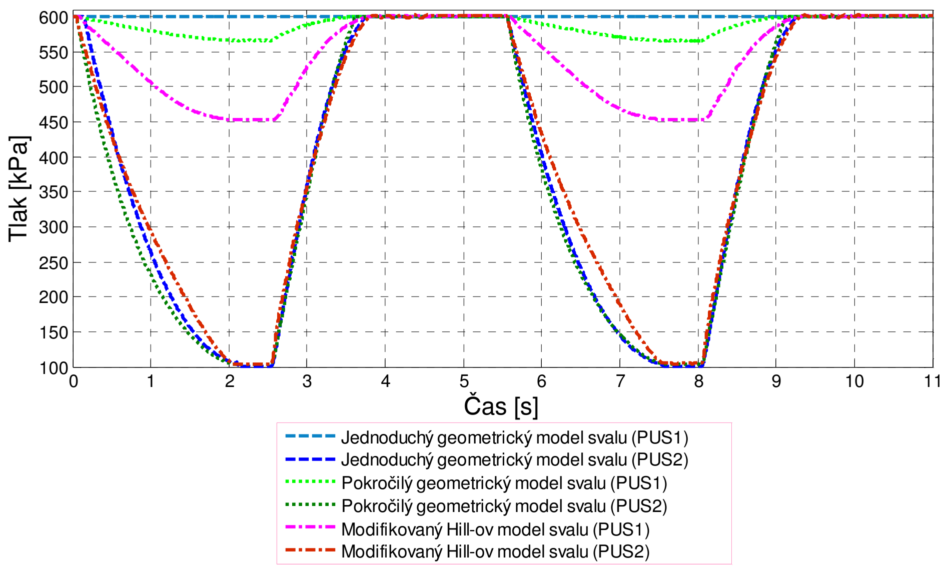
Obr. 7.28 Simulované priebehy polohy ramena aktuátora použitím MHMS pre rôzne doby otvorenia vypúšťacieho ventila aktívneho svalu

Pre porovnanie boli vykonané simulácie priebehu tlakov vo svaloch a z toho vyplývajúcej zmeny polohy ramena aktuátora ovládaním napúšťacieho a vypúšťacieho ventila druhého svalu (PUS2). Neaktívnym (pasívnym) svalom bol PUS1. Priebehy ovládacích signálov ventilov pre túto simuláciu sú znázornené na Obr. 7.29, z ktorého je zrejmé, že na začiatku simulácie bol otvorený vypúšťací ventil druhého svalu na dobu 2 s. Následne v čase 2,5 s bol otvorený napúšťací ventil tohto svalu na dobu 2 s. Rovnaký postup bol vykonaný ešte raz v čase 5,5 s. Ventily prvého svalu (PUS1) neboli ovládané (počas celej doby simulácie boli zatvorené). Doba simulácie bola nastavená na hodnotu 11 s.

Výsledky simulácií priebehu tlakov vo svaloch pre rôzne modely svalov a dvojnásobné otvorenie (zatvorenie) vypúšťacieho (napúšťacieho) ventila druhého svalu na rovnakú dobu sú zobrazené na Obr. 7.30. Na začiatku simulácie sa s dopravným oneskorením začal tlak v druhom svale (PUS2) nelineárne znižovať na hodnotu barometrického tlaku vzduchu v dôsledku otvorenia jeho vypúšťacieho ventila. Následným otvorením napúšťacieho ventilu PUS2 sa tlak vo svale zvýšil na hodnotu tlaku kompresora. Pre porovnanie bol tento cyklus vypúšťania a napúšťania zopakovaný ešte raz v čase 5,5 s.



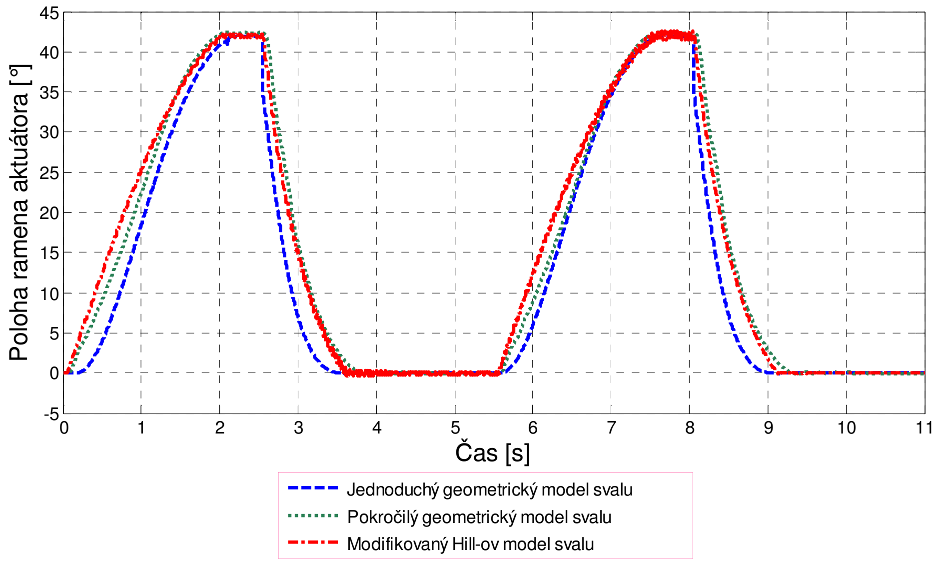
Obr. 7.29 Priebehy ovládacích signálov ventilov pre simuláciu s rovnakou dobou ich otvorenia



Obr. 7.30 Simulované priebehy tlakov vo svaloch pre rôzne modely svalov

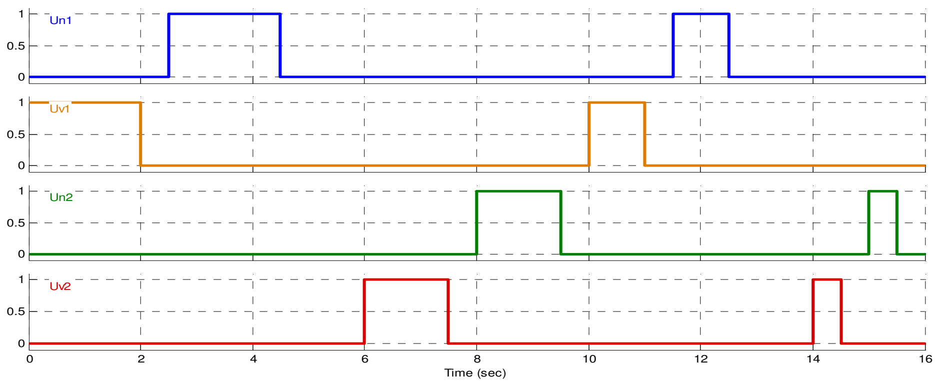
Rozdiel medzi nasimulovanými priebehmi tlakov vo svaloch pre rôzne modely svalov je podobne ako pri simulácií s rôznou dobou otvorenia vypúšťacieho ventila prvého svalu čiastočne v dynamike zmeny tlaku v aktívnom svale, ale najmä v priebehu tlaku v pasívnom svale, čo je dané rôznou zložitosťou modelovania svalov.

Priebehy simulácií polohy ramena aktuátora pre rôzne modely svalov a rovnaké doby otvorenia ventilov aktívneho svalu PUS2 sú zobrazené na Obr. 7.31 a zodpovedajú získaným výsledkom simulácií s aktívnym svalom PUS1.



Obr. 7.31 Simulované priebehy polohy ramena aktuátora pre rôzne modely svalov

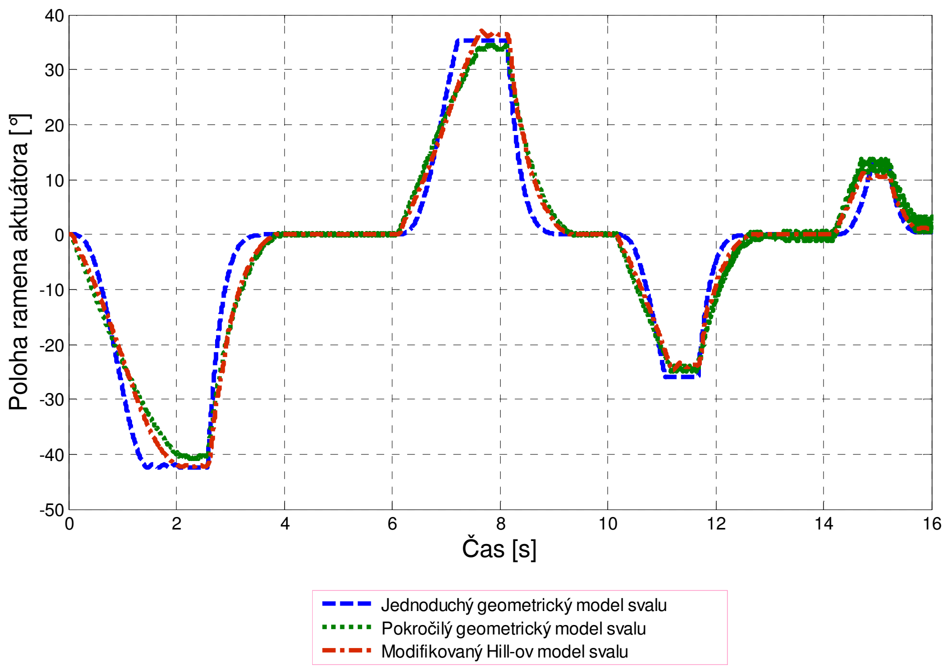
Boli vykonané aj simulácie priebehu zmeny polohy ramena aktuátora ovládaním napúšťacích a vypúšťacích elektromagnetických ventilov oboch svalov. Priebehy ovládacích signálov ventilov pre túto simuláciu sú znázornené na Obr. 7.32.



Obr. 7.32 Priebehy ovládacích signálov ventilov pre simuláciu s rôznou dobou otvorenie ventilov oboch svalov

Z Obr. 7.32 je zrejmé, že na začiatku simulácie bol otvorený vypúšťací ventil prvého svalu na dobu 2 s a následne v čase 2,5 s bol otvorený napúšťací ventil tohto svalu na dobu 2 s. V čase 6 s bol otvorený vypúšťací ventil druhého svalu po dobu 1,5 s a jeho napúšťací ventil v čase 8 s rovnako po dobu 1,5 s. V čase 10 s bol znovu otvorený vypúšťací ventil prvého svalu po dobu 1 s a jeho napúšťací ventil v čase 11,5 s rovnako po dobu 1 s. Nakoniec bol otvorený vypúšťací ventil druhého svalu v čase 14 s na dobu 0,5 s a jeho napúšťací ventil v čase 15 s po dobu 0,5 s. Doba simulácie bola nastavená na hodnotu 16 s.

Výsledky simulácií zmeny polohy ramena aktuátora ovládaním napúšťacích a vypúšťacích ventilov oboch svalov pre rôzne modely svalov sú zobrazené na Obr. 7.33. Na začiatku simulácie sa s dopravným oneskorením rameno aktuátora vychýlilo z nulovej polohy do záporných hodnôt a nakoľko bol vypúšťací ventil PUS1 dostatočne dlho otvorený (2 s), poloha ramena aktuátora dosiahla pri všetkých modeloch svalov maximálnu zápornú hodnotu. Otvorením napúšťacieho ventila PUS1 v čase 2,5 s rameno aktuátora dosiahne späť nulovú počiatočnú polohu. Otvorením vypúšťacieho ventila PUS2 v čase 6 s sa s dopravným oneskorením rameno aktuátora vychýlilo z nulovej polohy do kladných hodnôt, ale nakoľko daný ventil nebol dostatočne dlho otvorený, rameno nedosiahlo maximálnu kladnú hodnotu. V čase 8 s otvorením napúšťacieho ventila PUS2 rameno dosiahne späť nulovú počiatočnú polohu. Ako vidieť na Obr. 7.33, rameno aktuátora sa znova vychýlilo do záporných hodnôt v čase 10 s otvorením vypúšťacieho ventila PUS1 a do kladných hodnôt v čase 14 s otvorením vypúšťacieho ventila PUS2, ale už nedosiahlo svoju maximálnu krajnú hodnotu vzhľadom na krátke doby otvorenia vypúšťacích ventilov.

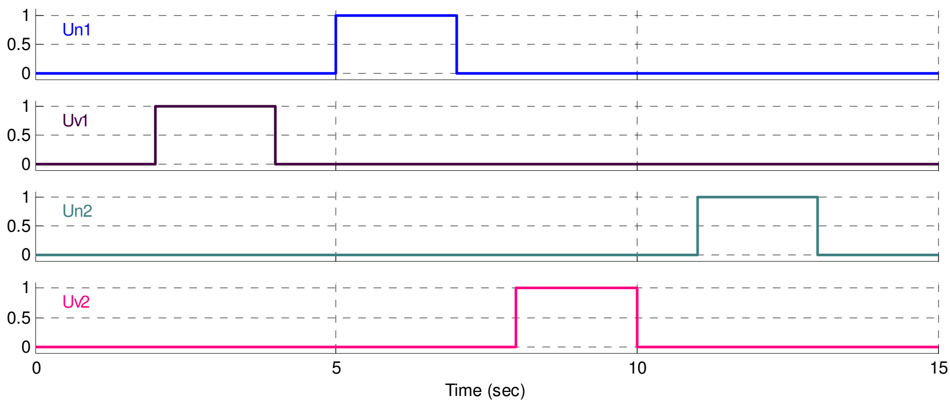


Obr. 7.33 Simulované priebehy polohy ramena aktuátora pre rôzne modely svalov a rôzne doby otvorenia ventilov

7.5 Porovnanie priebehov aktuátora na báze troch modelov s nameranými priebehmi na reálnom aktuátore

Pre porovnanie vhodnosti použitia jednotlivých modelov pneumatických umelých svalov (JGMS, PGMS a MHMS) popísaných v kapitole 3 na modelovanie dynamických charakteristík aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení boli v prostredí Matlab/Simulink vykonané ďalšie simulácie vytvorených dynamických simulačných modelov aktuátora využitím rôznych modelov svalov a ich výsledky následne porovnané s nameranými dynamickými charakteristikami na experimentálnom aktuátore. Doba simulácie a merania bola nastavená na rovnakú hodnotu 15 s, vzorkovacia frekvencia a časový krok numerického riešenia modelov bol nastavený na konšt. 0,003 s.

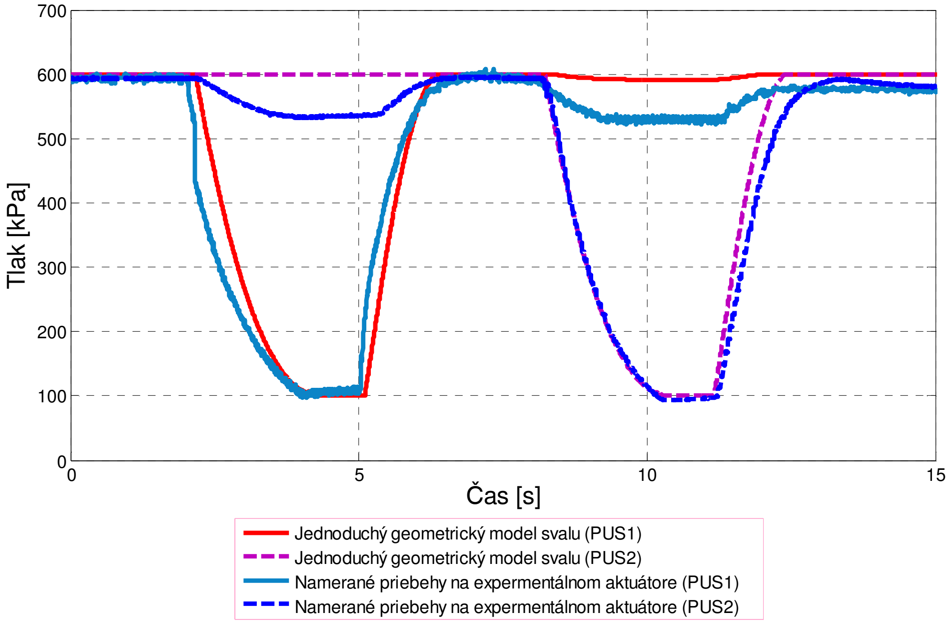
Priebehy ovládacích signálov ventilov pre túto simuláciu a meranie sú znázornené na Obr. 7.34. V čase 2 s bol otvorený vypúšťací ventil PUS1 na dobu 2 s a v čase 5 s bol otvorený jeho napúšťací ventil rovnako na dobu 2 s. To isté bolo vykonané aj s ventilmi PUS2, a to v čase 8 s bol otvorený jeho vypúšťací ventil na dobu 2 s a v čase 11 s jeho napúšťací ventil taktiež na dobu 2 s.



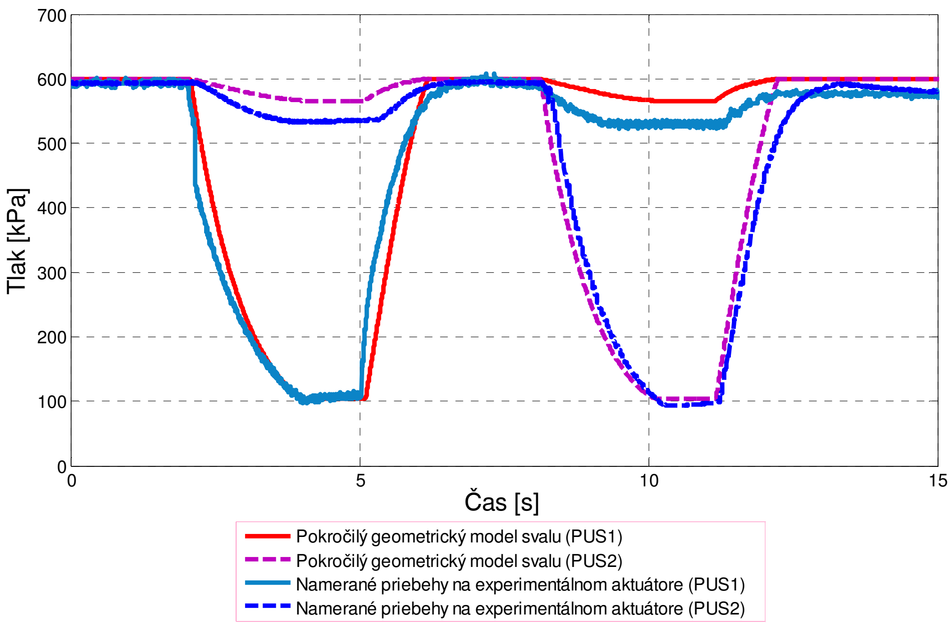
Obr. 7.34 Priebehy ovládacích signálov ventilov pre simuláciu a meranie

Na Obr. 7.35, Obr. 7.36 a Obr. 7.37 sú porovnané namerané priebehy tlaku vzduchu v oboch svaloch s priebehmi získanými simuláciou modelov aktuátora podľa Obr. 7.1 vytvoreného využitím JGMS, podľa Obr. 7.8 vytvoreného využitím PGMS a podľa Obr. 7.16 vytvoreného využitím MHMS. Na začiatku experimentálneho merania a rovnako aj simulácie boli svaly plne natlakované na hodnotu tlaku kompresora. V čase 2 s otvorením vypúšťacieho ventilu PUS1 tlak v tomto svale nelineárne klesal až do úplného vypustenia svalu na hodnotu barometrického tlaku vzduchu. Zároveň s týmto poklesom klesal čiastočne aj tlak v neaktívnom svale PUS2. V čase 5 s bol na dobu 2 s otvorený napúšťací ventil PUS1 a nakoľko tento bol dostatočne dlho otvorený, tlak v oboch svaloch dosiahol znova maximálnu hodnotu. Ten istý cyklus vypúšťania a napúšťania bol vykonaný s PUS2 v čase 8 s a 11 s.

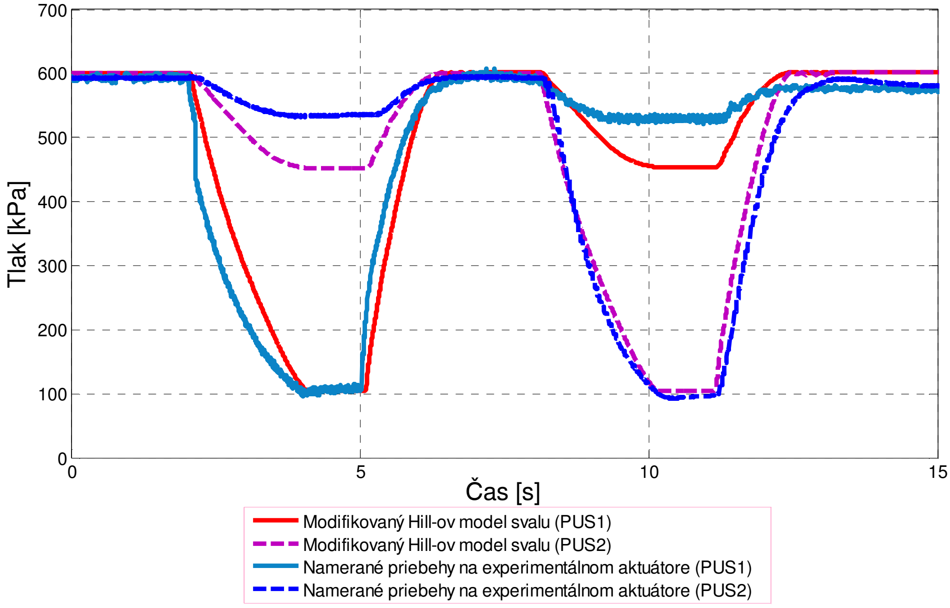
Namerané a simulované priebehy sú porovnateľné najmä pre priebeh tlaku vzduchu v aktívnom svale, pričom najväčšia zhoda je pre model aktuátora s PGMS. Výraznejšie rozdiely medzi nameranými a simulovanými priebehmi sú pre priebeh tlaku v pasívnom svale, pričom opäť najväčšia zhoda je pre model aktuátora s PGMS.



Obr. 7.35 Namerané a simulované priebehy tlaku vo svaloch pre JGMS



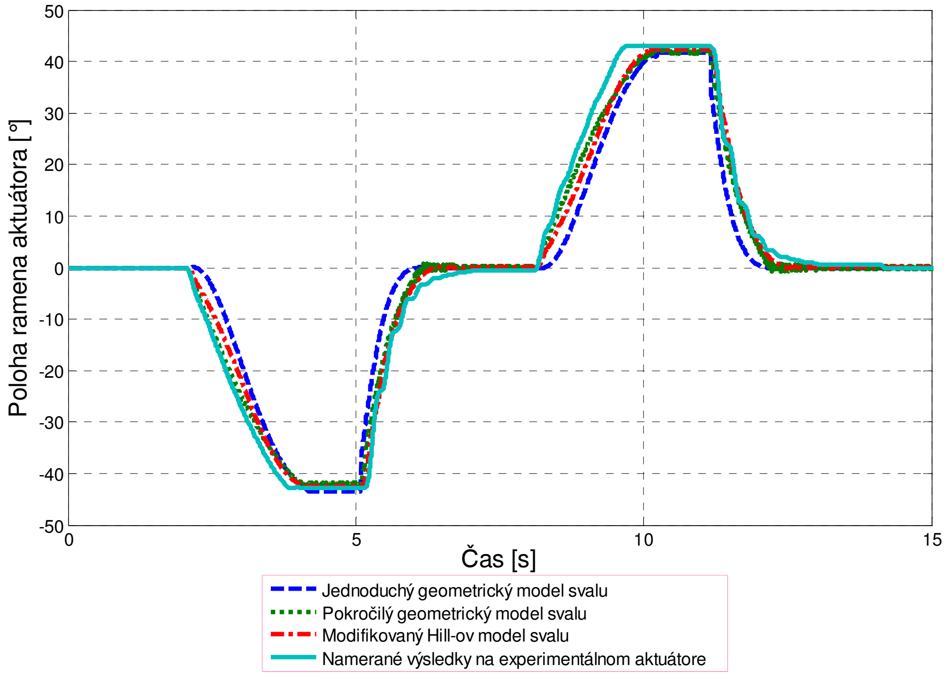
Obr. 7.36 Namerané a simulované priebehy tlaku vo svaloch pre PGMS



Obr. 7.37 Namerané a simulované priebehy tlaku vo svaloch pre MHMS

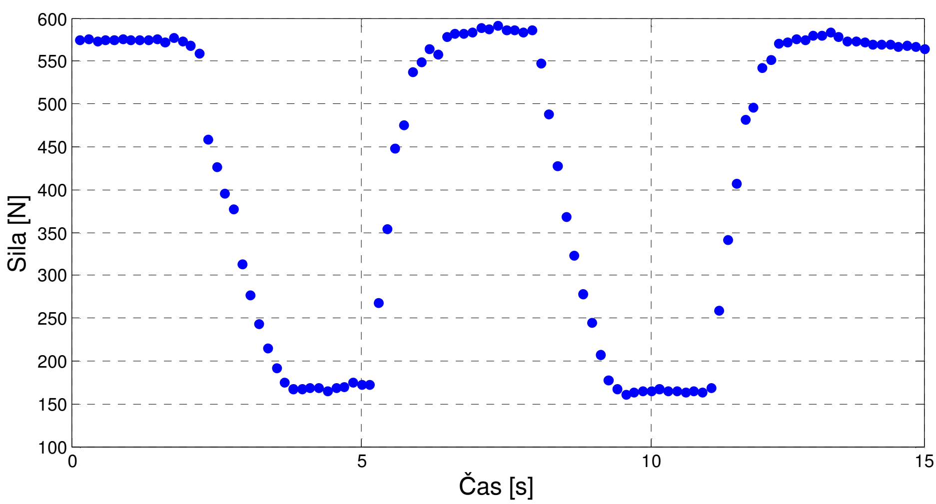
Z priebehov na Obr. 7.35, Obr. 7.36 a Obr. 7.37 taktiež vyplýva, že väčšia zhoda medzi nameranými a simulovanými priebehmi tlakov je pre PUS2. Táto skutočnosť je daná tým, že pri experimentálnom meraní pneumatická časť aktuátora týkajúca sa PUS1 mala určité netesnosti, ktoré mohli ovplyvniť výsledky merania. Preto výpočty odchýlok medzi nameranými a simulovanými hodnotami boli vykonané iba pre PUS2 (samostatne pre časť priebehu, kedy bol sval aktívny a kedy pasívny) a to len pre model aktuátora s PGMS, ktorý vykazoval najväčšiu zhodu medzi nameranými a simulovanými priebehmi tlakov. Teda pre časť priebehu, kedy bol PUS2 aktívny, je maximálny rozdiel tlakov $\max(|\Delta p_{2a}|) = 91{,}69$ kPa, priemerná absolútna chyba $\mathrm{MAE}_{2a} = 27{,}72$ kPa a relatívne odchýlky: $\delta_{2amax} = 4{,}66$ %, $\delta_{2a\mathrm{MAE}} = 13{,}75$ %. Pre časť priebehu, kedy bol PUS2 pasívny, je maximálny rozdiel tlakov $\max(|\Delta p_{2p}|) = 44{,}49$ kPa, priemerná absolútna chyba je $\mathrm{MAE}_{2p} = 17{,}79$ kPa a relatívne odchýlky: $\delta_{2pmax} = 7{,}40$ %, $\delta_{2p\mathrm{MAE}} = 14{,}19$ %.

Na Obr. 7.38 sú porovnané namerané priebehy uhla natočenia (polohy) ramena aktuátora so simulovanými priebehmi získanými pomocou troch modelov svalov (JGMS, PGMS a MHMS). Meranie a simulácie boli vykonané za rovnakých podmienok ako pre priebehy tlakov vo svaloch, t.j. pre časové závislosti ovládacích signálov ventilov podľa Obr. 7.34. Otvorením vypúšťacieho ventilu PUS1 v čase 2 s rameno aktuátora vykonalo pohyb v zápornom smere a následným otvorením napúšťacieho ventilu PUS1 v čase 5 s sa rameno aktuátora vrátilo späť do nulovej, počiatočnej polohy. V kladnom smere bol vykonaný pohyb ramena aktuátora otvorením vypúšťacieho ventilu PUS2 v čase 8 s a návrat do počiatočnej polohy v čase 11 s otvorením jeho napúšťacieho ventilu.



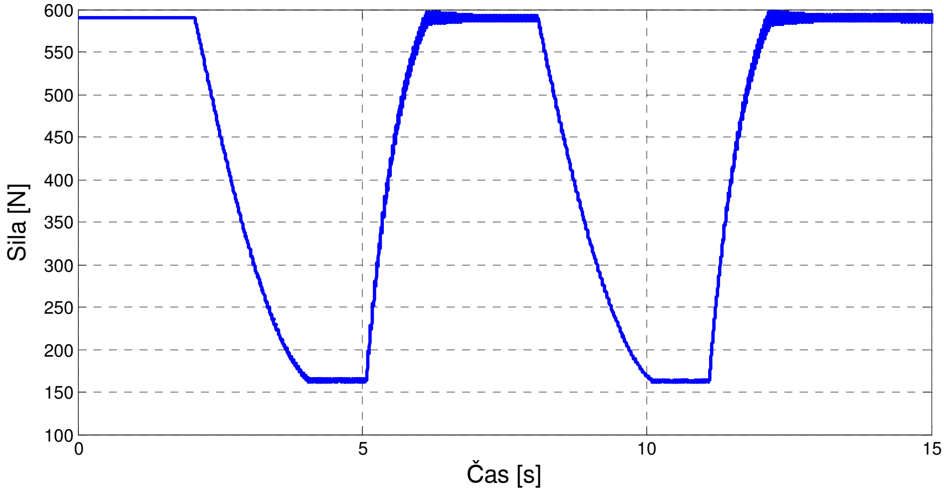
Obr. 7.38 Namerané a simulované priebehy polohy ramena aktuátora

Namerané priebehy sily svalu na experimentálnom aktuátore sú zobrazené na Obr. 7.39, a to opäť pre časové závislosti ovládacích signálov ventilov podľa Obr. 7.34. Maximálna dosiahnutá sila jedného svalu je približne 600 N a minimálna približne 150 N. Sila svalu sa začne nelineárne zmenšovať otvorením vypúšťacieho ventila PUS1 v čase 2 s a otvorením vypúšťacieho ventila PUS2 v čase 8 s. Zväčšuje sa otvorením napúšťacieho ventila PUS1 v čase 5 s a napúšťacieho ventila PUS2 v čase 11 s.



Obr. 7.39 Namerané priebehy sily svalu

Pre porovnanie je na Obr. 7.40 znázornený priebeh sily svalu získaný simuláciou modelu aktuátora na báze PGMS, ktorý vykazoval najlepšie priebehy pri simulácii priebehu tlakov vo svaloch aj polohy ramena aktuátora.



Obr. 7.40 Simulované priebehy sily svalu pre PGMS

7.6 Porovnanie priebehov simulácie aktuátora na báze Hill-ovho modelu s priebehmi na reálnom aktuátore

Porovnanie výsledkov simulácie s nameranými priebehmi na experimentálnom aktuátore bolo vykonané pre využitie v ďalšom výskume riadenia aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení.

Proces porovnania modelu bol rozdelený do dvoch častí: porovnávanie odoziev modelu a reálnej sústavy v otvorenej a uzavretej slučke. Pre porovnávanie boli zvolené veličiny, ktoré bolo možné merať pomocou dostupných snímačov: uhol výchylky ramena φ_r [°], tlak v ľavom svale P_1 [kPa], tlak v pravom svale P_2 [kPa], sila ľavého svalu F_1 [N] a sila pravého svalu F_2 [N]. V prvom teste bola sledovaná dynamika pohybu ramena pri budení logickými signálmi pre vypustenie vzduchu z jedného zo svalov, čo odpovedalo pohybu ramena jedným smerom. Pre vyhodnotenie chyby modelu bolo použité MAE (priemerná absolútna chyba - Mean Absolute Error) kritérium v nasledujúcej podobe:

$$\mathrm{MAE} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n}\left|y_k - \hat{y}_k\right|, \tag{7.1}$$

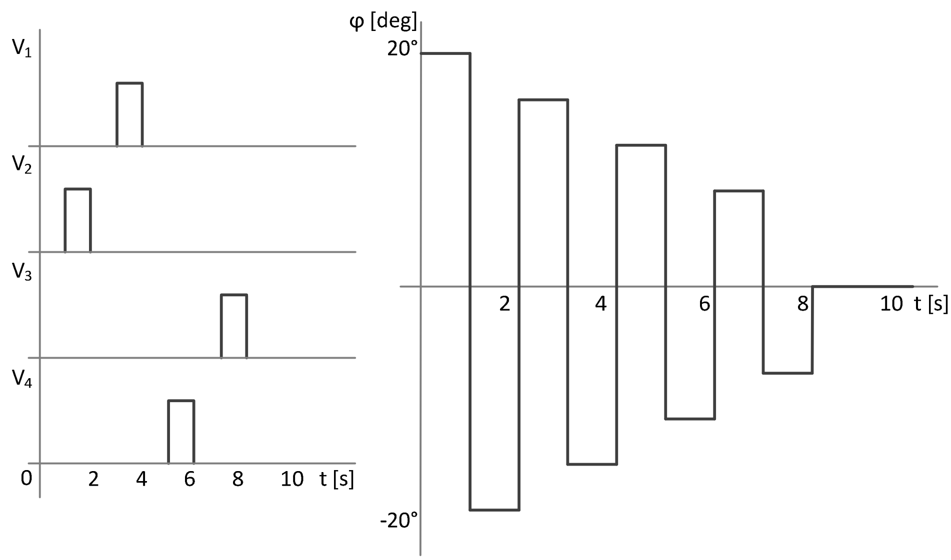
kde: n – počet vzoriek v porovnávanom priebehu,
y_k – porovnávaná veličina reálnej sústavy,
$\hat{y}_k$ – porovnávaná veličina modelu sústavy.

Pre porovnanie v otvorenej slučke bol vykonaný 1-sekundový test, v ktorom budiaci signál pozostával z postupnosti štyroch impulzov rovnakej šírky (1 sekunda) vedených postupne na každý z ventilov (Obr. 7.41 vľavo). Uvedené testy boli vykonané pre štyri rôzne momenty zotrvačnosti zodpovedajúce rôznym závažiam a menovitému momentu zotrvačnosti bez závažia. Signály zo snímačov s analógovým výstupom (snímače sily a snímače tlaku) bolo potrebné filtrovať, čo bolo realizované pomocou metódy jednoduchého kĺzavého priemeru (Moving Average):

$$y_{mMA}(k) = \frac{1}{2p+1}\left(\sum_{i=k-p}^{k} y^{i}_{mMA} + \sum_{i=k+1}^{k+p} y^{i}_{mMA}\right), \tag{7.2}$$

kde: p – počet susedných vzoriek na oboch stranách filtrovanej hodnoty (p = 10).

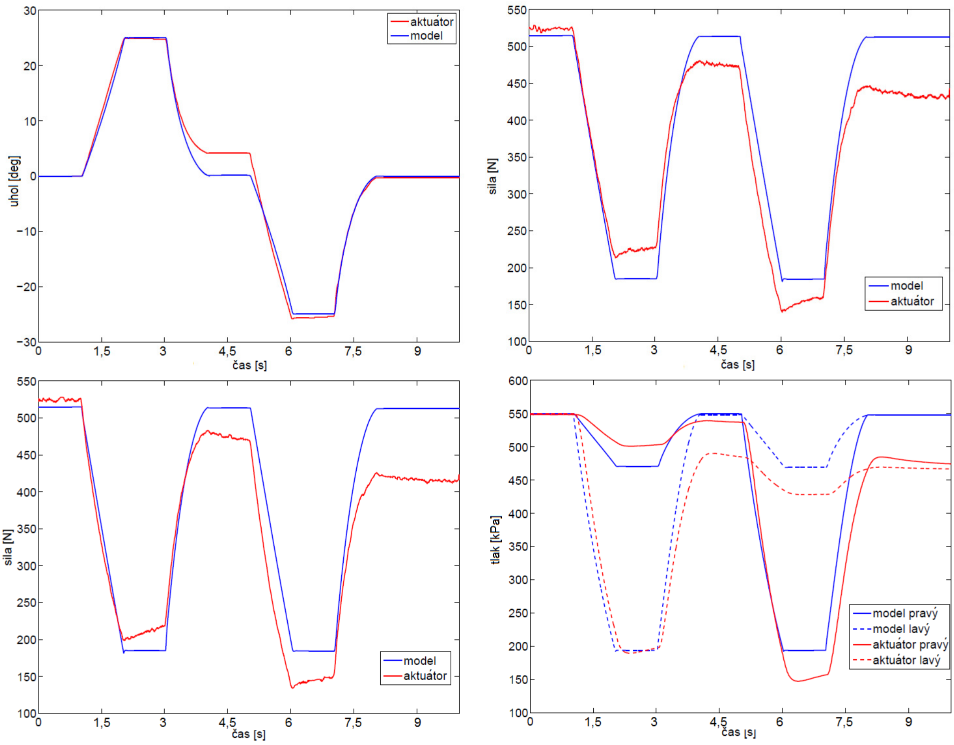
Pre všetky testy bola východisková konfigurácia určená nastavením počiatočného tlaku v oboch svaloch na hodnotu $P_{01,02}$ = 550 kPa. Vzhľadom k tomu, že pre každé opakované meranie nebolo možné nastaviť rovnakú hodnotu, sú hodnoty počiatočného tlaku uvedené pre každé meranie spolu s hodnotou počiatočnej sily $F_{01,02}$. Nastaveným hodnotám tlaku odpovedala počiatočná kontrakcia približne $\kappa_{01,02}$ = 14%. Uvedené hodnoty pre počiatočný tlak a počiatočnú kontrakciu boli nastavené ako počiatočné hodnoty aj v modeli.



Obr. 7.41 Budiaci signál použitý pre validáciu dynamického modelu: 1-sekundový test v otvorenej slučke (vľavo) a postupnosť skokov žiadanej výchylky s klesajúcou amplitúdou pre test v uzavretej slučke s PD regulátorom (vpravo)

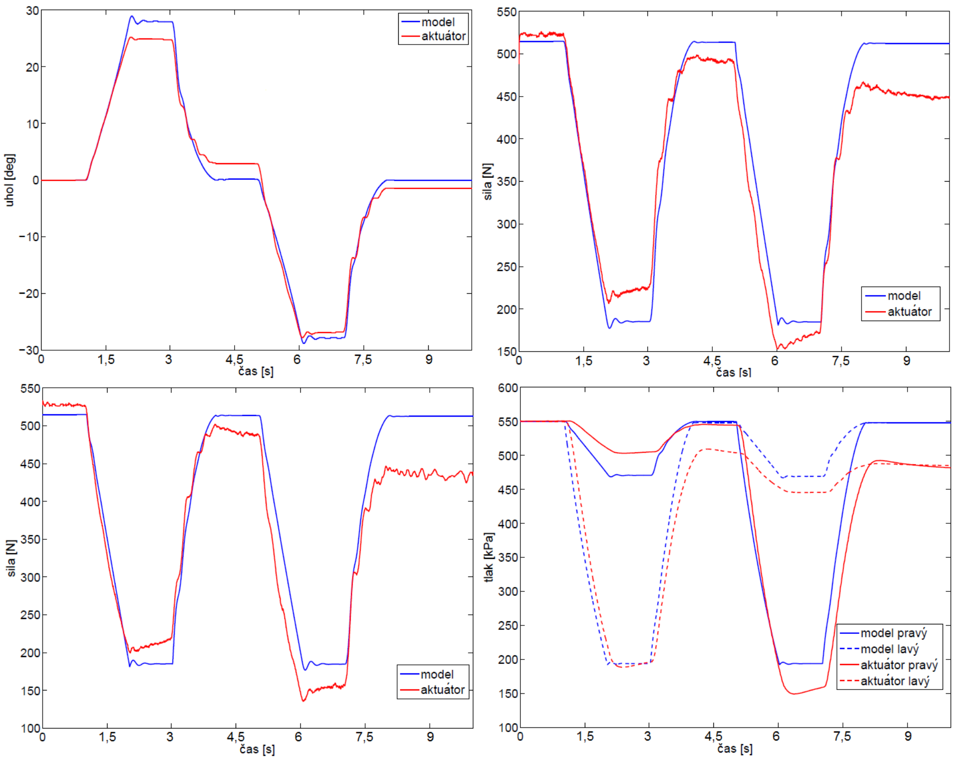
Tab. 7.1 Výsledky validácie modelu v otvorenej slučke podľa MAE kritéria pre 10 sekundový priebeh (3334 vzoriek) a štyri rôzne momenty zotrvačnosti

Veličina	**MAE J_{z0}**	**MAE J_{z1}**	**MAE J_{z2}**	**MAE J_{z3}**
φ_r	1,0692	1,425	1,1277	1,1009
P_1	48,0062	36,2693	36,6372	39,5237
P_2	35,7374	33,2421	31,741	32,616
F_1	46,5199	37,6147	35,1359	35,4017
F_2	40,9461	31,1856	30,5584	32,7587



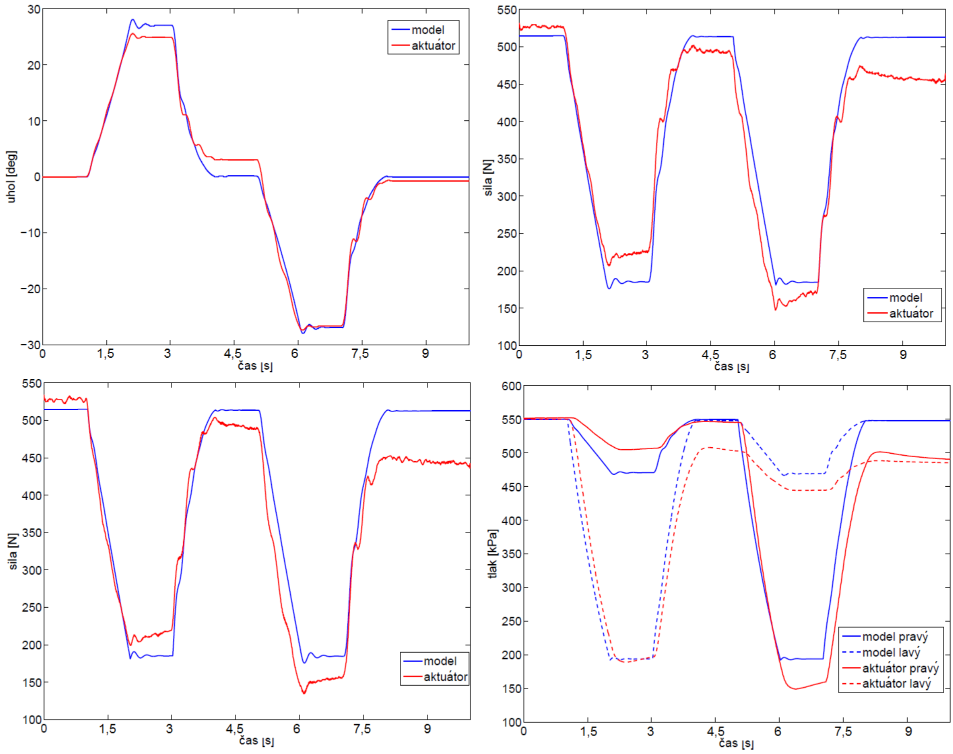
Obr. 7.42 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v otvorenej slučke s menovitým momentom zotrvačnosti

V Tab. 7.1 sú uvedené výsledky porovnania priebehov reálnej sústavy a modelu pre budiaci signál zobrazený na Obr. 7.41 vľavo. Kritérium MAE v tomto prípade zodpovedá priemernej hodnote absolútnej chyby modelu. Priebehy v čase je možné pre merané veličiny aktuátora a modelu porovnať na základe Obr. 7.42, a to uhlová výchylka ramena φ_r [^{o}] (vľavo hore), sila pravého svalu F_1 [N] (vpravo hore), sila ľavého svalu F_2 [N] (vľavo dole), tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] (vpravo dole). Z priebehov pre uhlovú výchylku ramena je možné sledovať, že chyba modelu je väčšinou veľmi malá (MAE = 1,0692 predstavuje 4,15 % z maximálnej absolútnej hodnoty reálneho priebehu 25,78^o). Väčší rozdiel je pozorovateľný v intervale 4 - 5 s, ktorý reprezentuje návrat ramena do referenčnej polohy. Rameno aktuátora v tomto časovom intervale malo výchylku približne 4,2°, pričom model dosiahol nulovú výchylku. Tento rozdiel je možné vysvetliť jednak zjednodušením modelovania diferenciálnej rovnice tlaku (kvôli čomu dochádza k chybe určenia diferencie tlakov) ako aj nemodelovanými charakteristikami reálnej sústavy, predovšetkým hysterézou súvisiacou s elasticitou materiálu používaného pre konštrukciu pneumatických umelých svalov. Vzhľadom k tomu, že kontrakcia svalu ako fyzikálna veličina vystupuje vo vzťahoch pre určenie tlaku vo svale a jeho sily, chyby v jej predikcii v súvislosti s hysterézou sa prejavia aj v chybách predikcie tlaku a sily (viď Obr. 7.42). Pre prípad predikcie tlaku je vidieť, že väčšinu času ostáva predikovaný rozdiel tlakov v oboch svaloch v modeli porovnateľný s rozdielom u reálneho aktuátora (napriek chybám v predikcii ustálených hodnôt), čo sa prejavilo v malých chybách predikcie polohy ramena (keďže tá je úmerná rozdielu tlakov vo svaloch). Relatívne chyby predikcie tlakov boli 8,7 % (P_1) a 6,5 % (P_2) a síl 8,8 % (F_1) a 7,7 % (F_2).



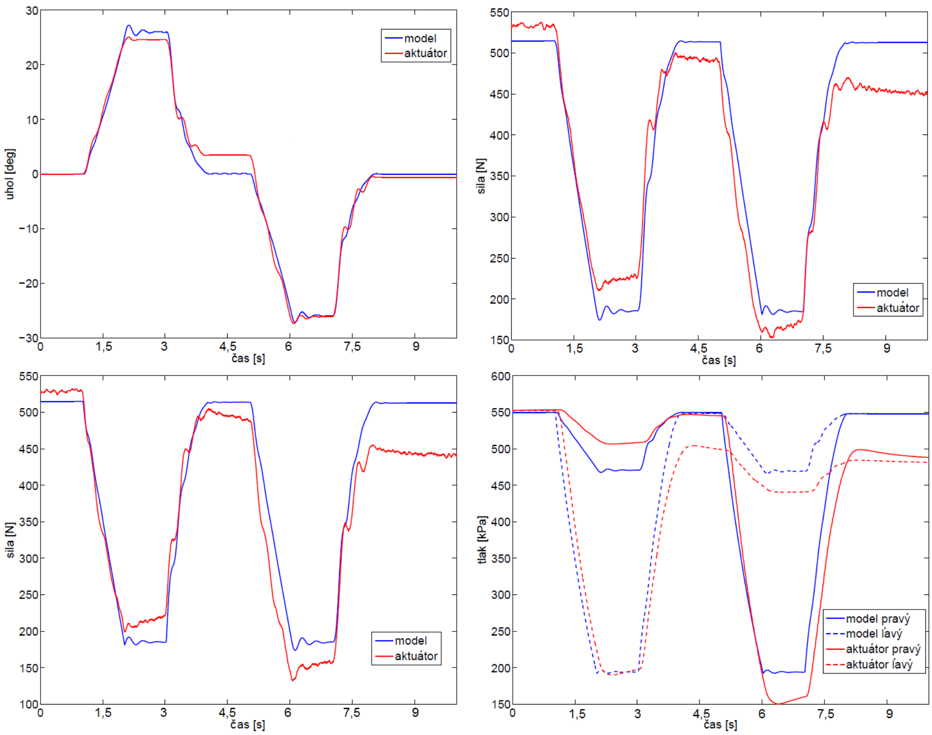
Obr. 7.43 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v otvorenej slučke s 6,4-násobným momentom zotrvačnosti

Na Obr. 7.43 sú znázornené priebehy pre porovnávané veličiny v prípade 6,4-násobného momentu zotrvačnosti voči menovitému ($J_{z1} = 6{,}4 \cdot J_{z0}$), a to uhlová výchylka ramena φ_r [°] (vľavo hore), sila pravého svalu F_1 [N] (vpravo hore), sila ľavého svalu F_2 [N] (vľavo dole), tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] (vpravo dole). Z Tab. 7.1 vyplýva, že MAE = 1,425 pre uhlovú výchylku je pre maximálnu absolútnu hodnotu reálneho priebehu (27,79°) na porovnateľnej úrovni (5,13 %). Z priebehu je vidieť väčší rozdiel medzi ustálenými hodnotami reálneho a modelovaného priebehu. Rovnako je možné pozorovať kmitavý charakter priebehu, ktorý súvisí s prejavmi štrukturálnej dynamiky. Tento vplyv je možné vo zvýšenej miere pozorovať aj u prechodových častí priebehov síl oboch svalov (prítomnosť kmitov pri prechode z jedného ustáleného stavu do druhého). Došlo k miernemu zníženiu hodnôt relatívnych chýb pre tlaky na 6,8 % (P_1) a 6,32 % (P_2) a pre sily na 7,05 % (F_1) a 5,93 % (F_2). Zmeny v chybách predikcie týchto veličín nie sú zásadné a ako je vidieť z Tab. 7.1 ostávajú priemerné chyby pre všetky momenty zotrvačnosti porovnateľné. Hlavným dôvodom chýb modelu predovšetkým v ustálených stavoch (čo je viditeľné z priebehov) ostáva chyba v modelovaní časovej závislosti tlaku vo svaloch a nemodelované efekty.



Obr. 7.44 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v otvorenej slučke s 8,2-násobným momentom zotrvačnosti

V priebehoch na Obr. 7.44 a Obr. 7.45 sú opäť znázornené uhlová výchylka ramena φ_r [°] (vľavo hore), sila pravého svalu F_1 [N] (vpravo hore), sila ľavého svalu F_2 [N] (vľavo dole), tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] (vpravo dole), avšak zodpovedajúce 8,2 a 11-násobnému momentu zotrvačnosti, z ktorých je zrejmé predovšetkým zvýraznenie efektu štrukturálnej dynamiky čo je možné pozorovať jednak v prechodových častiach priebehu (výraznejšia kmitavá zložka pri zmenách uhlovej výchylky a zmenách síl svalov) ako aj v záverečnej fáze prechodu do ustáleného stavu pri zatvorení ventilov a zastavení ramena. Tento druhý efekt je v priebehoch získaných z modelu modelovaný relatívne presne, a to aj v prípade amplitúdy týchto kmitov ako aj tlmenia tohto priebehu. Vo všeobecnosti možno konštatovať, že amplitúda týchto kmitov je úmerná momentu zotrvačnosti. Uvedený prejav je možné v modeli ovplyvniť zmenami hodnôt koeficientov mechanickej časti modelu (za predpokladu konštantných koeficientov). Kmitavá zložka pri zmenách polohy, ktorá je v reálnom priebehu pri rastúcom momente zotrvačnosti výraznejšia, nie je zmenou hore uvedených koeficientov modeli výrazne ovplyvnená. Prítomnosť kmitavej zložky v týchto častiach priebehov podľa doterajších experimentov súvisí so štrukturálnou dynamikou, ktorých amplitúda podobne ako v predošlom prípade je úmerná momentu zotrvačnosti. Relatívne chyby predikcie tlakov aj síl pri priebehoch na Obr. 7.44 a Obr. 7.45 sú porovnateľné a majú hodnotu 6,87 % (P_1), 5,97 % (P_2), 6,58 % (F_1) a 5,75 % (F_2) pre $J = 8{,}2{\cdot}J_{z0}$ a 7,42 % (P_1), 6,07 % (P_2), 6,65 % (F_1) a 6,09 % (F_2) pre $J = 11{\cdot}J_{z0}$.

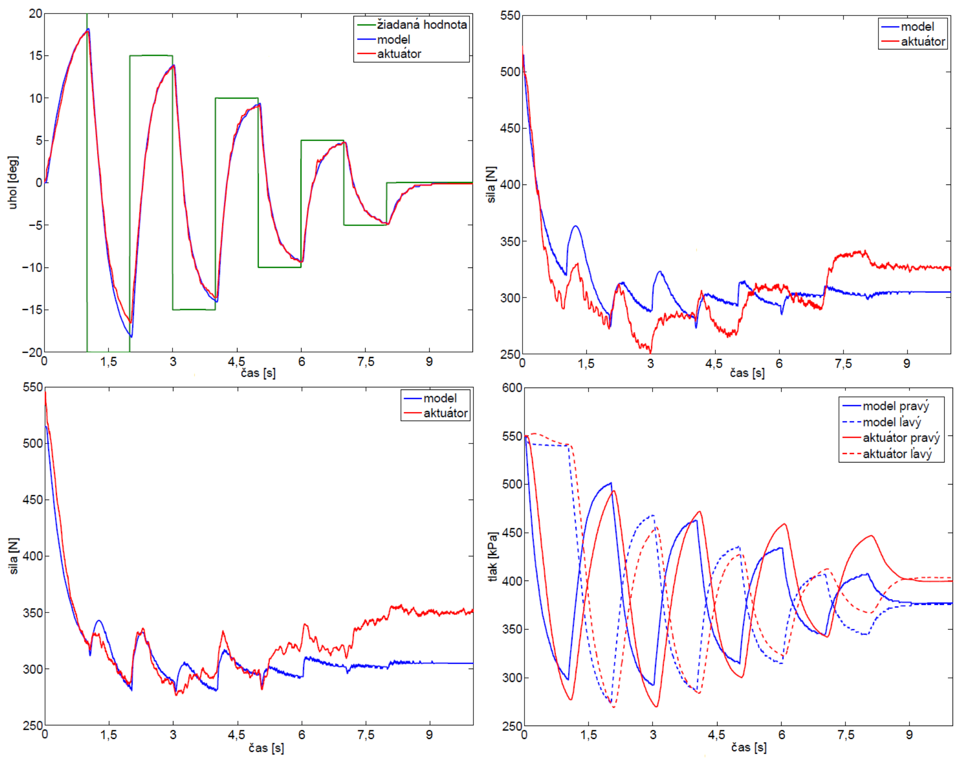


Obr. 7.45 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v otvorenej slučke s 11-násobným momentom zotrvačnosti

Výsledky validácie modelu v uzavretej slučke podľa MAE kritéria pre 10 sekundový priebeh vyznačený na Obr. 7.41 vpravo sú uvedené v Tab. 7.2. Už z prvotného náhľadu je zrejmé, že priemerná hodnota chyby pri validácii v uzavretej slučke je menšia pre všetky merané veličiny. V prípade menovitého momentu tvorí hodnota MAE kritéria 1,96 % z maximálnej absolútnej hodnoty priebehu (17,86°). Pomerne malú chybu pri predikcii výchylky ramena je možné pozorovať aj na priebehu uhlovej výchylky ramena φ_r [°] na Obr. 7.46 vľavo hore, pričom sila pravého svalu F_1 [N] je vpravo hore, sila ľavého svalu F_2 [N] je vľavo dole a tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] sú vpravo dole. Lepšiu zhodu dynamických priebehov modelu s priebehmi reálnej sústavy v uzavretej slučke pre uhlovú výchylku ramena možno vysvetliť samotným charakterom spätnoväzobnej činnosti pri regulácii polohy. V tom prípade je určujúca hodnota žiadanej hodnoty polohy, ktorú má regulačný obvod pre regulovanú veličinu použitím regulátora (konkrétne PD regulátora) dosiahnuť, čím je možné zmenšiť vplyv hysterézy svalov na rozdiel medzi priebehmi modelu a aktuátora.

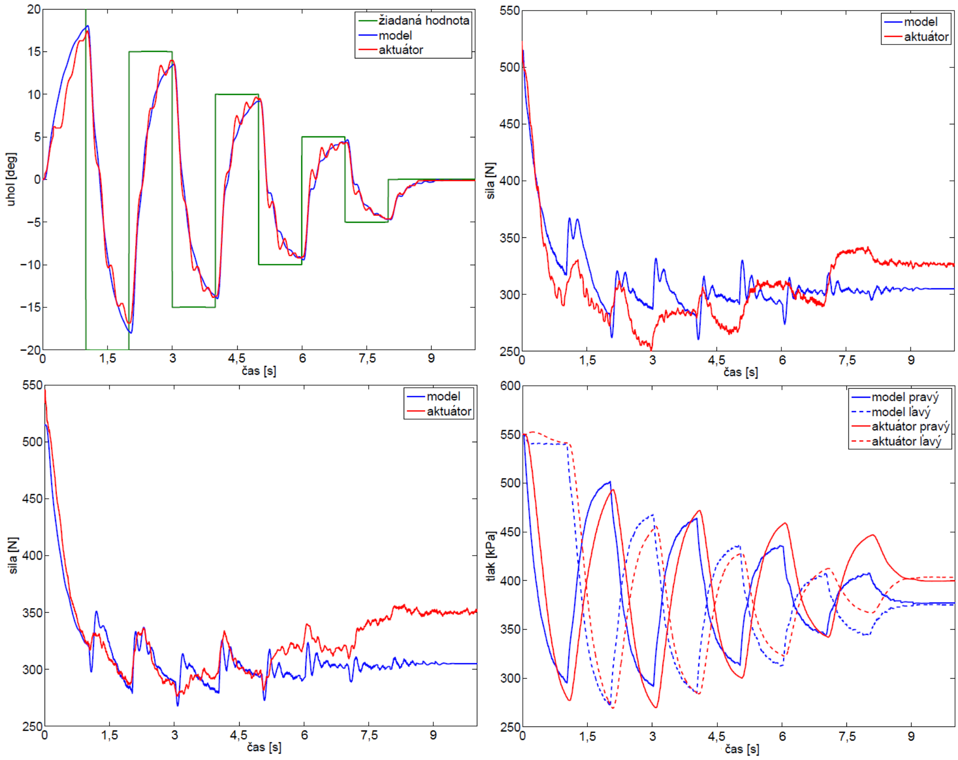
Tab. 7.2 Výsledky validácie modelu v uzavretej slučke podľa MAE kritéria pre 10 sekundový priebeh (3334 vzoriek) a štyri rôzne momenty zotrvačnosti

Veličina	**MAE J_{z0}**	**MAE J_{z1}**	**MAE J_{z2}**	**MAE J_{z3}**
φ_r	0,3494	0,7095	0,9827	0,9766
P_1	30,2288	26,6084	25,1773	25,0097
P_2	23,0850	19,991	21,6999	23,5189
F_1	20,1348	18,2484	20,1539	21,2363
F_2	20,1295	17,4329	20,4545	25,1037



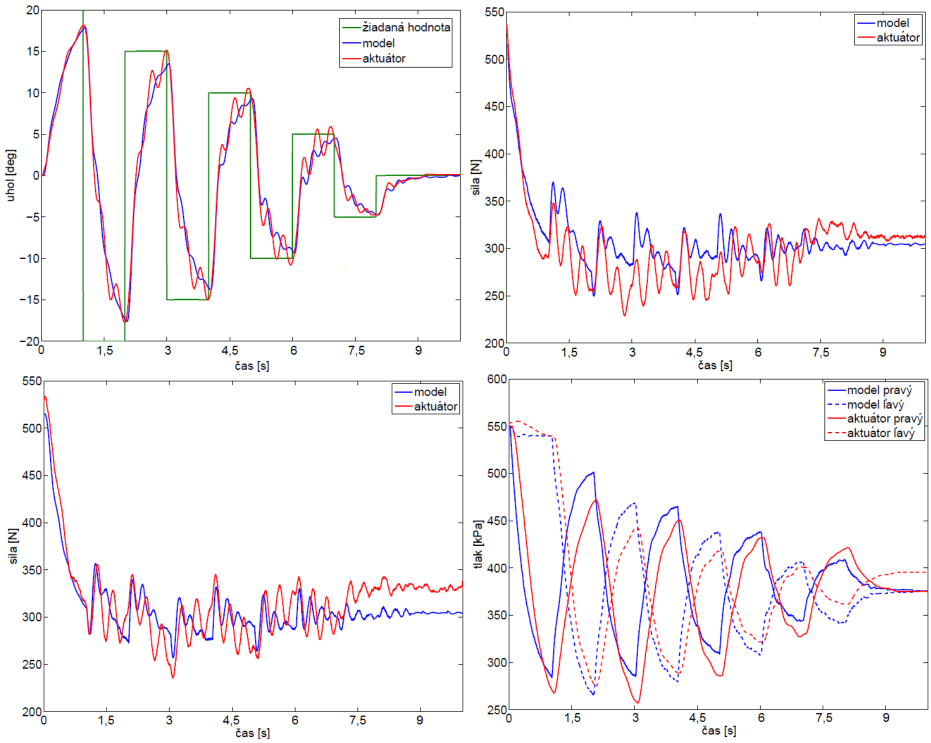
Obr. 7.46 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v uzavretej slučke s menovitým momentom zotrvačnosti

Priebehy tlakov modelu a aktuátora sú z hľadiska dynamiky porovnateľné s relatívnymi chybami dosahujúcimi hodnoty 5,49 % (P_1) a 4,17 % (P_2). Je vidieť, že nulovej žiadanej hodnote na konci priebehu odpovedá približne nulová tlaková diferencia aj v prípade modelu aj v prípade aktuátora, avšak dosiahnutá pri iných ustálených hodnotách. Rozdiely môžu súvisieť so zanedbanými členmi v modelovaní dynamiky tlaku vo svaloch vrátane rozdielov v prietokových charakteristikách ventilov. Pri vizuálnom porovnaní priebehov síl v testoch s uzavretou a otvorenou slučkou je možné pozorovať, že predikcia dynamiky (z hľadiska zachovania formy priebehov) je menej priaznivá v prípade uzavretej slučky avšak výsledná hodnota MAE kritéria (3,85 % pre F_1 a 3,69 % pre F_2) súvisí s celkovo menšími zmenami síl počas trvania priebehu.



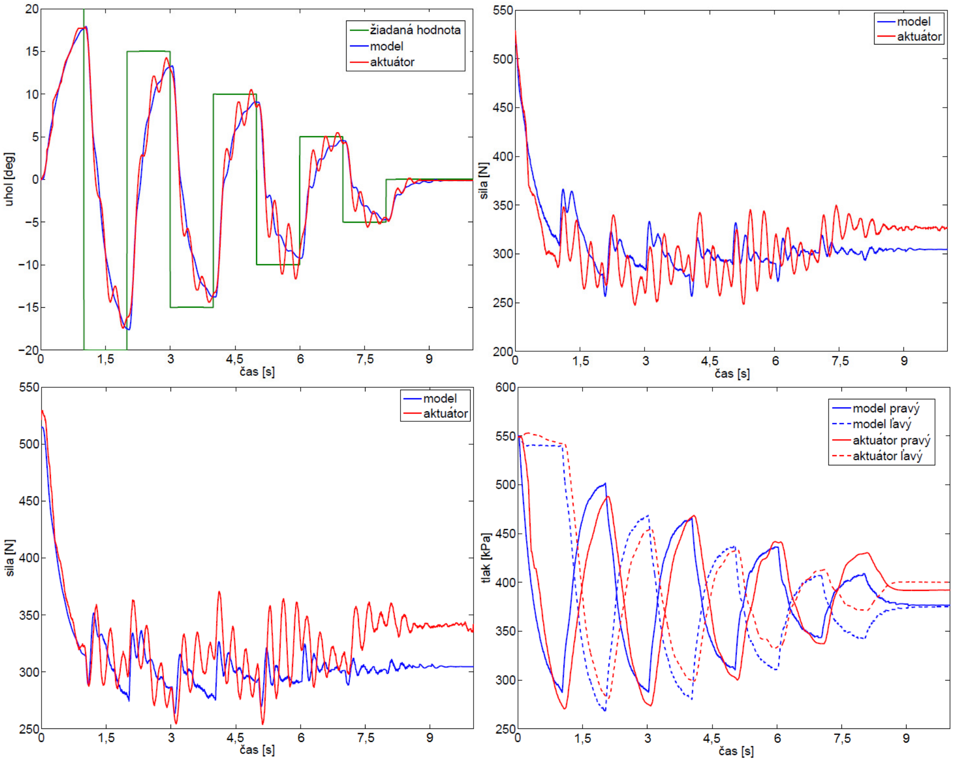
Obr. 7.47 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v uzavretej slučke s 6,4-násobným momentom zotrvačnosti

Na Obr. 7.47 sú znázornené porovnávané priebehy v uzavretej slučke pre 6,4-násobný moment zotrvačnosti voči menovitej hodnote, a to uhlová výchylka ramena φ_r [°] (vľavo hore), sila pravého svalu F_1 [N] (vpravo hore), sila ľavého svalu F_2 [N] (vľavo dole), tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] (vpravo dole). Vizuálne porovnanie priebehov výchylky ramena s predošlými priebehmi umožňuje pozorovať výraznejšiu kmitavú zložku priebehov, ktoré sú dôsledkom vybudenia štrukturálnej dynamiky pri regulácii. Tento vplyv je samozrejme pozorovateľný aj na priebehoch síl oboch svalov. Model predikuje priebehy s menej výrazným kmitavým charakterom čo je možné pozorovať v priebehoch síl a uhlovej výchylky (to sa prejavilo aj na relatívnej chybe výchylky ramena s hodnotou 4,07 %). Relatívne chyby tlakov mali hodnotu 4,84 % pre P_1 a 3,64 % pre P_2.



Obr. 7.48 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v uzavretej slučke s 8,2-násobným momentom zotrvačnosti

Na Obr. 7.48 a Obr. 7.49 sú uvedené porovnávané priebehy v uzavretej slučke pre model a aktuátor s 8,2 a 11-násobným momentom zotrvačnosti voči menovitému, a to opäť uhlová výchylka ramena φ_r [$^{\circ}$] (vľavo hore), sila pravého svalu F_1 [N] (vpravo hore), sila ľavého svalu F_2 [N] (vľavo dole), tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa] (vpravo dole). Z priebehov výchylky ramena je zrejmý veľmi výrazný kmitavý charakter priebehov (v prípade vyššieho násobku momentu je priemerná amplitúda kmitov väčšia), čo vystihuje priebeh modelu len čiastočne. V uvedených prípadoch došlo k nárastu relatívnej chyby uhlovej výchylky na 5,50 % ($J = J_{z2}$) a 5,38 % ($J = J_{z3}$). Výrazne kmitavý charakter priebehov v súvislosti s budením štrukturálnej dynamiky je badateľný aj v prípade priebehov síl, kde priemerná amplitúda predikovaná modelom je viditeľne nižšia v oboch prípadoch (relatívne chyby síl sú 3,75 % (F_1) a 3,85 % (F_2) pre $J = 8{,}2 \cdot J_{z0}$ a 4,01 % (F_1) a 4,74 % (F_2) pre $J = 11 \cdot J_{z0}$). Rozdiely v porovnávaných priebehoch medzi aktuátorom a modelom je možné pripísať nemodelovaným dynamickým javom, ktoré sú súčasťou charakteristík aktuátora pri jeho činnosti. Kmitavý charakter možno pre finálne úseky priebehu pozorovať aj v prípade priebehov tlaku v oboch svaloch, pričom tento efekt je viditeľný aj v modeli (Obr. 7.48 a Obr. 7.49 vpravo dole). Relatívne chyby predikcie tlaku mali v uvedených prípadoch hodnotu 4,58 % (P_1) a 3,91 % (P_2) pre $J = 8{,}2 \cdot J_{z0}$ a 4,55 % (P_1) a 4,25 % (P_2) pre $J = 11 \cdot J_{z0}$.



Obr. 7.49 Porovnávané priebehy pre validáciu modelu v uzavretej slučke s 11-násobným momentom zotrvačnosti

Na základe prezentovaných výsledkov je možné konštatovať, že odvodený analytický model reprezentuje dynamiku predmetnej sústavy pri menovitých hodnotách parametrov s dobrou presnosťou. Testy v otvorenej slučke potvrdili vplyv nemodelovaných efektov (napr. hysteréza) na predikciu meraných veličín predovšetkým v ustálených stavoch. V tomto prípade bol vplyv zmeny momentu zotrvačnosti na predikciu dynamiky jednotlivých veličín relatívne malý, čo možno pozorovať na priebehoch ako aj na kvantitatívnom vyjadrení pomocou MAE kritéria. Z testov v uzavretej slučke vyplýva, že predikcia jednotlivých veličín v prípade menovitého momentu zotrvačnosti je veľmi dobrá, avšak pri jeho zmenách dochádza k výraznému ovplyvneniu dynamiky sústavy so zvýšenou mierou oscilácií priebehov, čo model nezachytáva dostatočne presne. Vzhľadom k tomu, že hlavným účelom odvodeného dynamického modelu bol návrh riadenia pre polohový servosystém na báze pneumatických umelých svalov, boli predikované charakteristiky systému v uzavretej slučke kľúčové.

8 Identifikácia nemodelovanej dynamiky aktuátora

Výsledkom validácie dynamického modelu podľa Obr. 6.4 a Obr. 7.16 je, že vytvorený model dobre vystihuje dynamiku sústavy (pri otvorenej aj uzavretej slučke), ak má moment zotrvačnosti menovitú hodnotu ($J = J_{z0}$). Pri vyšších hodnotách momentov zotrvačnosti je možné pozorovať vybudzovanie oscilácií, ktorých priemerná amplitúda je úmerná hodnote momentu zotrvačnosti. Vzhľadom k tomu, že hlavným účelom vytváraného modelu má byť návrh regulačného obvodu polohy v simulačnom prostredí, je zachytenie tejto časti dynamiky v modeli dôležité. Východiská pre spresnenie dynamiky vytvoreného modelu je možné zhrnúť nasledovne [31]:

- zlepšenie presnosti vytvoreného dynamického modelu predpokladá zahrnutie dynamiky oscilácií,
- dynamika pozorovaných oscilácií je závislá od momentu zotrvačnosti a súvisí s mechanickou konfiguráciou systému,
- nemodelovaná dynamika sústavy veľmi negatívne ovplyvňuje regulačný pochod pri vyšších momentoch zotrvačnosti,
- z hľadiska ďalšieho výskumu je žiaduce aby si vytvorený model zachoval analytickú povahu s možným doplnením experimentálnych častí,
- nemodelovanú dynamiku sústavy je možné chápať ako poruchovú veličinu vstupujúcu v určitej časti regulačného obvodu,
- závislosť nemodelovanej dynamiky ako poruchovej veličiny na iných veličinách v obvode je komplexná a náročná na analýzu.

Predovšetkým v súvislosti s posledným uvedeným bodom je vhodné uvažovať o aplikácii neurónovej siete pre identifikáciu nemodelovanej dynamiky systému na báze pneumatických umelých svalov.

8.1 Použitie Elmanovej neurónovej siete na identifikáciu nemodelovanej dynamiky

Neurónové siete vzhľadom k svojim univerzálnym aproximačným vlastnostiam majú široké uplatnenie v identifikácii zložitých nelineárnych procesov/systémov. Na druhej strane udržanie fyzikálnej interpretácie väčšej časti modelu bolo považované za dôležité z hľadiska predikcie primárnych charakteristík systému pri ďalšom výskume (v rámci možného rozšírenia mechanickej štruktúry systému). Z tohto dôvodu nebol primárne analytický model nahradený plne experimentálnym modelom (napr. na báze neurónovej siete), ale navrhnutý model zahŕňa sieť len ako prvok pre identifikáciu nemodelovanej dynamiky ako poruchovej veličiny pre spresnenie simulácie dynamických charakteristík pri väčších momentoch zotrvačnosti.

Podľa [51] je možné napísať všeobecnú dynamickú rovnicu manipulátora s viacerými stupňami voľnosti v podobe:

$$M(q)\ddot{q} + N(q,\dot{q}) + \tau_P = F \ , \tag{8.1}$$

$$N(q,\dot{q}) \equiv V(q,\dot{q})\dot{q} + T(\dot{q}) + G(q), \tag{8.2}$$

kde: $M(q)$ – matica zotrvačnosti,
$V(q,\dot{q})\dot{q}$ – člen Coriolisových a dostredivých síl,
$T(\dot{q})$ – člen trecích síl,
$G(q)$ – člen gravitačných síl,
$q,\dot{q},\ddot{q}$ – vektory polohy, rýchlosti a zrýchlenia kĺbových spojení,
τ_p – člen poruchových veličín.

Rovnica (8.1) je zapísaná v maticovej forme, pretože platí všeobecne pre celé zariadenie, ktoré má vo všeobecnosti n stupňov voľnosti. V prípade skúmaného objektu je jej podoba výrazne zjednodušená kvôli existencii len jedného stupňa voľnosti a pohybu ramena v horizontálnej rovine (člen $G(q)$ zanedbaný) a bola odvodená pomocou Lagrangeovej mechaniky v kapitole 4.3. Člen τ_p v tomto prípade predstavuje člen, v ktorom je zahrnutý vplyv nemodelovanej dynamiky a iných poruchových veličín, pričom tento člen bude identifikovaný pomocou neurónovej siete.

V prípade identifikácie nelineárnych dynamických systémov sa veľmi často používa Nonlinear Autoregressive Exogenous Model (NARX). Použitie takéhoto modelu sa tiež niekedy nazýva prístup vonkajšej dynamiky, pretože model pozostáva z určitého počtu blokov jednotkových oneskorení tvoriacich vstupný filter a nelineárneho aproximátora realizujúceho nelineárnu funkciu $f(.)$ (neurónová sieť, fuzzy systém, polynóm a pod.):

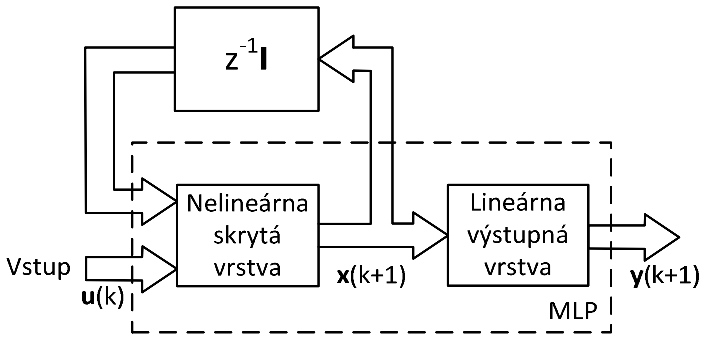
$$\hat{y} = f\big(u(k-1),u(k-2),\ldots,u(k-n),y(k-1),y(k-2),\ldots,y(k-n)\big), \tag{8.3}$$

kde: $\hat{y}$ – výstup modelu,
n – dynamický rád modelu (nemusí byť vo všeobecnosti zhodný pre vstup a výstup),
u – vstup systému,
y – výstup systému,
k – poradie vzorky.

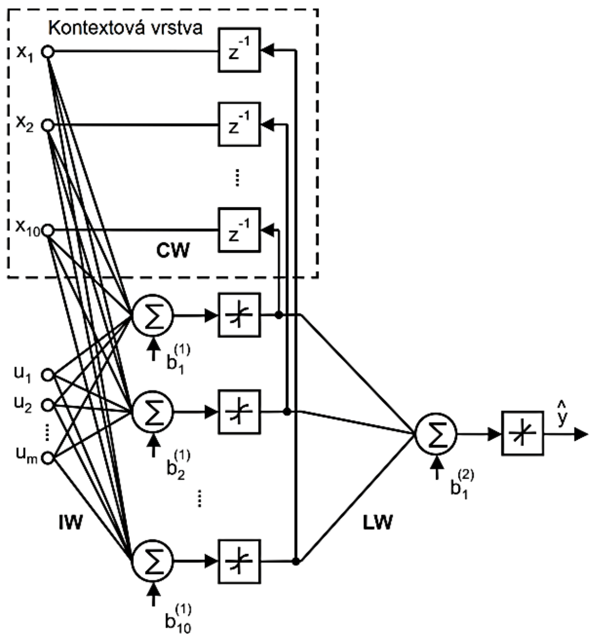
Uvedený model je vhodný pre predikciu, pretože si vyžaduje privedenie výstupu reálneho systému, ktorý je identifikovaný (y). Avšak pre ďalšie účely nebol vhodný, pretože navrhovaný model bol plánovaný pre simuláciu pri ktorej výstup reálneho systému nie je k dispozícii. Navyše NARX model si vyžaduje znalosť dynamického rádu procesu (počet prvkov regresného vektora v rovnici (8.3), čo nebolo v tomto prípade splnené. V paralelnej konfigurácii (vyššie uvedená konfigurácia popísaná rovnicou (8.3) sa nazýva sériovo-paralelná) využíva model oneskorené vzorky vlastného predikovaného výstupu

$\hat{y}$, čo umožňuje spustenie modelu v simulačnom režime (nie je potrebný výstup reálneho systému), avšak znalosť dynamického rádu je stále potrebná [13].

Z uvedených dôvodov bol zvolený prístup internej dynamiky, ktorý využíva internú pamäť reprezentovanú stavmi modelu (ktoré vo všeobecnosti nemajú nadväznosť na fyzikálne stavy procesu/systému) [54]. Na Obr. 8.1 je uvedený stavový diagram a na Obr. 8.2 je zobrazená štruktúra Elmanovej neurónovej siete, ktorá bola použitá pre identifikáciu nemodelovanej dynamiky. Elmanova sieť patrí k čiastočne rekurentným neurónovým sieťam, ktoré využívajú kontextovú vrstvu s jednotkovými oneskoreniami výstupov neurónov (predstavujúcich stavy) a príslušnými synoptickými váhami v kontextovej matici CW [34].



Obr. 8.1 Stavový diagram Elmanovej siete



Obr. 8.2 Štruktúra Elmanovej siete

Stavová reprezentácia Elmanovej siete má nasledujúcu podobu:

$$\mathrm{x}(k+1)=\mathrm{f}\left(\mathrm{CWx}(k)+\mathrm{IWu}(k)+\mathrm{b}^{(1)}\right), \tag{8.4}$$

$$y(k)=\mathrm{LWx}(k)+b^{(2)}, \tag{8.5}$$

kde: x(k) – q-rozmerný stavový vektor,
u(k) – m-rozmerný vstupný vektor,
$b^{(1)}$ – prahový vektor v skrytej vrstve,
$b^{(2)}$ – prah pre výstupnú vrstvu (predpokladá sa iba jeden neurón vo výstupnej vrstve),
CW – matica váh v kontextovej vrstve,
LW – matica váh v skrytej vrstve,
IW – matica váh vo vstupnej vrstve,
f – vektor nelineárnych aktivačných funkcií v skrytej vrstve,
k – k-tá vzorka.

Aktivačné funkcie všetkých neurónov boli v experimentálnej časti zhodne zvolené vo forme funkcie tanh (hyperbolický tangens):

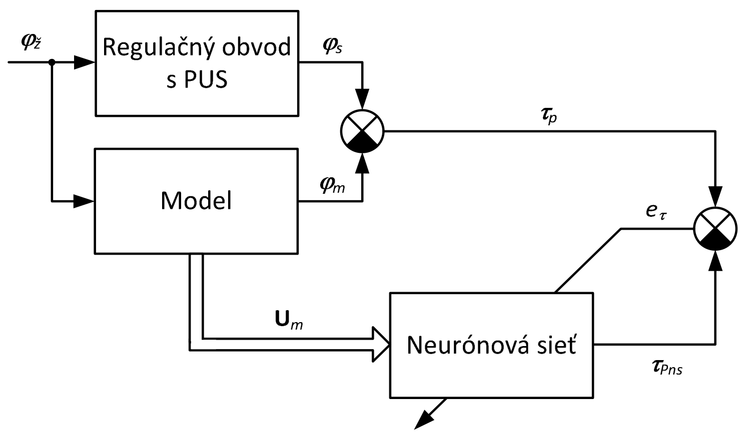
$$f(x)=\tanh(x)=\frac{e^x-e^{-x}}{e^x+e^{-x}}, \tag{8.6}$$

Elmanova sieť má byť použitá ako identifikátor člena poruchových veličín v rovnici (8.1) čo možno po dosadení rovníc (8.4) a (8.5) do rovnice (8.1) zapísať ako [93]:

$$\tau_P=\mathrm{LW}f\left(\mathrm{CWx}(k)+\mathrm{IWu}(k)+b^{(1)}\right)+b^{(2)}+e_\tau, \tag{8.7}$$

kde: e_τ – chyba aproximácie neurónovej siete.

Na Obr. 8.3 je znázornený proces identifikácie člena poruchových veličín τ_p prostredníctvom Elmanovej neurónovej siete.



Obr. 8.3 Proces identifikácie člena poruchových veličín τ_p pomocou Elmanovej neurónovej siete

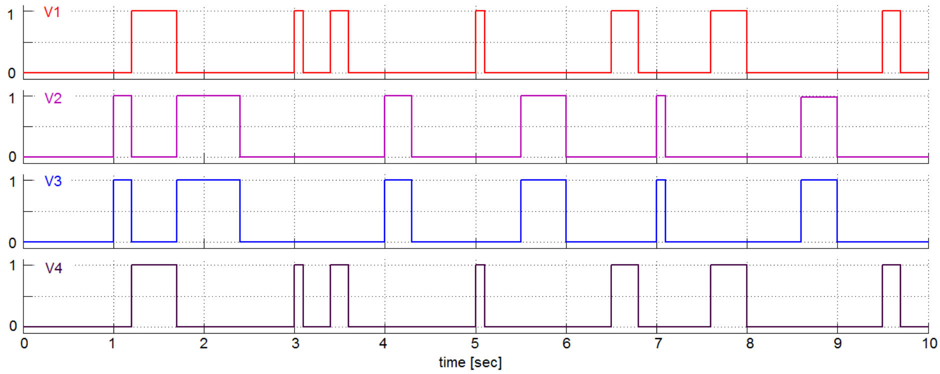
Keďže primárnym cieľom bolo využiť obvod s identifikáciou nemodelovanej dynamiky pomocou neurónovej siete pre návrh regulačného obvodu so schopnosťou kompenzovať vplyv zmien momentu zotrvačnosti pri použití konvenčného PD regulátora, proces identifikácie bol vykonávaný na základe dát získaných v uzavretej regulačnej slučke. Vstupom do blokov *Regulačný obvod s PUS* a *Model* je žiadaná hodnota uhlovej výchylky ramena $\varphi_ž$. Výstupom z bloku *Regulačný obvod s PUS* je skutočná uhlová výchylka ramena a z bloku *Model* je uhlová výchylka analytického modelu odvodeného v kapitole 3.4. Rozdiel týchto dvoch veličín je možné vnímať ako odhad nemodelovanej dynamiky a vonkajších nemerateľných poruchových veličín. Predpokladaným využitím modelu bol režim simulácie z čoho vyplývalo, že všetky veličiny, ktoré sa použijú na odhad člena τ_p budú pochádzať z analytického modelu regulačného obvodu systému. Tieto veličiny sú zhrnuté vo vektore vstupných veličín pre Elmanovu sieť U_m.

Výhodou použitia rekurentnej neurónovej siete je absencia potreby znalosti dynamického rádu identifikovaného procesu, ktorý je v prípade použitia prístupu externej dynamiky explicitne zastúpený v počte oneskorení vstupu aj výstupu v regresnom vektore. Presnejšie, dynamický rád v prípade prístupu internej dynamiky je tiež viazaný na voľbu štruktúry modelu (počet neurónov, ktorý určuje počet oneskorení stavov v kontextovej vrstve) avšak v tomto prípade je voľba štruktúry modelu priamo spojená s aproximačnými schopnosťami neurónovej siete.

Ako hlavná nevýhoda použitia rekurentných sietí sa obvykle uvádza časovo a technicky náročnejšia implementácia ich tréningu, keďže napríklad pri offline tréningu je nutné používať upravenú verziu BP algoritmu označovanú BPTT (BackPropagation Through Time), ktorá si vyžaduje rozloženie siete v čase podľa počtu vzoriek čo je pri vyššom počte vzoriek veľmi náročné na výpočtový výkon. Konkrétna implementácia využitá pri experimentoch umožňovala veľmi efektívny tréning rekurentných sietí strednej veľkosti bez závislosti na počte vzoriek (stredná veľkosť siete v tomto prípade znamenala počet neurónov max. 10 a počet vstupov max. 5) [79].

8.2 Výsledky identifikácie pomocou Elmanovej neurónovej siete

V procese identifikácie nemodelovanej dynamiky aktuátora s PUS boli najprv porovnané odozvy analytického modelu aktuátora na báze modifikovaného Hill-ovho modelu svalu odvodeného v kapitole 3.4 a rozpracovaného v kapitolách 6.3 a 7.3 s nameranými priebehmi na experimentálnom aktuátore pre budiaci signál zobrazený na Obr. 8.4. Impulzy v budiacom signále odpovedajú logickým signálom použitým pre ovládanie elektromagnetických ventilov aktuátora (0 – ventil otvorený, 1 – ventil zatvorený), pričom signálmi V1 a V3 sú ovládané vypúšťacie ventily a signálmi V2 a V4 napúšťacie ventily aktuátora. Tento budiaci signál obsahoval niekoľko náhodne vybraných ovládacích impulzov ventilov, čo zodpovedá náhodným zmenám uhla natočenia ramena aktuátora v jeho pracovnom rozsahu. Kvôli hladkému prechodu ramena aktuátora cez referenčnú nulovú polohu sú ovládacie impulzy párované.



Obr. 8.4 Budiaci signál použitý pre identifikáciu dynamického modelu

Pre porovnávanie boli zvolené veličiny, ktoré bolo možné merať pomocou dostupných snímačov, a to uhol výchylky ramena φ_r [°], sila pravého svalu F_1 [N], sila ľavého svalu F_2 [N], tlak v pravom svale P_1 [kPa] a tlak v ľavom svale P_2 [kPa]. Pre vyhodnotenie chyby modelu bolo použité kritérium priemernej kvadratickej chyby (MSE – Mean Squared Error) podľa (8.8) a na filtrovanie analógových signálov zo snímačov tlaku a sily metóda jednoduchého kĺzavého priemeru (MA – Moving Average) podľa (8.9):

$$\mathrm{MSE} = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n}\left(y_k - \hat{y}_k\right)^2 , \tag{8.8}$$

$$\mathrm{MA} = \frac{\sum_{i=1}^{m} y_i}{m} , \tag{8.9}$$

kde: n – počet vzoriek v porovnávanom priebehu,
y_k – porovnávaná veličina reálnej sústavy,
$\hat{y}_k$ – porovnávaná veličina modelu sústavy,
y_i – i-tá vzorka filtrovaného signálu,
m – časové okno pre filtrovanie (m = 21).

Vzhľadom na to, že zmena momentu zotrvačnosti predstavuje významný premenlivý parameter v systéme, tak porovnanie bolo vykonané pre priebehy získané pri menovitom ($J = J_{z0}$) a 11-násobnom momente zotrvačnosti ($J = 11{\cdot}J_{z0}$) vypočítanom v kapitole 4.4. Východisková konfigurácia bola určená nastavením počiatočného tlaku v oboch svaloch na hodnotu 550 kPa. Týmto hodnotám tlaku odpovedala počiatočná kontrakcia svalov približne 14 %. Uvedené hodnoty pre počiatočný tlak a počiatočnú kontrakciu boli nastavené ako počiatočné hodnoty aj v modeli. Výsledky oboch testov vyjadrené v kvantitatívnej forme sú uvedené v Tab. 8.1, pričom priemerná kvadratická chyba (MSE) bola počítaná pre rozdiel medzi odozvami experimentálneho aktuátora a modelu.

Tab. 8.1 Výsledky testov pre menovitý a 11-násobný moment zotrvačnosti

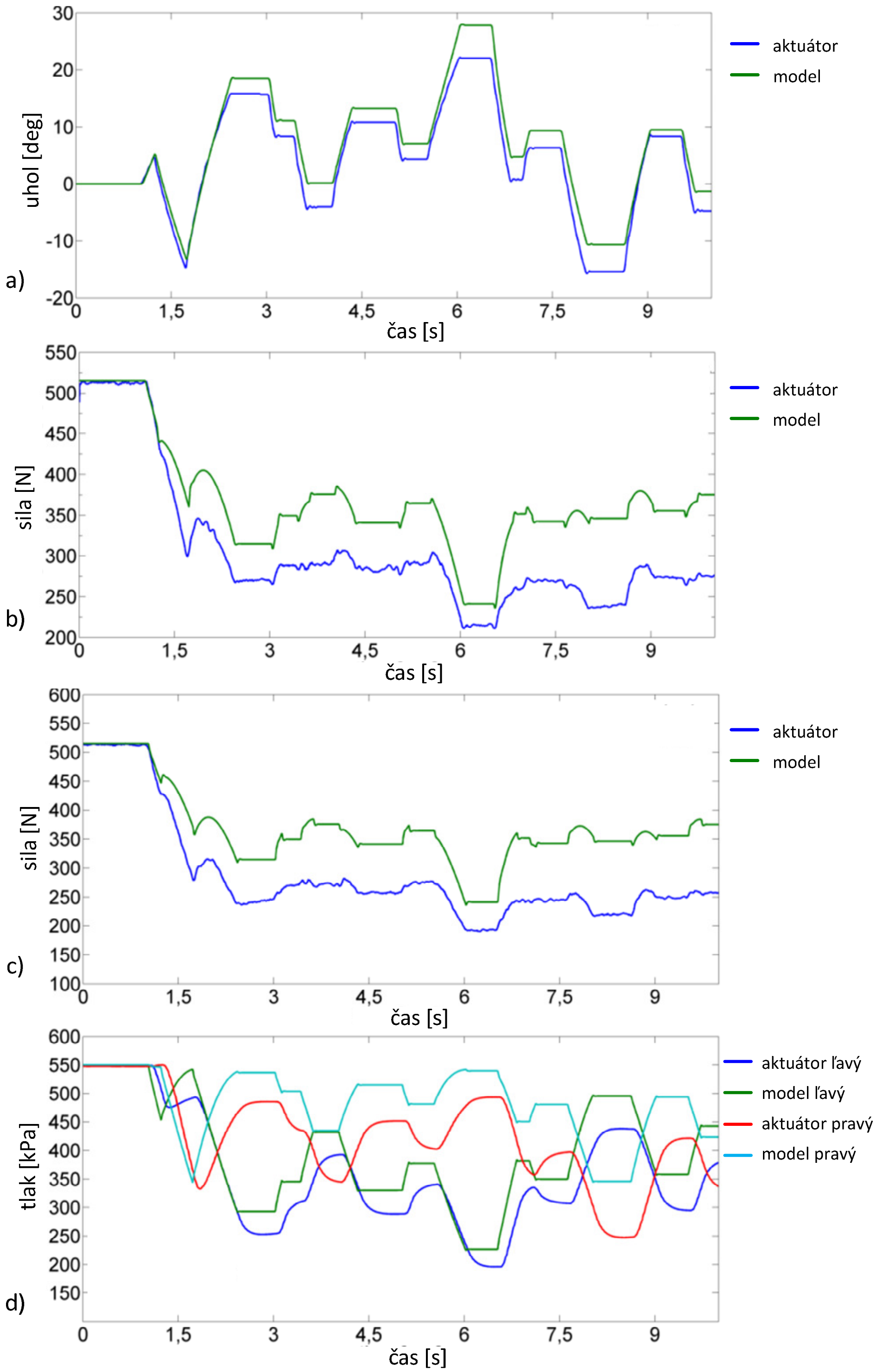
Veličina	**MSE $J = J_z$**	**MSE $J = 11{\cdot}J_z$**
φ_r	10,024	10,2917
F_1	7663,2	5728,6
F_2	4561,8	3003,7
P_1	2298,9	1807,5
P_2	5160,2	3919,9

Kvalitatívne porovnanie odoziev experimentálneho aktuátora a modelu je možné na základe priebehov v čase uvedených na Obr. 8.5 ($J = J_{z0}$) a Obr. 8.6 ($J = 11{\cdot}J_{z0}$) pre jednotlivé veličiny:

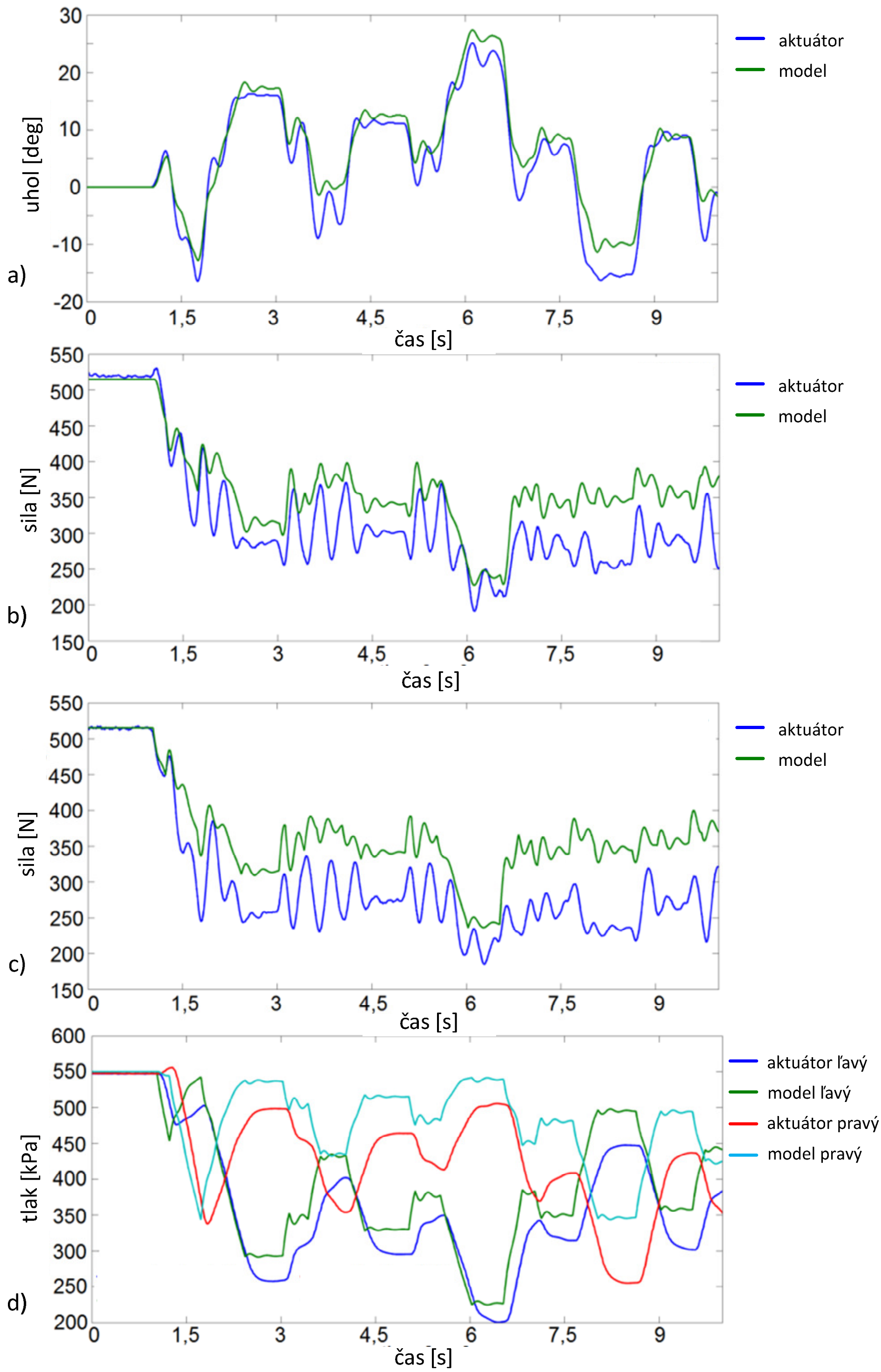
a) uhlová výchylka ramena φ_r [$^{\circ}$],
b) sila pravého svalu F_1 [N],
c) sila ľavého svalu F_2 [N],
d) tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa].

V prípade nominálneho momentu zotrvačnosti (Obr. 8.5) z priebehov pre uhlovú výchylku ramena vyplýva, že odozvy experimentálneho aktuátora a modelu sú takmer totožné do času cca 2 s. Potom model predikuje väčšie výchylky ramena s najväčším rozdielom 6,78° v čase cca 6,5 s. Podobná situácia je aj pre ostatné veličiny (sily svalov a tlaky vo svaloch), keď s narastajúcim časom sa zväčšujú rozdiely medzi odozvami modelu a aktuátora. Odchýlky medzi odozvami modelu a experimentálneho aktuátora viditeľné aj z hodnôt MSE v Tab. 8.1 sú spôsobené kumuláciou chýb v dôsledku zjednodušení v rovniciach popisujúcich dynamiku svalu, nepresností pri aproximácii sily svalu, poklesu tlaku kompresora pri meraní a pod. Aj napriek tomu je možné konštatovať, že odozvy modelu relatívne dobre vyjadrujú dynamiku aktuátora [33].

Na Obr. 8.6 sú zobrazené priebehy pre 11-násobný moment zotrvačnosti, pričom je možné pozorovať výrazné oscilácie a podobne ako v predchádzajúcom prípade po cca 2 s narastajú rozdiely medzi odozvami aktuátora a modelu, pričom model predikuje väčšie výchylky ramena avšak s menšími amplitúdami oscilácii. Priebehy síl vo svaloch sú tiež rovnako oscilačné s amplitúdou oscilácií vyššou ako predpokladal model. Naopak, priebehy tlakov vo svaloch aktuátora nevykazujú kmity, avšak je potrebné poznamenať, že snímače tlaku boli umiestnené v prívodnom potrubí približne 1 m od svalov, čo mohlo spôsobiť prídavné tlmenie. Z kvantitatívneho hľadiska hodnoty MSE v Tab. 8.1 sú nižšie ako pre nominálny moment zotrvačnosti, čo môže byť čiastočne vysvetlené predikovanými osciláciami a spôsobom výpočtu MSE.

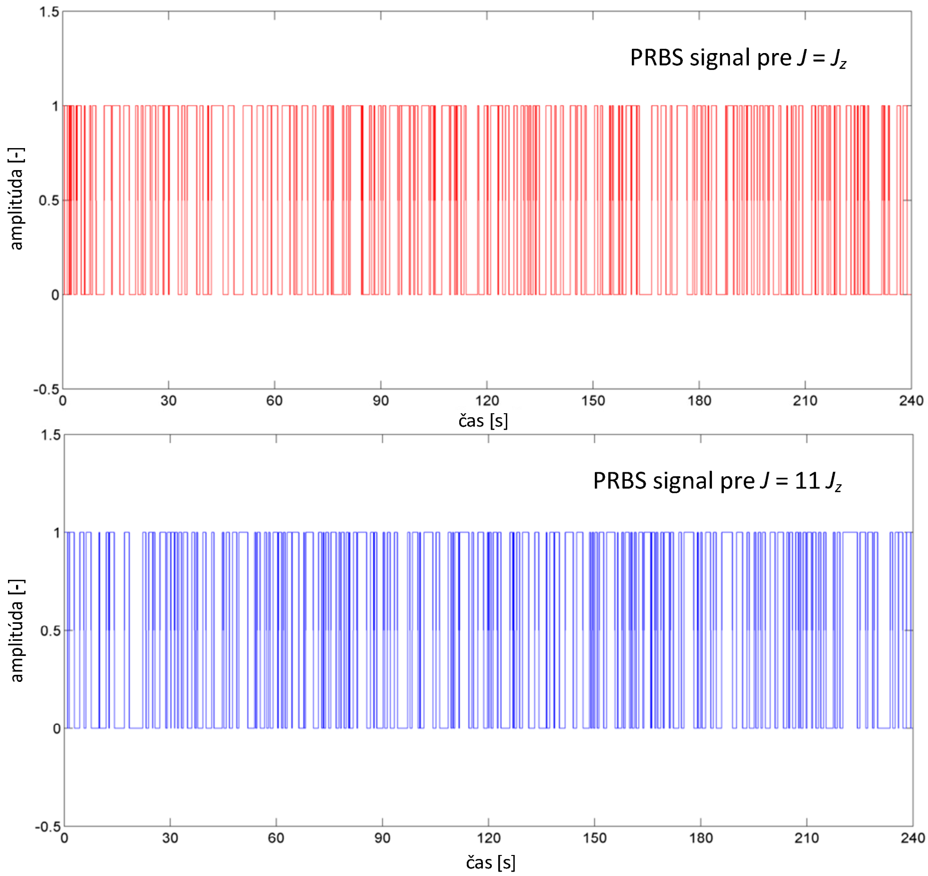


Obr. 8.5 Odozvy experimentálneho aktuátora a modelu pre menovitý moment zotrvačnosti



Obr. 8.6 Odozvy experimentálneho aktuátora a modelu pre 11-násobný moment zotrvačnosti

V priebehoch na Obr. 8.5 a Obr. 8.6 je možné pozorovať nepresnosti analytického modelu, avšak informačná hodnota týchto priebehov nie je dostatočná pre tréning a validáciu neurónovej siete z dôvodu nízkej hustoty (bohatosti) budiaceho signálu, ktorá je veľmi dôležitá v experimentálnom modelovaní. Preto pre získanie vhodnejších dát pre identifikáciu nemodelovanej dynamiky boli použité PRBS (Pseudo-Random Binary Sequence) budiace signály znázornené na Obr. 8.7, pričom rôzne signály boli použité pre nominálny a 11-násobný moment zotrvačnosti.



Obr. 8.7 Budiace PRBS signály pre tréning a validáciu neurónovej siete

Budiace PRBS signály podľa Obr. 8.7 boli vstupom pre experimentálny aktuátor aj model, čím bolo možné získať dostatočne reprezentatívne súbory dát použiteľné v tréningovom procese neurónovej siete. Každá testovacia množina dát obsahovala 80 000 vzoriek (perióda vzorkovania bola nastavená na 0,003 s) a ďalších 5 000 vzoriek nezahrnutých do tejto množiny bolo použitých ako testovacie dáta pre validáciu. Počet neurónov bol 15 a maximálny počet iterácií bol obmedzený na 1 000. Je však potrebné poznamenať, že nie všetky tréningy sietí dostatočne skonvergovali v tomto počte iterácií (tréning bol považovaný za ukončený ak $\mu \geq 10^{10}$).

Výsledky tréningu neurónovej siete pre menovitý a 11-násobný moment zotrvačnosti sú uvedené v Tab. 8.2, kde:

MSE – stredná kvadratická chyba,
MSE_n – normalizovaná stredná kvadratická chyba,
VM – vylepšený model,
AM – analytický model,
$\mathbf{U_m}$ – vektor vstupných veličín pre neurónovú sieť,
φ_m – uhol ramena modelu,
ω_m – rýchlosť otáčania ramena modelu,
ε_m – uhlové zrýchlenie ramena modelu,
F_{1m} – sila pravého svalu pre model,
F_{2m} – sila ľavého svalu pre model,
P_{1m} – tlak v pravom svale pre model,
P_{2m} – tlak v ľavom svale pre model.

Tab. 8.2 Výsledky tréningu Elmanovej neurónovej siete pre $J = J_z$ a $J = 11 \cdot J_z$

Veličina	**MSE_n *trénovanie***	**MSE *testovanie* VM**	**MSE *testovanie* AM**	***Konvergencia***	**$\mathbf{U_m}$**
uhol ramena, $J = J_z$	0,00522	1,607	148,896	áno (444 it.)	$\varphi_m, \omega_m, \varepsilon_m$
sila ľavého svalu, $J = J_z$	0,00400	105,925	6960,1	nie	$F_{1m}, F_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
sila pravého svalu, $J = J_z$	0,00688	83,412	5278,5	áno (164 it.)	$F_{1m}, F_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
tlak v ľavom svale, $J = J_z$	0,00595	102,757	5401,6	áno (88 it.)	$P_{1m}, P_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
tlak v pravom svale, $J = J_z$	0,00600	113,651	6247,5	áno (66 it.)	$P_{1m}, P_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
uhol ramena, $J = 11 \cdot J_z$	0,00237	4,146	80,721	nie	$\varphi_m, \omega_m, \varepsilon_m$
sila ľavého svalu, $J = 11 \cdot J_z$	0,00644	220,236	8679,9	nie	$F_{1m}, F_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
sila pravého svalu, $J = 11 \cdot J_z$	0,00900	316,135	5857,7	nie	$F_{1m}, F_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m, \varphi_m$
tlak v ľavom svale, $J = 11 \cdot J_z$	0,00292	100,206	3862,9	áno (535 it.)	$P_{1m}, P_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$
tlak v pravom svale, $J = 11 \cdot J_z$	0,00391	123,295	7022,3	áno (449 it.)	$P_{1m}, P_{2m}, \omega_m, \varepsilon_m$

V Tab. 8.2 sú uvedené normalizované aj štandardné hodnoty kritéria MSE, pretože pre tréning použitá Bayesovská regularizácia vykazuje lepšie výsledky, ak dáta sú normalizované, zatiaľ čo v prípade testovania štandardné MSE kritérium umožňuje lepší odhad celkových chýb daných veličín v ich pracovnom rozsahu. Okrem výsledných chýb tabuľka zobrazuje tiež stav konvergencie všetkých tréningov neurónovej siete. Je možné vidieť, že v štyroch prípadoch tréning neurónovej siete nekonvergoval a pre dosiahnutie lepších výsledkov by bolo lepšie, ak by tréning ďalej pokračoval. Na druhej strane, maximálny počet iterácii (1 000) bol považovaný za dostatočný pre získanie výsledkov blízkych optimálnym, nakoľko sa dá predpokladať, že nekonvergované tréningy nebudú mať zásadný vplyv na výsledok MSE.

Počet a výber premenných vo vektore $\mathbf{U_m}$ vstupných veličín pre neurónovú sieť bol stanovený metódou pokus-omyl. Ako je možné vidieť v Tab. 8.2 tento vektor pozostáva z rovnakých vstupných premenných pre danú veličinu (napr. silu alebo tlak) s jednou výnimkou pre silu pravého svalu ($J = 11 \cdot J_z$), kedy bola doplnená ďalšia vstupná premenná a to uhlová výchylka ramena φ_m z dôvodu získania lepších výsledkov pre vylepšený model.

Jeden z najdôležitejších výsledkov opisovaného prístupu identifikácie je možné ilustrovať porovnaním výslednej MSE pre vylepšený model o nemodelovanú dynamiku a iba analytický model (tretí a štvrtý stĺpec Tab. 8.2). Tento dosiahnutý výsledok je graficky viditeľný aj na Obr. 8.8 a Obr. 8.9, na ktorých sú znázornené odozvy experimentálneho aktuátora, vylepšeného modelu a analytického modelu pre porovnávané veličiny v prípade menovitého ($J = J_z$) a 11-násobného momentu zotrvačnosti ($J = 11 \cdot J_z$),), a to opäť a) uhlová výchylka ramena φ_r [°], b) sila pravého svalu F_1 [N], c) sila ľavého svalu F_2 [N], d) tlaky v oboch svaloch $P_{1,2}$ [kPa]. Toto vyhodnotenie výsledkov identifikácie je ďalej doplnené o histogramy chýb na Obr. 8.10 získané pre testovaciu množinu dát (5 000 vzoriek) na vylepšenom modeli, kde v jednotlivých histogramoch sú zobrazené početnosti výskytu chýb pre veličiny:

I. uhol ramena ($J = J_z$),
II. sila ľavého svalu ($J = J_z$),
III. sila pravého svalu ($J = J_z$),
IV. tlak v ľavom svale ($J = J_z$),
V. tlak v pravom svale ($J = J_z$),
VI. uhol ramena ($J = 11 \cdot J_z$),
VII. sila ľavého svalu ($J = 11 \cdot J_z$),
VIII. sila pravého svalu ($J = 11 \cdot J_z$),
IX. tlak v ľavom svale ($J = 11 \cdot J_z$),
X. tlak v pravom svale ($J = 11 \cdot J_z$).

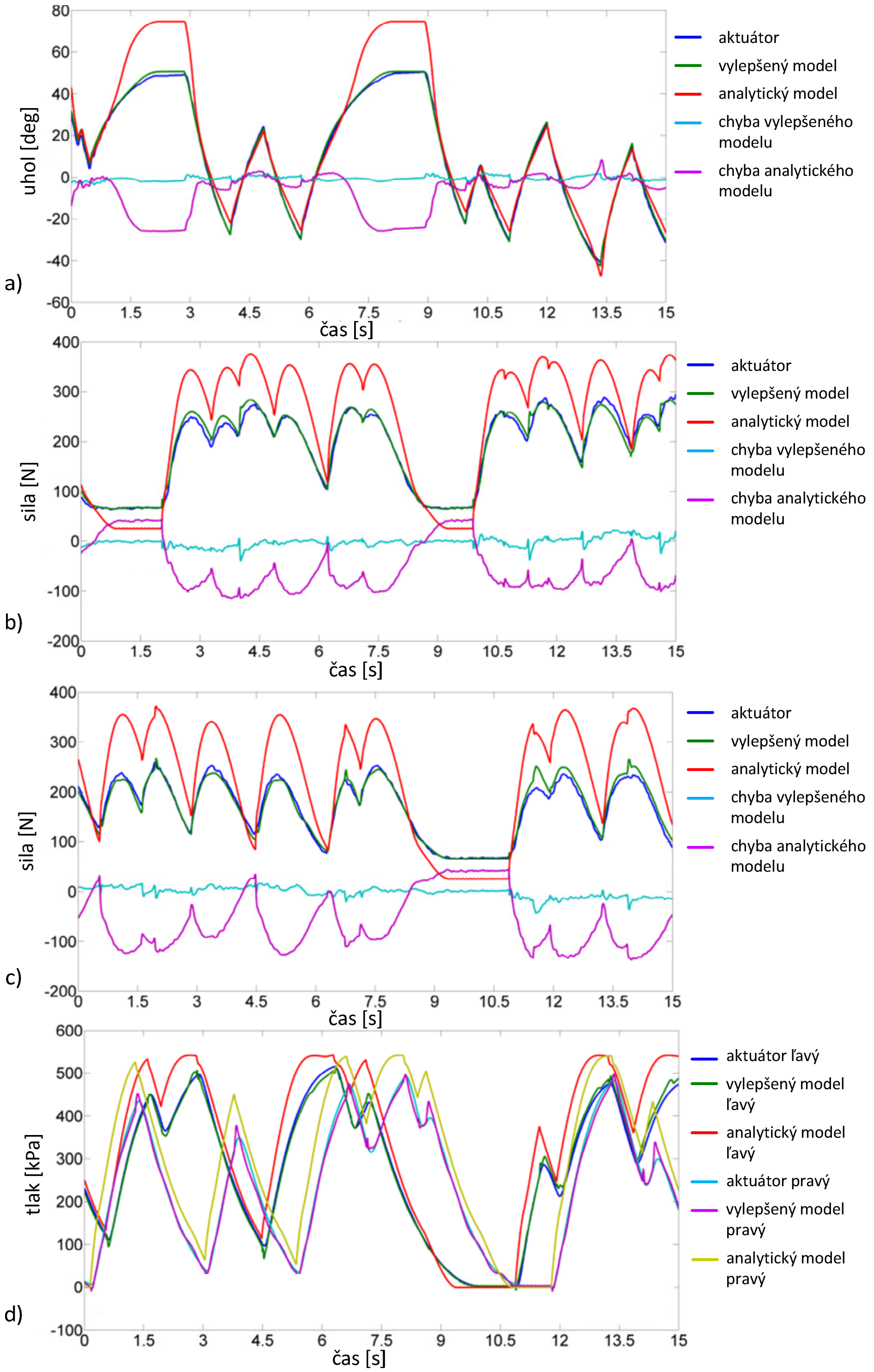
Z Obr. 8.8 ($J = J_z$) je zrejmé, že najväčšia chyba predikcie uhlovej výchylky ramena aktuátora analytickým modelom je pre ustálený stav. U vylepšeného modelu bola chyba tejto predikcia vyjadrená hodnotou MSE nižšia o 1,08 % voči pôvodnej hodnote iba analytického modelu. Z histogramu I. na Obr. 8.10 vyplýva, že vyššia početnosť (> 300) výskytu chýb je z intervalu od -2° do -0,5° a väčšina chýb má záporné znamienko, čo znamená, že model predpovedá jemne vyššie hodnoty v porovnaní s aktuátorom.

Predikcie priebehu síl v oboch svaloch sú porovnateľné, pričom zníženie chyby predikcie vyjadrenej hodnotou MSE použitím vylepšeného modelu je 1,52 % pre ľavý a 1,58 % pre pravý sval voči pôvodným hodnotám iba analytického modelu. Ako je vidieť z Obr. 8.8 analytický model zohľadňujú dynamiku síl svalov aktuátora, ale v niektorých prípadoch je rozdiel až 150 N voči experimentálnemu aktuátoru. Histogramy II. a III. ukazujú, že väčšina chýb má záporné znamienko, čo znamená, že vylepšený model taktiež predikuje vyššie hodnoty síl. Tento fakt môže byť spôsobený zložením trénovacích a testovacích dát a/alebo výsledkami trénovania neurónovej siete.

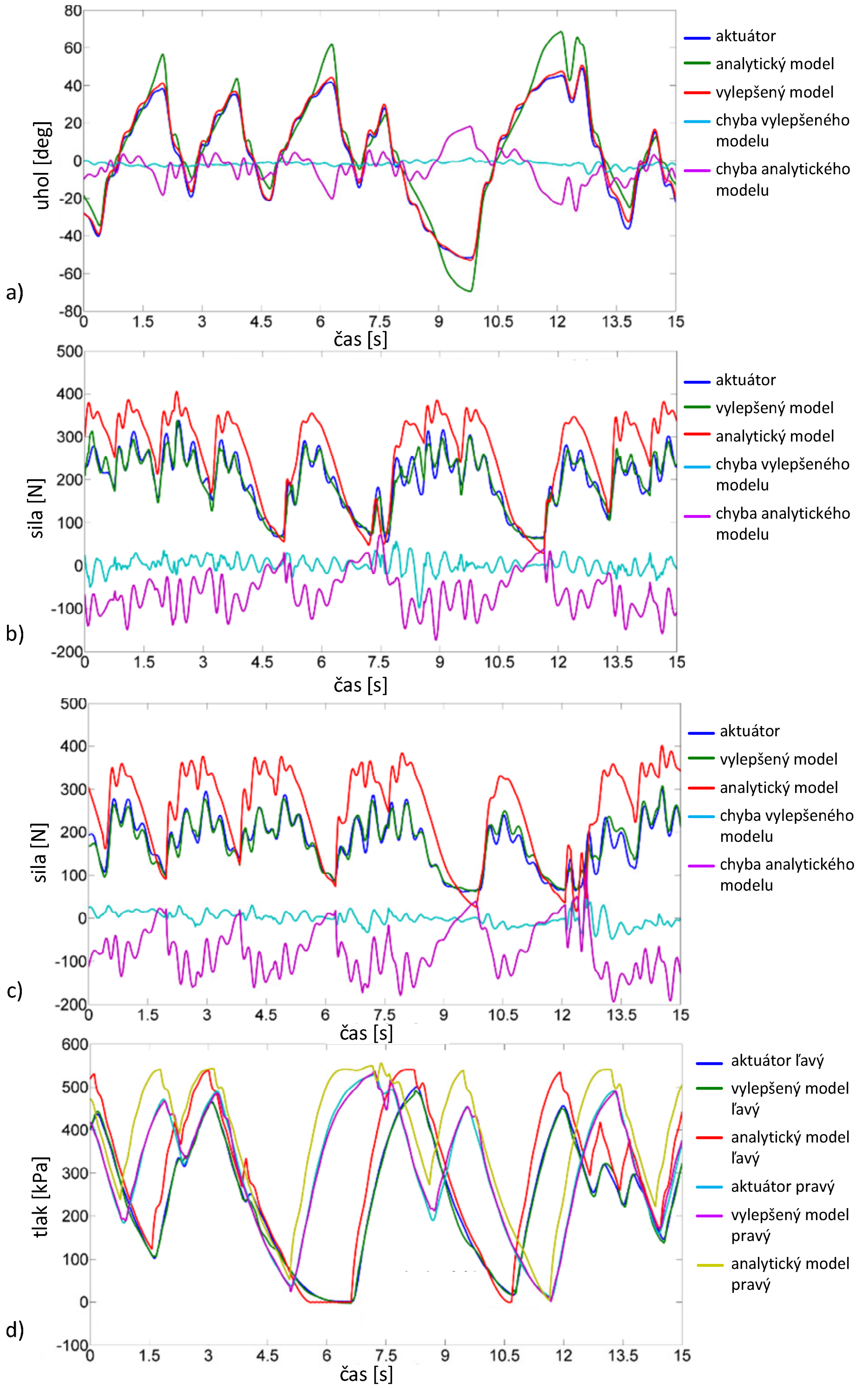
V prípade predikcie tlakov vo svaloch vylepšeným modelom bolo dosiahnuté zníženie chyby o 1,9 % (ľavý sval) a 1,82 % (pravý sval). Analytický model všeobecne predpovedá vyššie hodnoty tlakov v porovnaní s aktuátorom. Porovnaním príslušných histogramov (IV. a V.) možno dospieť k záveru, že väčšina chýb vylepšeného modelu sa vyskytuje v intervale -3 kPa až 12 kPa (ľavý sval) a -4,5 kPa až 14 kPa (pravý sval), čo je veľmi dobrý výsledok vzhľadom k pracovnému rozsahu hodnôt tejto veličiny.

Ako je uvedené v kapitole 4.4, zmena menovitého momentu zotrvačnosti ovplyvňuje dynamiku akčného člena, čo nebolo zohľadnené v pôvodnom analytickom Hill-ovom modeli a je to možné demonštrovať pomocou Obr. 8.9, kde sú porovnané priebehy odoziev experimentálneho aktuátora, vylepšeného modelu a analytického modelu pre 11-násobný moment zotrvačnosti ($J = 11 \cdot J_z$). V prípade predikcie uhlovej výchylky ramena aktuátora bola chyba vylepšeného modelu vyjadrená hodnotou MSE znížená na 5,47 % pôvodnej hodnoty analytického modelu. Je možné pozorovať, že analytický model nepopisuje dostatočne výrazné oscilácie v prechodových stavoch priebehov. Chyby vylepšeného modelu sú väčšinou v intervale od -2,5° do -0,5° podobne ako pre nominálny moment zotrvačnosti. Priebehy síl vo svaloch pre 11-násobný moment zotrvačnosti vykazujú najzložitejšie dynamické závislosti zo všetkých meraných odoziev. Tieto priebehy poukazujú na zložité väzby v dynamike svalov a dynamike aktuátora, ktoré vedú ku vzniku týchto zložitých dynamických závislosti. Aj v tomto komplikovanom prípade použitie neurónových sietí vo vylepšenom modeli znižuje hodnoty MSE pre sily vo svaloch o 2,54 % (ľavý sval) a 5,4 % (pravý sval). Histogramy chýb pre sily vo svaloch (VII. a VIII.) ukazujú, že väčšina chýb sa nachádza v rozsahu približne ±15 N od nulovej hodnoty okrem veľmi malého počtu väčších chýb pre silu v pravom svale. Chyby predikcie tlakov vo svaloch vylepšeným modelom boli znížené o 2,59 % pre ľavý sval a 1,76 % pre pravý sval voči analytickému modelu. Histogramy IX. a X. zobrazujú početnosť chýb predikcie tlakov vo svaloch, pričom väčšina z nich je v intervale -4,5 kPa až 10 kPa pre ľavý sval a -10 kPa až 15 kPa pre pravý sval.

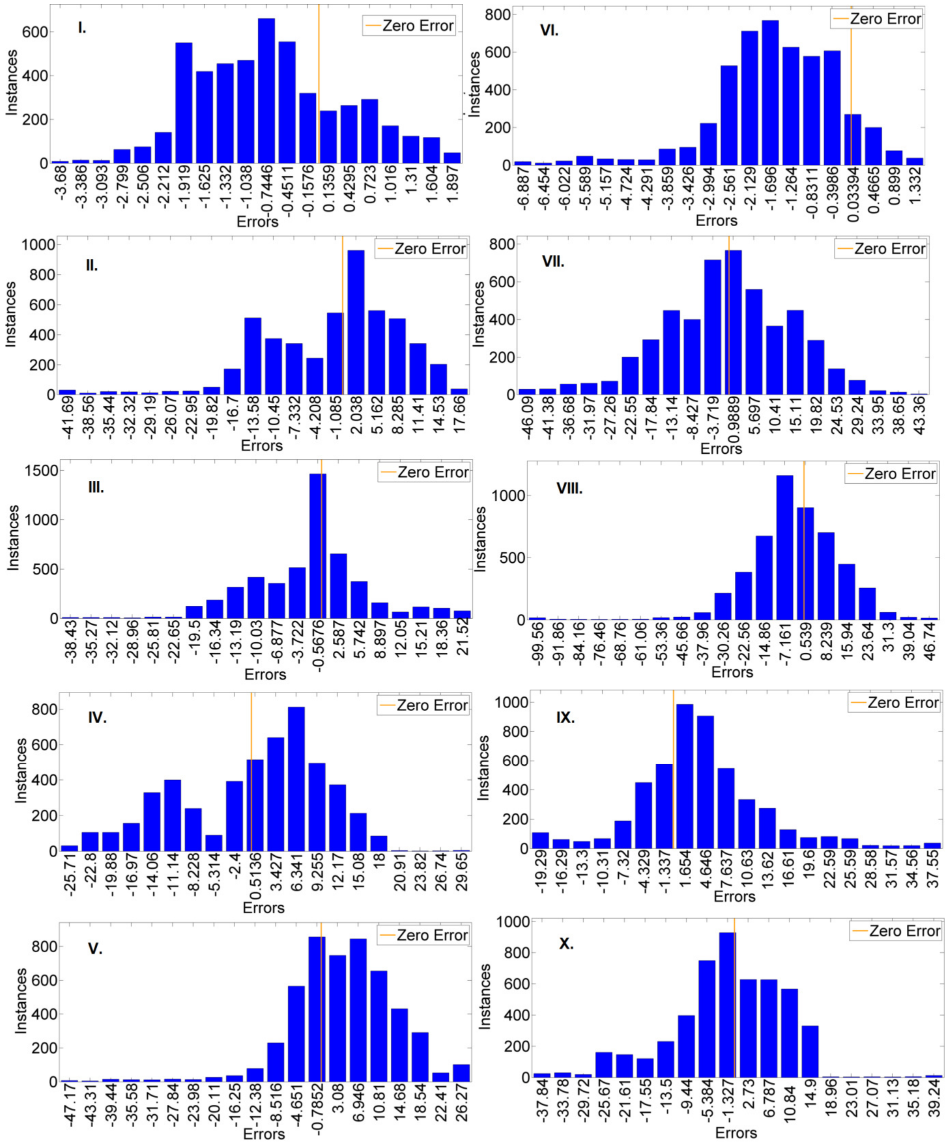
Dosiahnuté výsledky potvrdzujú, že použitie vylepšeného modelu s rekurentnou neurónovou sieťou je možné považovať za dobré riešenie pre zvýšenie presnosti pôvodného analytického modelu pri zachovaní jeho fyzikálnej interpretácie.



Obr. 8.8 Porovnanie odoziev experimentálneho aktuátora, vylepšeného modelu a analytického modelu pre nominálny momentom zotrvačnosti



Obr. 8.9 Porovnanie odoziev experimentálneho aktuátora, vylepšeného modelu a analytického modelu pre 11-násobný moment zotrvačnosti



Obr. 8.10 Histogramy chýb vylepšeného modelu pre testovaciu množinu dát (5 000 vzoriek) [33]

9 Návrh riadenia aktuátora

Funkcia súčasných antagonistických aktuátorov na báze pneumatických umelých svalov je často zabezpečovaná zvyšovaním tlaku vzduchu v jednom svale a súčasným znižovaním tlaku v druhom (antagonistickom) svale. Obidva umelé svaly sú v takom prípade aktívne a vyžadujú súčasné riadenie veľkosti plniaceho tlaku vzduchu do jednotlivých svalov. Je to náročné na riadenie, nakoľko v každom časovom okamžiku je nutné dodržať podmienku rovnosti medzi prírastkom tlaku (objemu) v jednom umelom svale a úbytku tlaku (objemu) v druhom umelom svale. V opačnom prípade dochádza k nerovnomernosti pohybu ramena aktuátora („trhanie“) a kolísaniu hodnoty tuhosti aktuátora.

Pre zjednodušenie riadenia bola navrhnutá a rozpracovaná koncepcia riadenia aktuátora s odlišným účinkovaním pneumatických umelých svalov. Jeden z umelých svalov v príslušnej polovici dráhy ramena aktuátora plní úlohu pasívnej nelineárnej pneumatickej pružiny a nepotrebuje žiaden riadiaci zásah. Riadený je iba k nemu antagonistický komplementárny (aktívny) umelý sval, ktorého pohyb je riadený a poloha nastavovaná reguláciou tlaku vzduchu. V druhej polovici dráhy ramena je funkcia aktuátora rovnaká, medzi funkciami umelých svalov dochádza k zámene.

9.1 Východiska pre návrh riadenia aktuátora

Kontrakcia pneumatických umelých svalov bude vzhľadom na ich princíp a konštrukciu ovládaná prostredníctvom dvojpolohových dvojcestných elektromagnetických ventilov. Stlačený vzduch bude do umelého svalu dodávaný ventilom vo forme tlakových impulzov, pričom podobným spôsobom sa bude vykonávať aj jeho vyprázdňovanie. Pri navrhovaní riadenia polohy (kontrakcie) umelého svalu (resp. pootočenia ramena aktuátora) je preto potrebné uvažovať s nasledujúcimi skutočnosťami [9], [59]:

- Pneumatický umelý sval, resp. aktuátor obsahujúci umelé svaly, je sústavou nelineárnou, obsahujúcou pásmo necitlivosti, s nelineárnou statickou charakteristikou typu nasýtenia.
- Dynamické vlastnosti pneumatického umelého svalu majú charakter porovnateľný s lineárnym kmitavým členom. Tlmenie, časová konštanta a zosilnenie sú závislé od materiálových vlastnosti, rozmerov a záťaže umelého svalu.
- Objem umelého svalu je nastavovaný tlakovými impulzmi z ovládacích elektromagnetických ventilov. Ich charakteristiky sú taktiež nelinearity reléového typu. Ovládacie vstupné signály ventilov sú dvojhodnotové, meniace sa formou nespojitých skokov.
- Akčná veličina systému, ktorú predstavuje tlak alebo objem stlačeného vzduchu, má hmotný charakter a pohybuje sa v prívodnom potrubí

konkrétnou rýchlosťou. Takýto signál je do umelého svalu prenášaný s určitým dopravným oneskorením.

Uvedené skutočnosti je nutné rešpektovať pri návrhu riadenia takejto sústavy. Konečnou požiadavkou na funkciu takéhoto pneumatického servosystému je plynulé a proporcionálne nastavovanie polohy aktuátora (výstupného člena) v súlade so spojite sa meniacou vstupnou riadiacou veličinou, pričom niektoré veličiny medzi jednotlivými členmi servosystému budú mať nespojitý alebo impulzný charakter.

Pri návrhu regulačnej štruktúry riadenia polohy antagonistického aktuátora na báze pneumatických umelých svalov bola na základe analýzy doterajších riešení a skúsenosti s prevádzkou servosystémov stanovená nasledujúca koncepcia [9]:

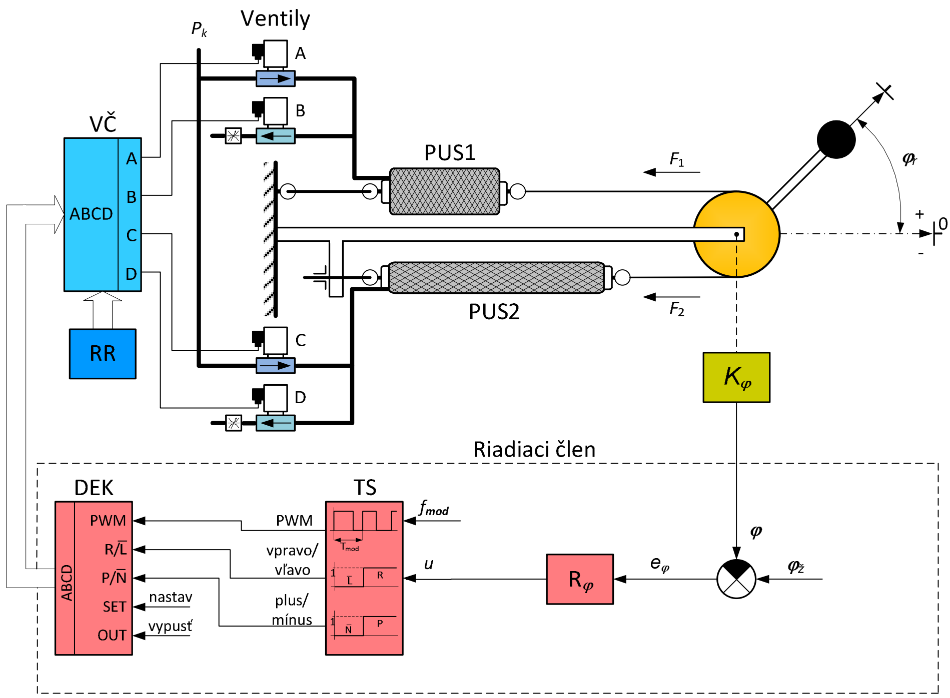
1. Hlavnou (a niekedy jedinou) riadenou veličinou bude poloha (pootočenie ramena aktuátora).
2. Tuhosť polohy ramena v každej pozícii (pootočení) má byť maximálne dosiahnuteľná a samo nastaviteľná pri daných podmienkach (polohe).
3. Zabezpečenie predchádzajúcej podmienky predpokladá použitie čo najvyššieho (maximálneho) tlaku vzduchu povoleného pre daný typ pneumatického umelého svalu.
4. Po naplnení obidvoch svalov bude rameno aktuátora v tzv. referenčnom resp. nulovom bode. V tomto bode bude tuhosť aktuátora najvyššia a obojstranne symetrická. Pohyb ramena v kladnom alebo v zápornom smere od tohto bodu sa bude uskutočňovať vyprázdňovaním príslušného svalu. Tuhosť aktuátora bude klesať v súlade s charakteristikami pneumatických umelých svalov. Bude však vyššia alebo rovná tuhosti ako pri riadení aktuátora súčasnou zmenou tlaku v oboch svaloch
5. Pri činnosti aktuátora podľa predchádzajúceho bodu bude vždy jeden umelý sval (pasívny) naplnený na maximálny tlak a bude plniť voči (aktívnemu) vyprázdňovanému umelému svalu funkciu nelineárnej vratnej pružiny.
6. Výsledná tuhosť aktuátora nebude konštantná. V smere namáhania pasívneho umelého svalu (pneumatickej nelineárnej pružiny) bude vyššia. Tak isto bude rôzna pri rôznych polohách. Týmito vlastnosťami sa zhoduje so súčasným riešením. Jej hodnoty však budú pre každý stav (polohu) maximálne, samočinne sa nastavujúce, bez nutnosti uplatnenia špeciálnej regulačnej slučky tuhosti.
7. Riadiace veličiny budú na vstupe regulátora spojité, na jeho výstupe musia mať formu nespojitých impulzných signálov vstupujúcich do ovládacích cievok elektromagnetických ventilov. Riadiaci člen preto musí obsahovať tvarovacie obvody meniace spojitý signál na dvojpolohový a logický dekodér ventilových výstupov. Jeho výkonová spínacia časť spolu s elektromagnetickými ventilmi tvoria akčný člen regulátora.

8. Regulátor v základnom zapojení, t.j. s jednou polohovou slučkou, musí mať preto vlastnosti trojstavového (reléového) člena s nastaviteľným pásmom necitlivosti.
9. V záujme dosiahnutia optimálnych dynamických vlastnosti, invariantnosti, robustnosti, potlačenia vplyvu dopravných oneskorení a pod. môže regulátor obsahovať obvody regulačnej slučky rýchlosti, zrýchlenia, korekčných filtrov a pod.

Uvedený návrh koncepcie riadenia rešpektuje požiadavky na predpokladanú oblasť použitia aktuátora na pohon manipulačných zariadení pre aplikácie vo výrobných technológiách a sústreďuje sa na zabezpečenie jednoduchého, ale účinného riadenia tohto servomechanizmu.

9.2 Principiálna schéma riadenia aktuátora

Principiálna schéma riadenia aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení spĺňajúca požiadavky uvedené v predchádzajúcom je na Obr. 9.1 [59].



Obr. 9.1 Principiálna schéma riadenia aktuátora

Význam jednotlivých označení na Obr. 9.1:

Aktuátor:	PUS1, PUS2	– pneumatické umelé svaly,
	F_1, F_2	– ťahové sily umelých svalov,
	φ_r	– uhol natočenia ramena aktuátora,

	P_k	– tlak stlačeného vzduchu z kompresora,
	A, C	– napúšťacie ventily,
	B, D	– vypúšťacie ventily.
Snímač polohy:	K_φ	– zosilnenie snímača polohy.
Riadiaci člen:	R_φ	– regulátor polohy ramena aktuátora,
	TS	– tvarovač signálu,
	DEK	– dekodér,
	$\varphi_ž$	– žiadaná poloha ramena aktuátora,
	φ_s	– skutočná poloha ramena aktuátora zo snímača polohy,
	e_φ	– regulačná odchýlka polohy ramena aktuátora,
	s	– Laplaceov operátor,
	u	– výstup regulátora,
	f_{mod}	– modulačná frekvencia,
	PWM	– šírkovo modulovaný signál,
	$R/\overline{L}$	– smer otáčania ramena aktuátora,
	$P/\overline{N}$	– polarita polohy ramena aktuátora,
	SET	– nastavenie počiatočnej polohy ramena aktuátora,
	OUT	– uvoľnenie mechanizmu aktuátora,
	ABCD	– riadiace signály ventilov.

Výkonový člen – VČ.

Ručné riadenie – RR.

Informácia o skutočnej polohe ramena aktuátora (φ_s) zo snímača polohy je privádzaná do riadiaceho člena, kde sa porovnáva so signálom, ktorý nesie informáciu o žiadanej polohe ($\varphi_ž$). Následne zistená regulačná odchýlka polohy (e_φ) je privádzaná do regulátora, ktorý vykoná riadiaci zásah. Na reguláciu polohy je možné použiť proporcionálny (P) alebo proporcionálno-derivačný (PD) regulátor. V riadiacom člene môže byť zakomponovaná aj podriadená regulačná slučka rýchlosti otáčania ramena aktuátora, pričom rýchlosť otáčania je odvodená z polohy jej deriváciou. Tvarovač signálu (TS) mení výstupný signál z regulátora (u) na dvojhodnotový šírkovo modulovaný signál (PWM), pričom na základe polarity signálu z regulátora je generovaná požiadavka na otáčanie aktuátora vpravo alebo vľavo ($R/\overline{L}$). Signál +/- ($P/\overline{N}$) určuje polaritu polohy ramena aktuátora voči referenčnej polohe (oblasť v ktorej sa nachádza rameno aktuátora). Dekodér (DEK) rozhoduje o tom, ktorý ventil aktuátora bude v činnosti. Signálom „Nastav“ (SET) sa rameno aktuátora nastavuje do počiatočnej polohy (PUS1 a PUS2 sú naplnené na plnú hodnotu napájacieho tlaku vzduch). Signálom „Vypusť“ (OUT) sa svaly odpájajú od prívodu stlačeného vzduchu a mechanizmus aktuátora sa uvoľňuje vypustením vzduchu z umelých svalov. Riadiace signály ventilov (ABCD) sa privádzajú do výkonového člena (VČ), ktorý obsahuje tranzistorové výkonové spínače pre ovládanie ventilov. Pohyb aktuátora je možné riadiť aj ručne (RR).

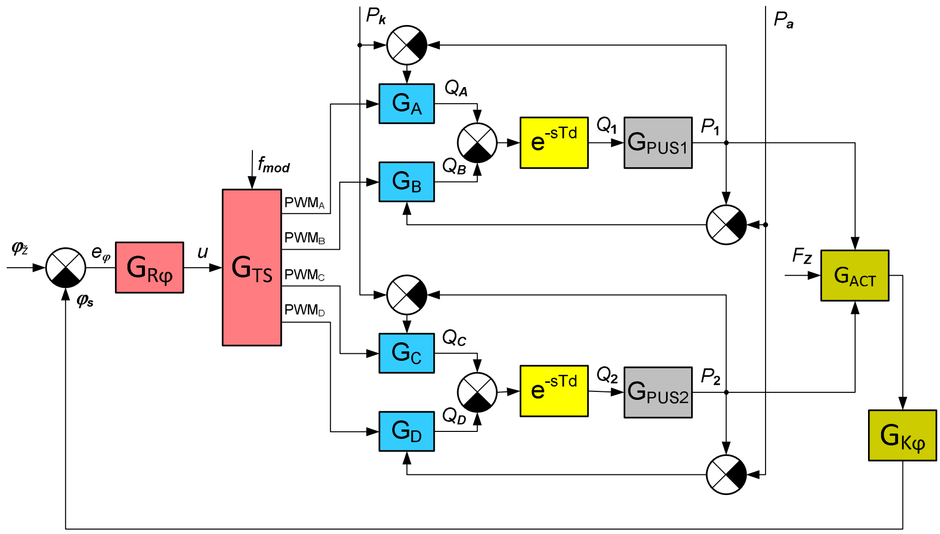
9.3 Algoritmus riadenia aktuátora

Algoritmus riadenia vychádza z autormi navrhnutej novej koncepcie riadenia a je daný princípom činnosti aktuátora. Pri rovnakých plniacich tlakoch v obidvoch svaloch nastáva rovnosť ťahových síl. Aktuátor sa ustáli v počiatočnej polohe „0“. V tomto bode je tuhosť aktuátora za predpokladu maximálneho tlaku vzduchu vo svaloch najvyššia a obojstranne symetrická. Pohyb ramena v kladnom alebo zápornom smere od tohto bodu sa uskutočňuje vyprázdňovaním iba jedného príslušného umelého svalu. Pri nerovnakých plniacich tlakoch vzduchu sa rameno aktuátora ustáli v polohe (φ) zodpovedajúcej rovnosti ťahových síl obidvoch svalov. Jeden z umelých svalov v príslušnej polovici dráhy ramena aktuátora plní úlohu pasívnej nelineárnej pneumatickej pružiny a nepotrebuje žiaden riadiaci zásah (napr. PUS1 pri polohe ramena v oblasti „+“). Riadený je iba k nemu antagonistický komplementárny (aktívny) umelý sval (napr. PUS2 pri polohe ramena v oblasti „+“), ktorého poloha je nastavovaná reguláciou tlaku vzduchu cez príslušné ventily (C - zvyšovanie tlaku, D - znižovanie tlaku), ktoré sú ovládané impulzmi so šírkovou moduláciou (PWM). Plniaci tlak sa v tomto prípade v svale PUS1 nemení, mení sa iba jeho dĺžka v súlade s meniacou sa ťahovou silou umelého svalu PUS2. V druhej polovici dráhy ramena (v oblasti „-“) je funkcia aktuátora rovnaká, medzi funkciami svalov dochádza k zámene.

Úlohou riadiaceho člena aktuátora je zabezpečenie žiadanej polohy aktuátora (prestavenie ramena aktuátora na žiadanú polohu a udržiavanie tejto polohy eliminovaním účinku porúch). Túto úlohu zabezpečí riadiaci člen generovaním impulzov pre otváranie ventilov napúšťania a vypúšťania vzduchu zo svalov na základe regulačnej odchýlky medzi žiadanou a skutočnou polohou ramena aktuátora. Z tohto dôvodu musí riadiaci člen zabezpečiť aj konverziu výstupu regulátora na šírkovo modulované signály. Ďalšou požiadavkou na riadiaci člen je možnosť zmeny riadiaceho algoritmu počas experimentov s aktuátorom.

Riadiaci člen môže byť realizovaný na báze mikropočítača alebo na báze PC a I/O karty. Výhodou riadenia na báze PC je ľahšia tvorba riadiaceho algoritmu s možnosťou využitia napr. Real Time Toolbox-u Matlab Simulink-u a flexibilita umožňujúca možnosť zmien v čase experimentovania. Výhodou riadenia na báze mikropočítača je možnosť väčšej rýchlosti uzatvárania regulačnej slučky, vyžaduje to však väčšiu prácnosť tvorby algoritmu riadenia v nižšom programovacom jazyku.

Z principiálnej schémy riadenia aktuátora (Obr. 9.1) a blokovej schémy aktuátora (Obr. 6.1) bola navrhnutá bloková schéma riadenia aktuátora (Obr. 9.2) [64].



Obr. 9.2 Bloková schéma riadenia aktuátora

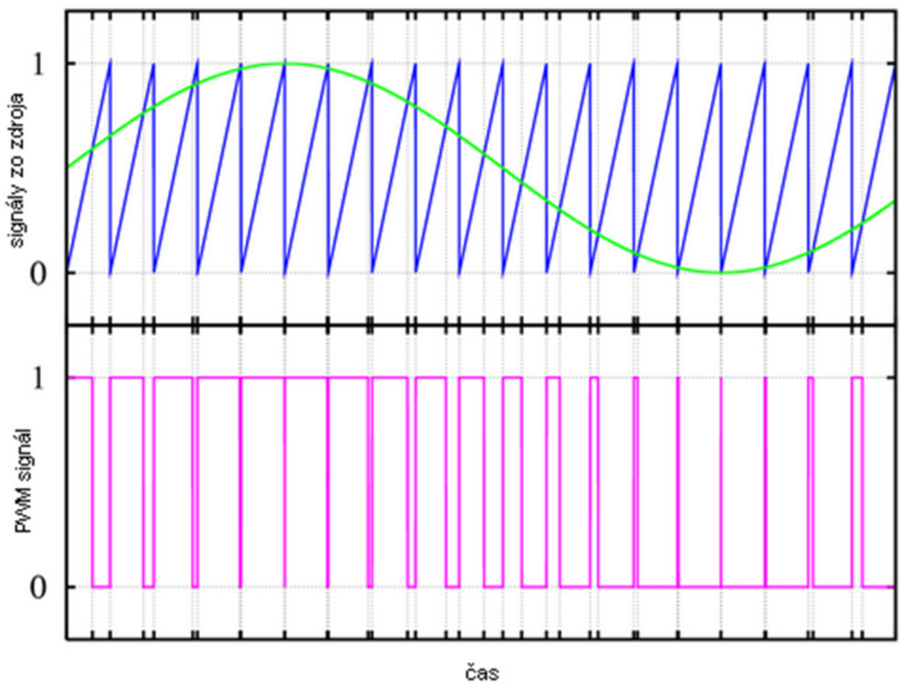
Význam jednotlivých veličín a prenosov v blokovej schéme riadenia aktuátora na Obr. 9.2 (pričom index 1 platí pre prvý umelý sval – PUS1, index 2 pre druhý umelý sval – PUS2):

$\varphi_ž$ – žiadaná poloha ramena aktuátora,
φ_s – skutočná poloha ramena aktuátora zo snímača polohy,
e_φ – regulačná odchýlka polohy ramena aktuátora,
u – akčná veličina z regulátora polohy,
f_{mod} – modulačná frekvencia,
T_d – dopravné oneskorenie v prívodnom potrubí ku svalu,
P_k – tlak napájacieho stlačeného vzduchu,
P_a – tlak okolitého vzduchu,
P_1, P_2 – tlak vzduchu vo svaloch,
F_Z – záťaž aktuátora,
PWM_A, PWM_B, PWM_C, PWM_D – šírkovo modulovaný signál pre ovládanie elektromagnetických ventilov,
Q_A, Q_B, Q_C, Q_D – prietok vzduchu cez elektromagnetické ventily,
Q_1, Q_2 – prietok vzduchu do svalov,
$G_{R\varphi}$ – prenos regulátora polohy,
G_{TS} – prenos tvarovača signálu,
G_A, G_B, G_C, G_D – prenosy elektromagnetických ventilov,
G_{PUS1}, G_{PUS2} – prenosy svalov,
G_{ACT} – prenos aktuátora,
$G_{K\varphi}$ – prenos snímača polohy vrátane prevodníka.

Bloková schéma riadenia aktuátora bola využitá ako východisko pre návrh rozličných prístupov riadenia polohových systémov na báze pneumatických umelých svalov. V týchto prístupoch sa kombinovali metódy z pomerne nových a moderných oblastí, ako sú fuzzy riadenie a neurónové siete aj s klasickými, ako sú PID regulátory. Využitie týchto metód pri riadení silne nelineárnych systémov akými sú aktuátory na báze pneumatických umelých svalov umožnilo dosiahnuť zaujímavé výsledky popísané v ďalších kapitolách.

9.4 Riadenie pomocou šírkovo modulovaných impulzov (PWM)

V súlade s navrhovanou koncepciou nízkonákladového systému boli pre napúšťanie a vypúšťanie pneumatických umelých svalov aktuátora využité jednoduché uzatváracie elektromagnetické ventily ovládané šírkovo modulovaným číslicovým signálom. Modulácia pomocou šírkovo modulovaných impulzov využíva pre prenos informácie o modulačnom signále zmenu činiteľa plnenia (pomer šírky impulzu k perióde) série impulzov. Najbežnejšie využívaným typom PWM je modulácia pomocou nosnej frekvencie [29]. K formovaniu šírkovo modulovaných impulzov sa potom využije komparátor, ktorý porovnáva amplitúdy modulovaného a modulačného signálu. Princíp je zobrazený na Obr. 9.3.



Obr. 9.3 Princíp PWM (modulácia šírky impulzov)

Modrou farbou na Obr. 9.3 je vyznačený modulovaný signál, ktorý je vytváraný generátorom píly a zelenou farbou modulačný signál v podobe sínusového signálu. Komparátor vytvára signál logickej jednotky, ak je úroveň modulačného signálu vyššia ako modulovaného. Informácia o amplitúde modulačného signálu je obsiahnutá v činiteli plnenia (alebo tiež strieda) D_C (z angl. Duty Cycle), ktorý je definovaný ako:

$$D_C = \frac{t_i}{T_f}, \tag{9.1}$$

kde: t_i – šírka impulzu,
T_f – perióda funkcie.

Z Obr. 9.3 a Obr. 9.4 vyplýva, že pre strednú hodnotu priebehu platí:

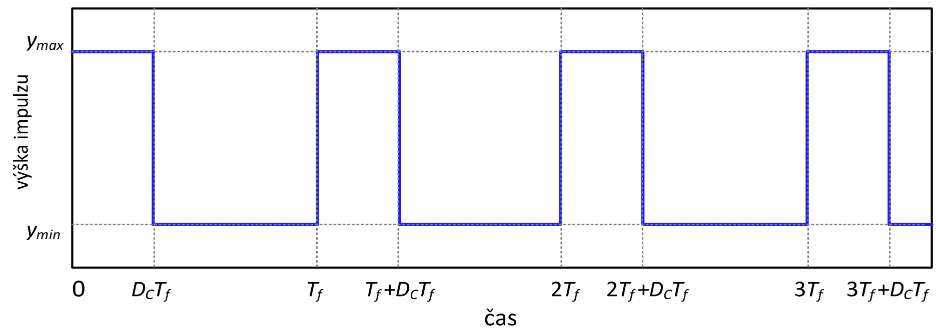
$$\bar{y} = \frac{1}{T_f}\int_0^{T_f} f(t)dt\ . \tag{9.2}$$

Keďže v intervale $0 < t < D_C \cdot T_f$ je výška impulzu rovná y_{max} a v intervale $D_C \cdot T_f < t < T_f$ rovná y_{min}, možno písať:

$$\bar{y} = \frac{1}{T_f}\int_0^{D_C \cdot T_f} y_{\max} dt + \frac{1}{T_f}\int_{D_C \cdot T_f}^{T_f} y_{\min} dt = \frac{D_C \cdot T_f \cdot y_{\max} + T_f(1-D_C)y_{\min}}{T_f}, \tag{9.3}$$

$$\bar{y} = y_{\max} D_C + (1-D_C)y_{\min}\ . \tag{9.4}$$

Vzťah (9.4) je možné obvykle zjednodušiť, ak uvážime, že často $y_{min} = 0$. Zo vzťahu vyplýva závislosť strednej hodnoty signálu na činiteli plnenia. V prípade PWM je D_C závislý od modulačného signálu. V našom prípade bol modulačným signálom signál z výstupu proporcionálneho regulátora úmerný regulačnej odchýlke, ktorý predstavoval v schéme na Obr. 9.1 signál u. Signál +/- (P/$\overline{\text{N}}$) určoval, na ktorý pár ventilov je potrebné PWM signál priviesť.



Obr. 9.4 K odvodeniu strednej hodnoty PWM signálu

9.5 Tvarovanie signálu regulátora kompenzačným členom

Použitie pneumatických umelých svalov v polohovom servosytéme experimentálneho aktuátora v dôsledku ich značne nelineárnych charakteristík vyžaduje uplatnenie metód, ktoré by takýto systém stabilizovali a skvalitnili jeho riadenie. Medzi tieto metódy patrí napr. aplikácia dodatočných členov regulačného obvodu [5], [6].

Jednou z možností je použitie kompenzačného (staticko-dynamického) člena, ktorý v prípade regulačného obvodu polohy s aktuátorom na báze pneumatických umelých svalov môže byť zámerne implementovanou nelinearitou s dynamickou časťou eliminujúcou nevhodné dynamické charakteristiky riadenej sústavy (aktuátora s variabilnou záťažou). Statická charakteristika tohto člena má v ideálnom prípade kompenzovať nelinearitu aktuátora, ich vzájomným pôsobením by mala byť celková statická charakteristika otvoreného regulačného obvodu (približne) lineárna. Pri praktickej realizácii zariadenia je nutné uvedené požiadavky zmierniť, t.j. postačujúce je, ak celková statická charakteristika otvoreného regulačného obvodu je približne lineárna a to v rozsahu predpokladaných pracovných hodnôt vstupu.

Prenos signálu výstupu z lineárnej časti regulátora do kompenzačného člena a jeho vytvarovanie v tomto člene má vplyv na tvar priebehu akčnej veličiny. Výsledkom toho je tvar a priebeh prechodových charakteristík, ktoré sa svojimi priebehmi približujú k priebehom lineárnych sústav. Potreba kompenzačného člena regulátora v sústave s veľmi výraznou nelinearitou na výstupe potvrdzuje princíp adekvátnosti, vyplývajúci z Ashbyho požiadavky na zachovanie variety systému. Nelineárna riadená sústava vyžaduje nelineárnu riadiacu sústavu v záujme linearizácie celého systému riadenia a tým aj zabezpečenia homogénnych vlastností systému (globalizácia stability, parametrická invariantnosť a pod.).

Aktuátor s pneumatickými umelými svalmi sa z hľadiska dynamiky prejavuje pri malých zmenách vstupnej veličiny ako kmitavý člen s nízkym tlmením (Obr. 5.14). Jeho prechodová charakteristika má tlmený kmitavý prechodový dej. Selektívne potlačenie frekvencie kmitov tejto prechodovej zložky je možné zaradením do akčného člena takého obvodu, ktorý by kmitavú zložku utlmil. Tento stabilizačný člen (rejekčný člen) tvorí dynamickú časť kompenzačného člena. Jeho vlastnosti majú stabilizujúce účinky na celú sústavu. Výhodou metódy je nutnosť zásahov do systému iba v časti elektrickej alebo v softvéri bez zásahov a úprav mechanickej časti.

Pri konštantných pracovných podmienkach a relatívne malých zmenách vstupných veličín môžeme pohony na báze pneumatického umelého svalu pokladať v prvom priblížení za lineárne kmitavé členy s rôznymi časovými konštantami, zosilnením a tlmením. Dynamické vlastnosti takejto regulovanej sústavy možno potom vo všeobecnosti vyjadriť prenosom [3]:

$$F_m(s) = \frac{W_m(s)}{U_m(s)} = \frac{K_m}{T_m^2 s^2 + 2aT_m s + 1}, \tag{9.5}$$

kde: $W_m(s)$ – výstupná veličina regulovanej sústavy,
$U_m(s)$ – vstupná veličina sústavy,
K_m – zosilnenie sústavy,
T_m – časová konštanta sústavy,

a – pomerné tlmenie sústavy,
s – Laplaceov operátor.

V prípade pneumatického umelého svalu je pomerné tlmenie sústavy a malé, čo sa prejavuje hlavne pri veľkých zaťažovacích silách a vyšších plniacich tlakoch. Tento jav má vplyv na obmedzenie použiteľného zosilnenia otvorenej slučky v polohových systémoch [8], čo bolo kvalitatívne overené výpočtom regulovanej sústavy, ktorá je reprezentovaná elektropneumatickým ventilom a pneumatickým umelým svalom. Parametre uvedenej sústavy sú nasledovné: $K_m = 0{,}1\ \mathrm{m}\cdot\mathrm{V}^{-1}$, $T_m = 0{,}01$ s, $a = 0{,}03$.

Existencia rezonančného prevýšenia frekvenčných charakteristík málo tlmených kmitavých sústav vedie ku snahe eliminovať alebo aspoň čiastočne kompenzovať jeho vplyv. Možno to uskutočniť predradením takého člena, ktorého frekvenčná charakteristika má v oblasti rezonančného kmitočtu opačný priebeh a nezhoršuje mieru stability systému [8]. Spojitý rejekčný člen zapojený na výstupe ústredného člena regulátora a na vstupe akčného člena (elektropneumatického ventila) pripojeného k pneumatickému umelému svalu má priebeh frekvenčných charakteristík splňujúcich uvedené podmienky (Obr. 9.5 a, b), čo vyplýva z jeho obrazového prenosu:

$$F_r(\mathrm{s}) = K_r \frac{T_r^2 \mathrm{s}^2 + 2T_r D_D \mathrm{s} + 1}{T_r^2 \mathrm{s}^2 + 2T_r \mathrm{s} + 1}(1+D), \tag{9.6}$$

pričom

$$D_D = \frac{D}{1+D}, \tag{9.7}$$

kde: K_r – zosilnenie rejekčného člena,
T_r – časová konštanta rejekčného člena, reciproká k rezonančnému kmitočtu f_r.

Pri kmitočte f_r dosahuje zosilnenie tohto člena minimum dané hodnotou D:

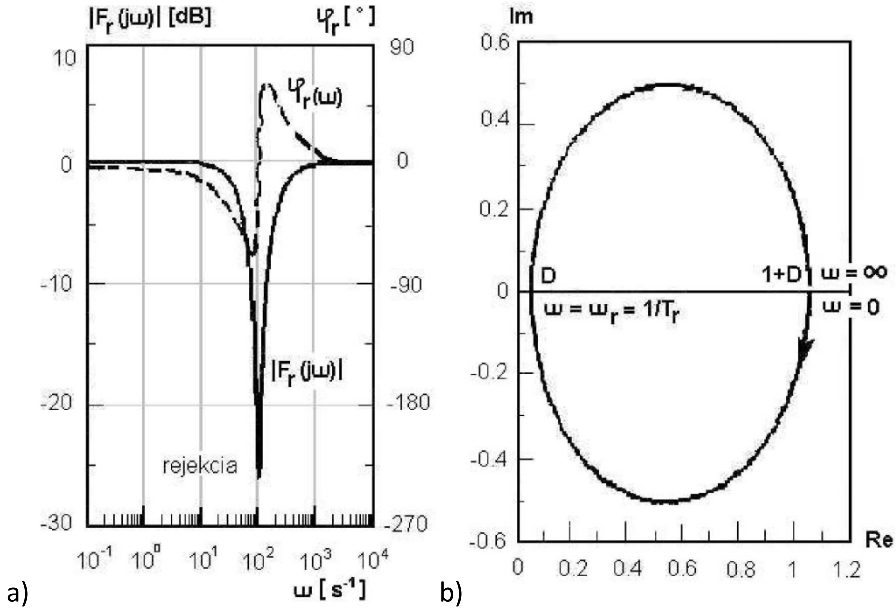
$$D = \inf\left|F_r\left(j\omega\right)\right|, \tag{9.8}$$

kde: $k > D \geq 0$ – ľubovoľné kladné reálne číslo.

Minimálna hodnota zosilnenia $|F_r(j\omega)| = D$ bude dosiahnutá pri frekvencii:

$$f_r = \frac{1}{T_r}. \tag{9.9}$$

Veľkosť D určuje hĺbku rejekcie, najhlbšia je *pri* $D = 0$. V tomto prípade priebeh fázovej charakteristiky spojitého rejekčného člena pre f_r sa strmo mení z hodnoty -90° na hodnotu 90°. Dosiahnutie nulovej hodnoty D je žiaduce a teoreticky možné. Pri realizácii rejekčného člena pomocou operačných zosilňovačov však bolo zistené, že prakticky využiteľná hĺbka rejekcie dosahuje hodnoty cca -20 až -40 dB pri zosilnení $K_r = 1$.



Obr. 9.5 Frekvenčné charakteristiky spojitého rejekčného člena pre zosilnenie K_r=1: a) Bodeove charakteristiky, b) Nyquistova charakteristika [5]

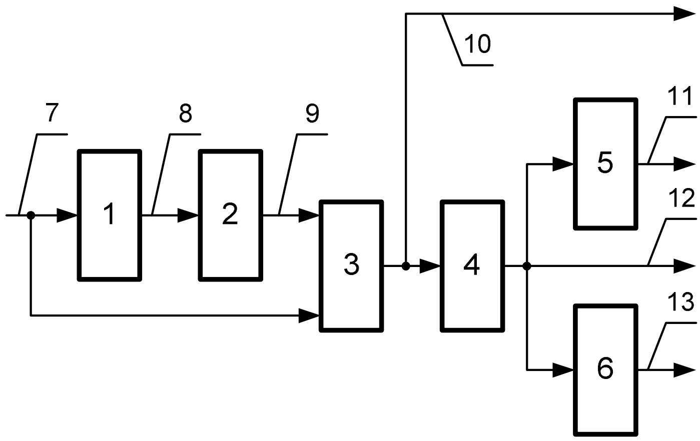
Technická realizácia spojitého rejekčného člena je možná v softvérovej forme, keď funkciu regulátora vykonáva mikropočítač. V hardvérovej forme je realizovateľný pomocou spomenutých operačných zosilňovačov a zapája sa na analógový vstup elektromechanického ventila (akčného člena). V obidvoch prípadoch sú náklady na takéto zariadenie minimálne.

9.6 Rejekčný (člen) filter spojitých signálov

Rejekčný filter spojitých signálov pozostáva z rejekčného člena, ktorého amplitúdová frekvenčná charakteristika má konštantný priebeh zosilnenia, pričom pri určitej, ľubovoľne nastavenej frekvencii, zosilnenie strmo klesá na nulovú hodnotu a pri ďalšom vzraste frekvencia prudko vystupuje na pôvodnú hodnotu zosilnenia (rejekcia zosilnenia). Rejekčný člen pozostáva z fázových členov, ktoré sú zapojené do série a ich výstup je sčítaný so vstupným signálom. Fázový člen má konštantné zosilnenie a premenlivý fázový posun (0° pri nulovej frekvencii, 180° pri nekonečnej frekvencii). Pripojením zotrvačného člena alebo sériovo zapojených dvoch zotrvačných členov k výstupu rejekčného člena dosahujeme vznik pásma útlmu v rozsahu od rejekčnej frekvencie smerom ku vyšším frekvenciám. To umožňuje odstránenie, resp. útlm stochastickej zložky z analógového signálu. Rejekčný filter spojitých signálov neohrozuje stabilitu obvodu do ktorého je včlenený, nakoľko jeho zosilnenie pri frekvenciách s fázovým posunom -180° má nulovú hodnotu.

Rejekčný filter spojitých signálov má nastavenú rejekčnú frekvenciu na hodnotu zodpovedajúcu dolnej hranici frekvenčného pásma stochastickej zložky spojitého signálu. Zotrvačné členy rejekčného filtra zabezpečujú útlm všetkých signálov s frekvenciou vyššou ako je rejekčná frekvencia filtra. V dôsledku toho pri prechode signálu obsahujúceho deterministickú a stochastickú zložku cez rejekčný filter dochádza k eliminácii, resp. potlačeniu stochastickej zložky tak, že na výstupe z filtra je signál obsahujúci deterministickú zložku.

Rejekčný filter spojitých signálov môže byť napr. časťou obvodu pre snímanie uhlového zrýchlenia a tvoriť súčasť spätnoväzbového regulačného obvodu uhlovej rýchlosti. V tomto prípade zodpovedá vstupnému signálu rejekčného filtra napätie z tachodynama (proporcionálne uhlovej rýchlosti) a jeho výstupný signál môže byť derivovaný, alebo diferencovaný. Tým rejekčný filter spojitých signálov tvorí časť regulačnej slučky uhlového zrýchlenia, čo má veľký vplyv na kvalitu regulácie a stabilitu takéhoto obvodu. Obr. 9.6 znázorňuje principiálne blokové usporiadanie funkčných častí rejekčného filtra.

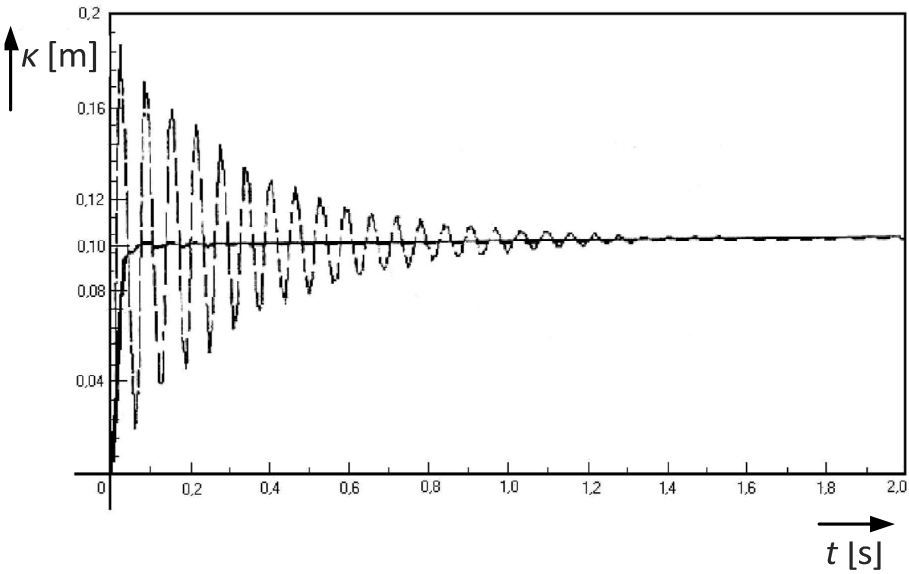


Obr. 9.6 Blokové zapojenie rejekčného filtra

Význam jednotlivých blokov a signálov na Obr. 9.6:

1 - fázový člen,
2 - fázový člen,
3 - súčtový člen,
4 - zotrvačný člen,
5 - zotrvačný člen,
6 - zotrvačno-derivačný člen,
7 - vstup rejekčného filtra,
8 - spoj medzi fázovými členmi,
9 - spoj medzi fázovým a súčtovým členom,
10 - výstup rejekčného filtra,
11 - výstup rejekčného filtra spojitého signálu s tlmením,
12 - výstup rejekčného filtra spojitého signálu,
13 - výstup derivovanej deterministickej zložky vstupného signálu.

Rejekčný filter spojitých signálov podľa Obr. 9.6 má na vstupe analógový signál 7 obsahujúci žiaducu deterministickú zložku a aj nežiaducu stochastickú zložku. Jeho základom je rejekčný člen (bloky 1, 2, 3), ktorý pozostáva z dvoch rovnakých fázových členov 1 a 2, ktoré sú zapojené do série a ich výstup je sčítaný so vstupným signálom. Pripojením zotrvačného člena 4 alebo sériovo zapojených dvoch zotrvačných členov 4 a 11 k výstupu rejekčného člena 10 sa dosiahne vznik pásma útlmu, čo umožňuje odstránenie, resp. útlm stochastickej zložky zo vstupného analógového signálu 7. Výstup 12 je výstup rejekčného filtra spojitého signálu, výstup 11 je výstup rejekčného filtra spojitého signálu s tlmením. Pripojením derivačno-zotrvačného člena 6 k výstupu 12 dosiahneme na jeho výstupe 13 signál zodpovedajúci derivovanej deterministickej zložke vstupného signálu 7.



Obr. 9.7 Prechodová charakteristika kmitavej sústavy bez zapojeného (čiarkovane) a so zapojeným rejekčným členom (plná čiara) [5]

Zapojením rejekčného člena na vstup nedostatočne tlmenej sústavy možno pri vhodne nastavenej časovej konštante tohto člena (rejekčnej frekvencii) dosiahnuť potlačenie alebo úplnú elimináciu nežiaducich kmitov. V prípade sústavy tvorenej elektropneumatickým ventilom a pneumatickým umelým svalom uvedenej v kapitole 9.5 je to rejekčný člen s časovou konštantou 0,01 s, pričom priaznivé účinky pôsobenia rejekčného spojitého filtra na vlastnosti sústavy s nízkym tlmením sú pozorovateľné z priebehov prechodových charakteristík na Obr. 9.7, kde čiarkovanou čiarou je znázornený priebeh prechodovej charakteristiky pôvodnej nekorigovanej sústavy podľa rovnice (9.5) a plnou čiarou je znázornený priebeh prechodovej charakteristiky tej istej sústavy so zapojeným spojitým rejekčným členom so zosilnením $K_r = 1$. Porovnaním priebehov je možné konštatovať, že zapojenie rejekčného člena má výrazný a pozitívny vplyv na priebeh výstupnej veličiny (kontrakcie κ).

Existencia rezonančného prevýšenia frekvenčných charakteristík málo tlmených kmitavých sústav vedie ku snahe eliminovať, alebo aspoň čiastočne kompenzovať jeho vplyv. Takéto kmitavé sústavy sa vyskytujú pri aplikáciách pneumatických umelých svalov McKibbenovho typu a iných podobných pneumatických prvkov. Zapojením spojitého rejekčného člena na vstup takejto sústavy možno pri vhodne nastavenej časovej konštante člena dosiahnuť potlačenie alebo úplnú elimináciu takýchto kmitov. Tým sa dosiahne aj zlepšenie priebehov prechodových charakteristík takejto sústavy potlačením veľkosti a počtu preregulovaní takýchto charakteristík. Aplikácia uvedeného člena je vhodná pri stabilizácii sústav kmitavého charakteru. Je vhodná aj na stabilizáciu sústav s malým tlmením, ktoré sú niekedy takmer na hranici stability.

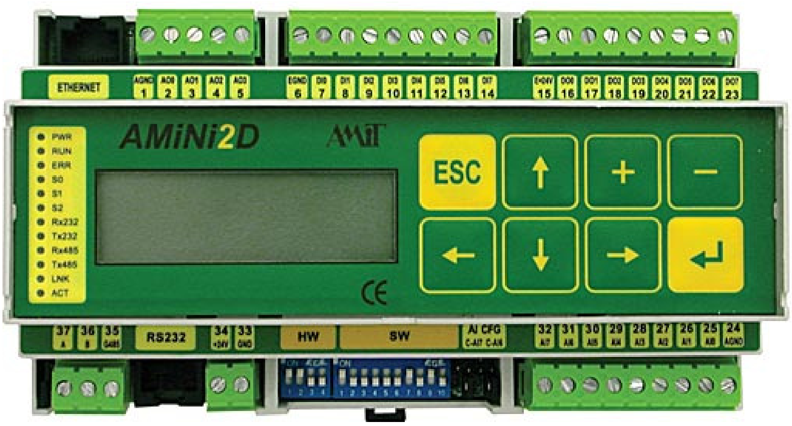
10 Realizácia riadenia aktuátora

Na riadenie antagonistického aktuátora s pneumatickými umelými svalmi bol najprv použitý klasický prístup využitím lineárnych PID regulátorov a vylepšených algoritmov na báze týchto regulátorov. Použitie metód klasického riadenia kladie dôraz na čo najľahšiu integráciu so servosystémami využívanými v priemyselnej praxi, kde klasické riadenie ostáva dominantným.

10.1 Klasické riadenie použitím mikropočítača

Prvé testy riadenia boli vykonané na experimentálnom aktuátore s elektromagnetickými ventilmi firmy Regada a s potenciometrickým snímačom polohy (Obr. 5.1 vľavo). Ako regulátor bol použitý lineárny P regulátor polohy. Tento bol overený použitím voľne programovateľného priemyselného mikropočítačového riadiaceho systému AMiNi2D firmy Amit (Obr. 10.1) s týmito základnými vlastnosťami [91]:

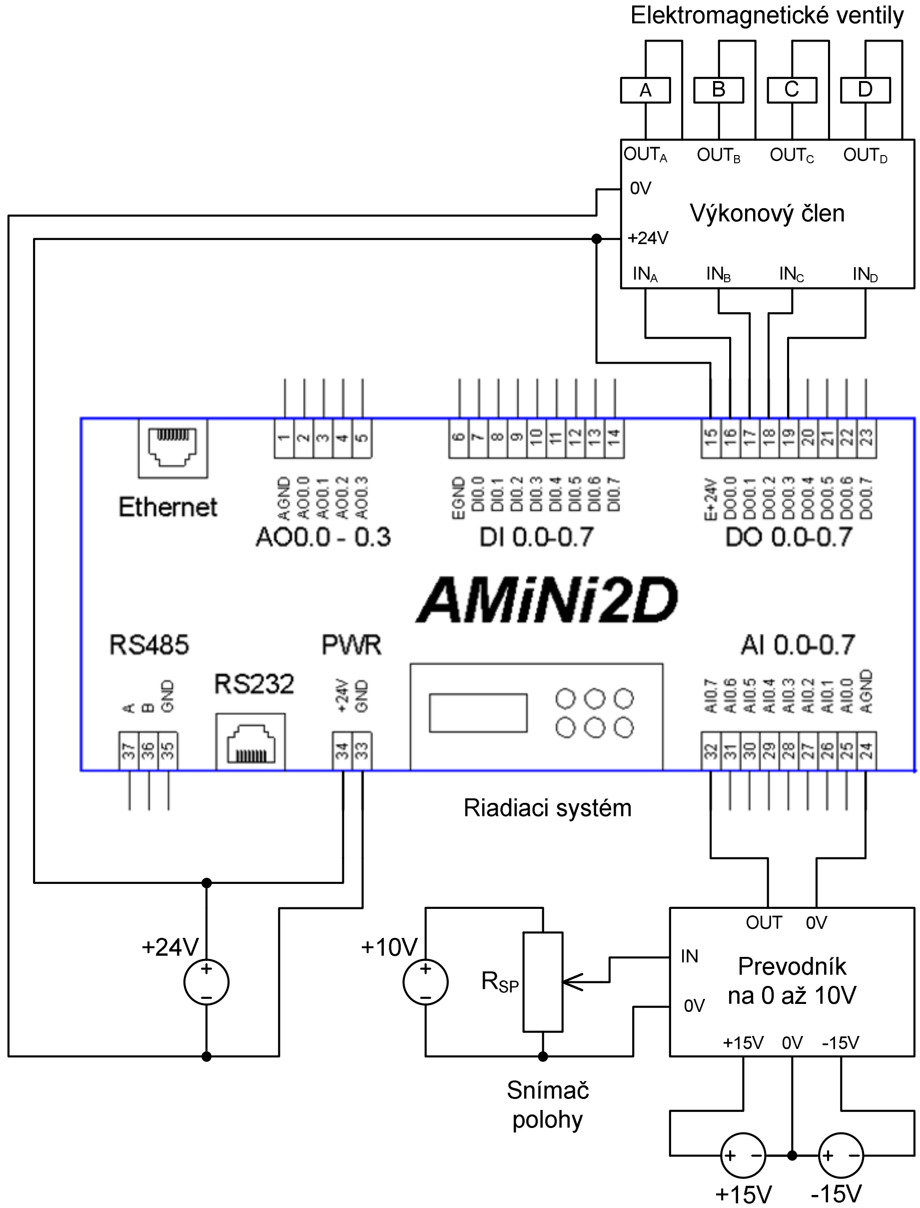
- 8× digitálny výstup 24 V/0,3 A DC,
- 8× digitálny vstup 24 V AC/DC,
- 8× analógový vstup (6× Ni1000, 2× 0 až 10 V/0 až 5 V/0 až 20 mA/Ni1000),
- 4× analógový výstup 0 až 10 V,
- RS232 – RJ45 podľa EIA-561,
- RS485 s galvanickým oddelením,
- Ethernet 10Mbps, LAN radič RTL8019AS,
- montáž na DIN lištu 35 mm,
- 16- bitový procesor C167, 1024 KB zálohovaná RAM, 512 KB FLASH, RTC, EEPROM,
- LCD displej 4 × 20 znakov, klávesnica osem tlačidiel,
- programovanie a ladenie v prostredí PSP3/SCADET.



Obr. 10.1 Mikropočítačový riadiaci systém AMiNi2D firmy Amit

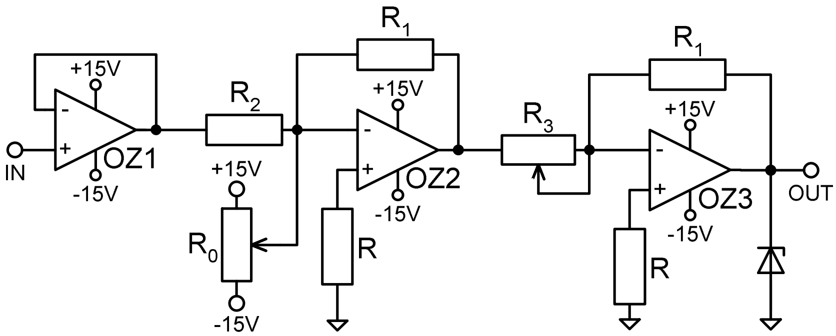
10.1.1 Elektrická schéma zapojenia aktuátora riadeného mikropočítačom

Na Obr. 10.2 je elektrická schéma zapojenia riadiacich a ovládacích prvkov aktuátora [59].



Obr. 10.2 Elektrická schéma zapojenia riadiacich a ovládacích prvkov aktuátora

Potenciometrický odporový snímač polohy je napojený na analógový vstup riadiaceho systému cez prevodník. Tento navrhnutý a zrealizovaný prevodník (Obr. 10.3) prispôsobuje výstupné napätie zo snímača polohy zodpovedajúce uhlu natočenia ramena aktuátora na napätie 0 až 10 V vhodné pre vstup riadiaceho systému.



Obr. 10.3 Elektrická schéma prevodníka pre snímač polohy

Vstupný operačný zosilňovač OZ1 v zapojení ako napäťový sledovač slúži na zabezpečenie vysokého vstupného odporu prevodníka pre výstupný signál zo snímača polohy. Operačný zosilňovač OZ2 v zapojení ako invertujúci zosilňovač slúži na nastavenie nuly (trimrom R_0) pre výstupný signál. Výstupný operačný zosilňovač OZ3 v zapojení ako invertujúci zosilňovač slúži na zosilnenie (nastavenie zosilnenia trimrom R_3) výstupného signálu z prevodníka na rozsah 0 až 10 V.

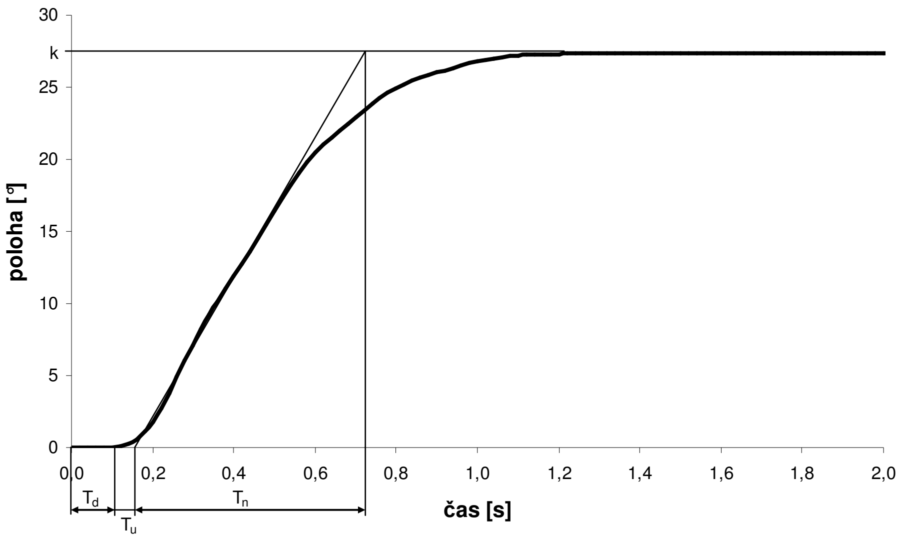
10.1.2 Určenie zosilnenia regulátora polohy

Na určovanie optimálnej štruktúry a konštánt regulátorov existujú rôzne výpočtové, experimentálne a empirické metódy [11], [77]. Jednou z metód je aj metóda Ziegler - Nichols. Túto metódu je možné použiť na určenie konštánt regulátora buď z prechodovej charakteristiky regulovanej sústavy alebo z uzavretého regulačného obvodu [78]. V našom prípade určíme zosilnenie regulátora z prechodovej charakteristiky sústavy, ktorá bola nameraná ako odozva na skok žiadanej polohy a zaznamenaná v riadiacom systéme AMiNi2D použitom pre overovanie riadenia aktuátora. Nameraná prechodová charakteristika aktuátora, aj s grafickým určením jej parametrov, je na Obr. 10.4. Z charakteristiky boli odčítané tieto parametre:

- dopravné oneskorenie: $T_d = 0{,}1$ s,
- doba prieťahu: $T_u = 0{,}04$ s,
- doba nábehu: $T_n = 0{,}56$ s,
- zosilnenie: $k = 27{,}5$.

Pre reguláciu polohy aktuátora bude použitý proporcionálny P regulátor, ktorý vo všeobecnosti je vhodný pre polohové regulačné slučky. Pre teoretickú hodnotu zosilnenia K_P proporcionálneho regulátora potom podľa metódy Ziegler - Nichols platí [78]:

$$K_P = \frac{1}{k} \cdot \frac{T_n}{T_u} = \frac{1}{27{,}5} \cdot \frac{0{,}56}{0{,}04} = 0{,}51 \,. \qquad (10.1)$$



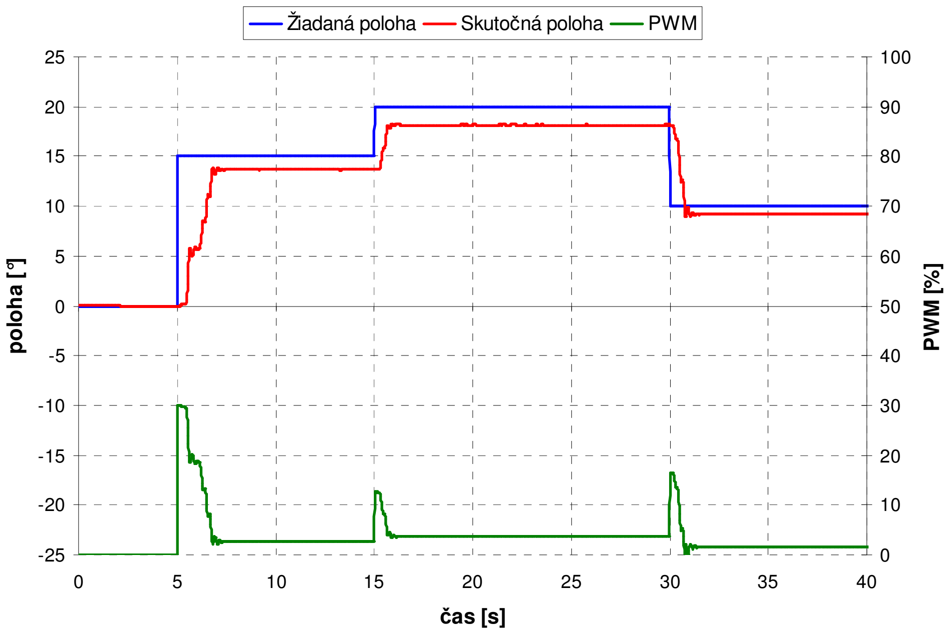
Obr. 10.4 Prechodová charakteristika aktuátora

10.1.3 Namerané výsledky riadenia aktuátora mikropočítačom

V prvej fáze overovania navrhnutého princípu riadenia aktuátora boli vykonané merania iba pre kladné polohy ramena aktuátora. Ako východiskové bolo proporcionálne zosilnenie P regulátora nastavené na hodnotu $K_P = 0{,}5$ stanovenú metódou Ziegler - Nichols. Perióda signálu PWM bola nastavená na hodnotu 0,25 s na základe výsledkov vykonaných testov maximálnej frekvencie spínania použitých elektromagnetických ventilov. Merania boli vykonávané so záťažou aktuátora realizovanou závažím o hmotnosti 3 kg.

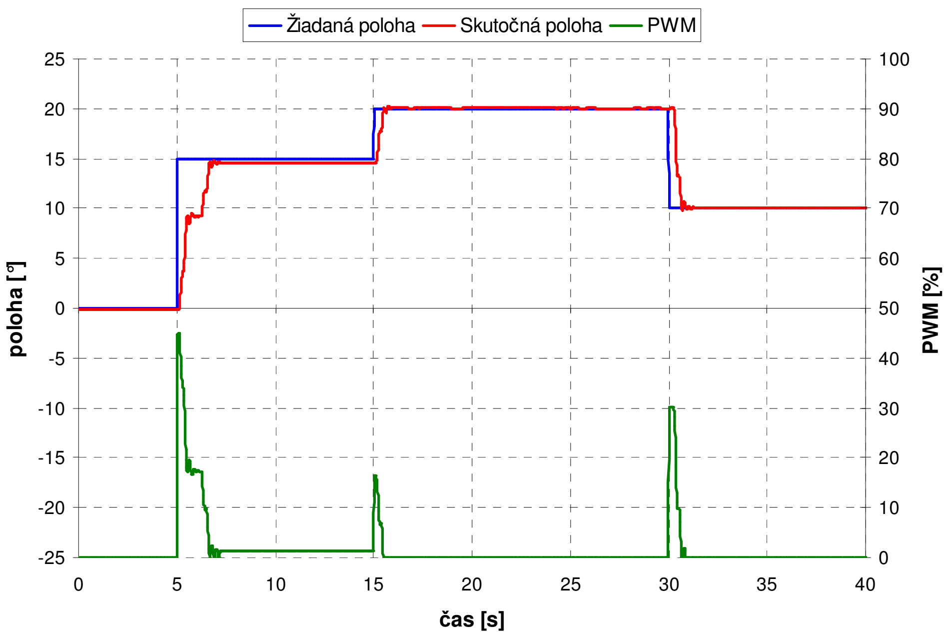
Na Obr. 10.5 sú namerané priebehy žiadanej a skutočnej polohy ramena aktuátora a percenta PWM signálu. Pre žiadanú a skutočnú polohu platí ľavá os, pre percento PWM pravá os grafu. Pre PWM hodnota 0 % znamená, že príslušný ventil počas doby periódy PWM signálu nie je vôbec otvorený, hodnota 100% znamená, že príslušný ventil je otvorený počas celej doby periódy PWM signálu a napr. hodnota 50 % znamená, že príslušný ventil je polovicu doby periódy PWM signálu otvorený a polovicu zatvorený.

V čase 5 s bola naprogramovaná skokovitá zmena žiadanej polohy z 0° na +15°, v čase 15 s na +20° a v čase 30 s na +10°. Z priebehov je zrejmé, že východiskové zosilnenie $K_P = 0{,}5$ je nedostatočné, pretože regulačný obvod pracuje s veľkou trvalou regulačnou odchýlkou a regulačný pochod je pomalý. Nízka je aj hodnota percenta PWM signálu, ktorá je v špičke maximálne cca 30 %. Veľká trvalá regulačná odchýlka je aj v dôsledku toho, že pod určitú hodnotu percenta PWM signálu sa už nemení skutočná poloha (hoci regulátor sa snaží vykonať akčný zásah). Je to spôsobené tým, že impulzy PWM signálu sú už tak krátke, že pomalšie elektromagnetické ventily nie sú schopné na ne zareagovať.



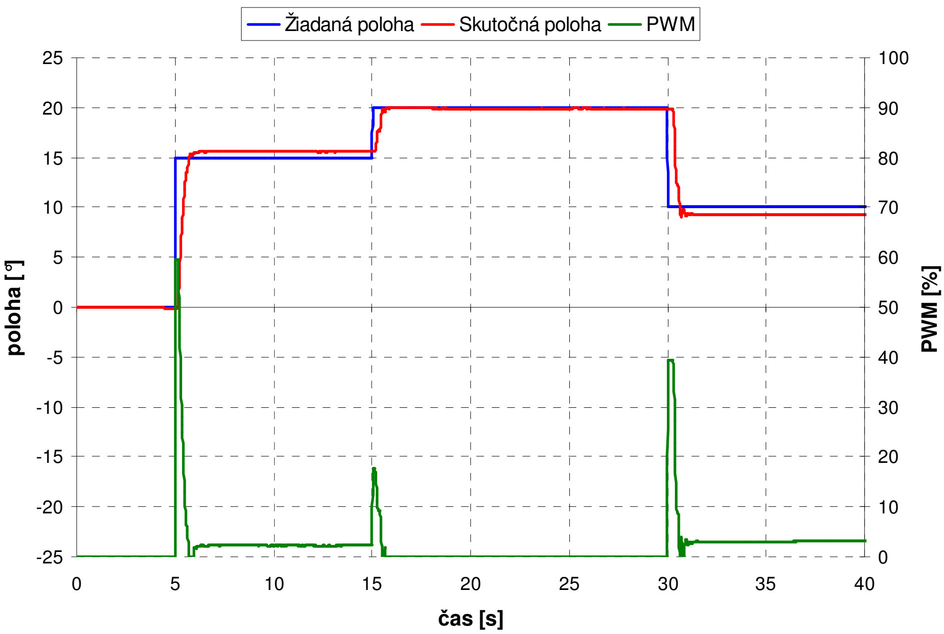
Obr. 10.5 Namerané priebehy pre $K_P = 0{,}5$

Lepšie výsledky boli dosiahnuté so zosilnením $K_P = 0{,}75$ (Obr. 10.6). Pre menšie skoky žiadanej polohy (z +15° na +20° a z +20° na +10°) došlo k vyregulovaniu polohy v dostatočne krátkom čase a aj s malou resp. nulovou trvalou regulačnou odchýlkou. Pre počiatočný väčší skok žiadanej polohy z 0° na +15° bol však regulačný pochod ešte pomalý.

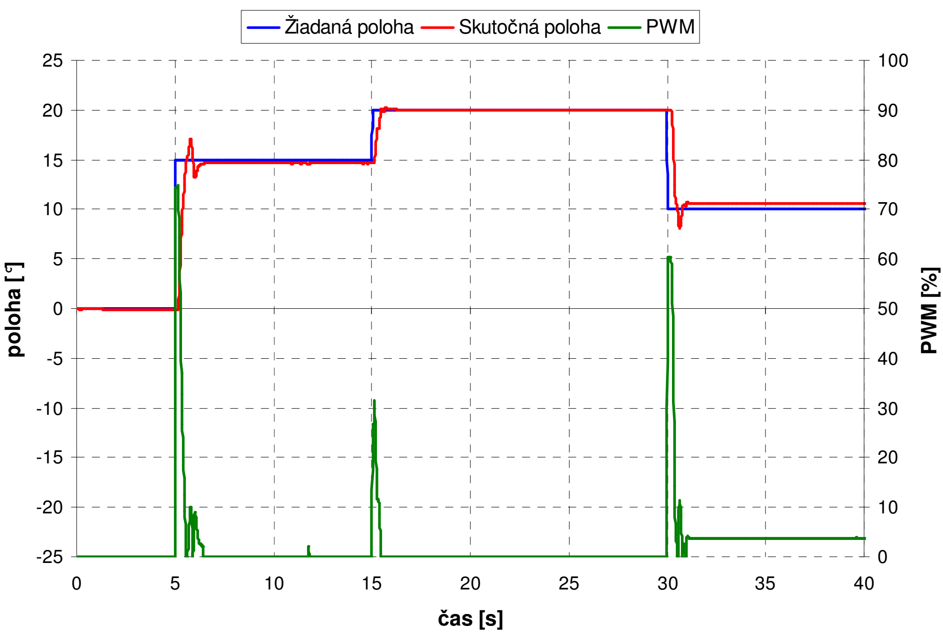


Obr. 10.6 Namerané priebehy pre $K_P = 0{,}75$

Najlepšie výsledky v rýchlosti regulačného pochodu, boli dosiahnuté so zosilnením $K_P = 1$ (Obr. 10.7). Pri tomto zosilnení sa však už prejavovala tendencia k preregulovaniu žiadanej polohy.

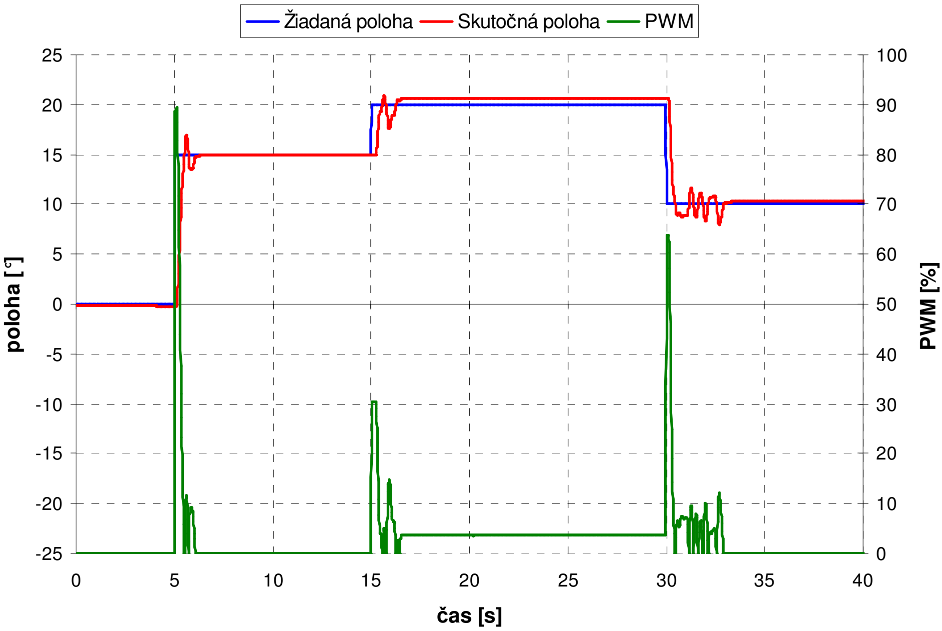


Obr. 10.7 Namerané priebehy pre $K_P = 1$

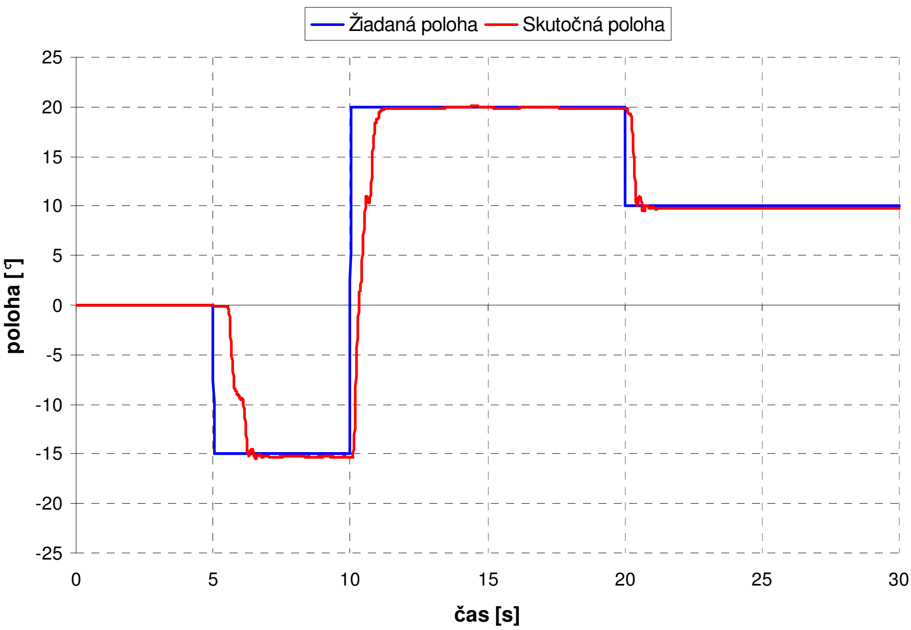


Obr. 10.8 Namerané priebehy pre $K_P = 1{,}25$

Vykonané boli experimentálne merania aj s väčšími hodnotami zosilnenia. Pri týchto zosilneniach však už regulačný pochod mal v niektorých prípadoch kmitavý priebeh s preregulovaním (napr. pre K_P = 1,25 na Obr. 10.8 a K_P = 1,5 na Obr. 10.9), čo pre reguláciu polohy nie je vhodné.



Obr. 10.9 Namerané priebehy pre K_P = 1,5



Obr. 10.10 Namerané priebehy pri zmene polarity žiadanej polohy

Navrhnutý princíp riadenia aktuátora bol overený aj pri zmene polarity žiadanej polohy, pričom pre prechod nulou sa v algoritme použil princíp, že sa súčasne otvorili oba napúšťacie (plniace) elektromagnetické ventily podobne ako pri funkcii „set-up" („nastav"). Namerané priebehy sú na Obr. 10.10. Pri tomto meraní bola perióda PWM signálu zväčšená na 0,5 s z dôvodu, že vypúšťací ventil svalu PUS2 bol v dôsledku opotrebenia pomalší a na periódu PWM 0,25 s nestačil reagovať.

V čase 5 s bola naprogramovaná skoková zmena žiadanej polohy z 0° na -15°, v čase 10 s na +20° a v čase 20 s na +10°. Pri skoku z 0° na -15° sa prejavila oneskorená reakcia vypúšťacieho ventilu svalu PUS2 v podobe dodatočného dopravného oneskorenia. Naprogramovaný algoritmus zabezpečil pri skoku žiadanej polohy z -15° na +20° prechod cez nulu bez problémov.

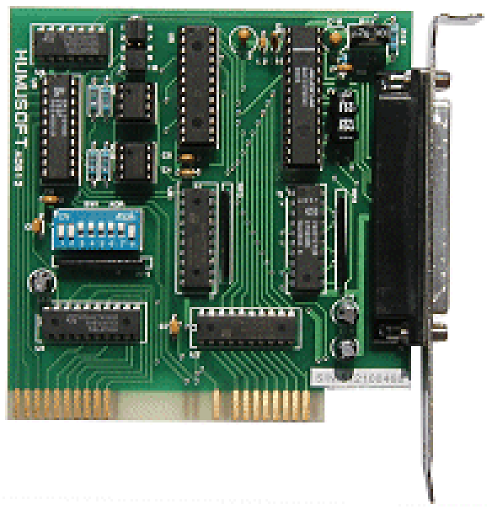
Vykonané boli experimenty aj s PI regulátorom polohy, ktoré však potvrdili teoretické predpoklady, že tento typ regulátora nie je vhodný na reguláciu polohy. V dôsledku integračnej zložky regulátora vznikali v regulačnom obvode prekmity a regulačný obvod vykazoval prvky nestability.

Z vykonaných experimentov a nameraných priebehov je možné konštatovať [59], že:

1. Naprogramovaný regulačný algoritmus na základe navrhnutého princípu riadenia aktuátora s dvoma pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení súčasnou zmenou tlaku iba v jednom zo svalov zabezpečil polohovanie ramena aktuátora s požadovanou presnosťou pre predpokladanú oblasť použitia aktuátora na pohon manipulačných zariadení pre automatizáciu výrobných technológií.
2. Optimálne zosilnenie regulátora polohy pre tento experimentálny aktuátor je v rozsahu 0,75 až 1,25 a jeho voľba závisí na prioritnej požiadavke na polohovanie aktuátora, t.j. či prioritou je rýchlosť alebo presnosť dosiahnutia žiadanej polohy.
3. Navrhnutý a naprogramovaný algoritmus riadenia zabezpečuje maximálnu tuhosť mechanizmu (za predpokladu použitia čo najvyššieho – maximálneho tlaku vzduchu povoleného pre daný typ pneumatického umelého svalu) a plynulosť pohybu ramena aktuátora.
4. Vzhľadom na nelineárnu statickú charakteristiku aktuátora sa potvrdilo, že reakcia ramena aktuátora na akčný zásah regulátora je rôzna v jednotlivých polohách ramena aktuátora, čo vyžaduje v ďalších výskumoch venovať pozornosť možnosti automatickej korekcie zosilnenia regulátora v závislosti na polohe ramena aktuátora.
5. Použité prvky boli nešpecializovaného charakteru s dobrou dostupnosťou, ktoré môžu odrážať kategóriu komponentov aplikovaných v reálnom systéme s ideou nenáročného polohového servosystému pre určitý typ priemyselných aplikácií.
6. Pre požiadavky na presnejšie polohovanie ramena aktuátora však dosahovaná frekvencia spínania použitých elektromagnetických ventilov firmy Regada cca 4 Hz nevyhovuje, a preto je potrebné použiť ventily s lepšími časovými parametrami.

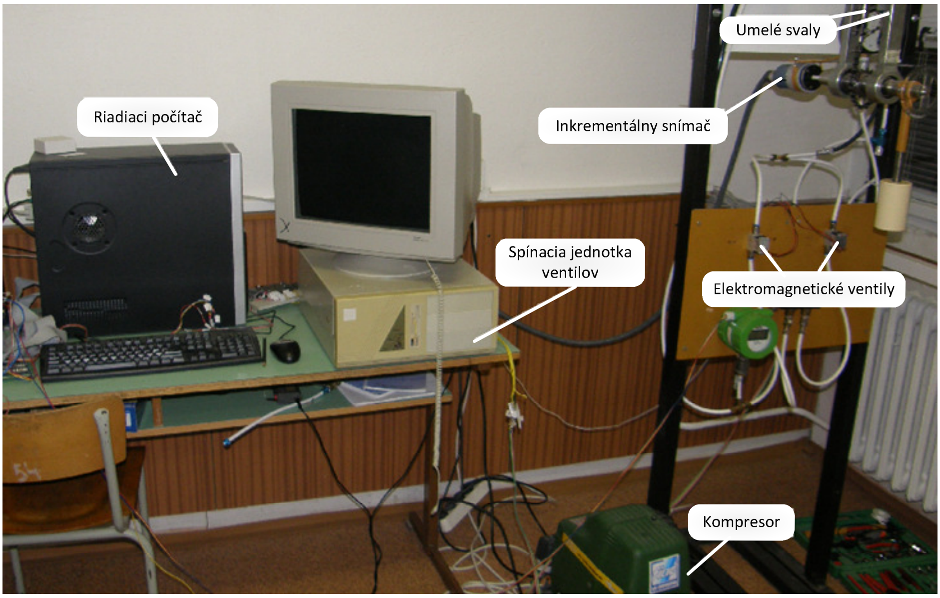
10.2 Klasické riadenie aktuátora použitím PC

Súčasná tendencia neustáleho poklesu cien PC umožňuje zabezpečenie výkonnejšieho riadiaceho prvku pri udržaní predpokladanej ekonomickej nenáročnosti celého systému. Pri tomto riadení základom riadiacej časti bol PC s procesorom AMD a taktovacou frekvenciou 950 MHz a 128 MB operačnej pamäte. Hlavným prvkom pre prepojenie reálneho systému s počítačom bola vstupno-výstupná karta typu AD512 firmy Humusoft (Obr. 10.11). Karta AD512 obsahuje 12-bitový A/Č prevodník s tvarovačom 0. rádu, 4 softvérovo nastaviteľnými rozsahmi a 8-kanálovým multiplexerom na vstupe, 2 nezávislými 12-bitovými Č/A prevodníkmi s dvojitou vyrovnávacou pamäťou, 8-bitový číslicový vstup a 8-bitový číslicový výstup. Dodáva sa s Real Time Toolboxom pre Matlab. Karta je určená pre ISA slot. Pre riadenie bol využitý 1 analógový vstup, na ktorý bol privedený signál z potenciometra (plus 1 ďalší pre signál z číslicového prevodníka tlaku) a 4 bity číslicového výstupu, ktorý bol kompatibilný s TTL logikou. Analógové vstupy používajú 4 napäťové rozsahy ($\pm$ 10 V, $\pm$ 5 V, 0 – 10 V, 0 – 5 V), ktoré sa volia softvérovo. Signál z analógového vstupu je normovaný do rozsahu $\pm$ 1 V. Maximálna vzorkovacia frekvencia určená použitým hardvérom bola 500 Hz. Zvýšenie vzorkovacej frekvencie bolo možné aj pri tomto hardvéri, avšak bolo by potrebné použiť vstupné bloky s vyrovnávacou pamäťou. Tie sú aplikovateľné iba pri riadení, kde je možné využiť oneskorené spracovanie získaných vzoriek softvérom. Vzhľadom k potrebe riadiť aktuátor kontinuálne nebolo možné spomínané bloky použiť avšak spomínaná vzorkovacia frekvencia bola dostatočná.



Obr. 10.11 Vstupno-výstupná karta typu AD512 firmy Humusoft

Na prispôsobenie riadiacich veličín z výstupu karty pre vstupy ventilov (signál odpovedajúci logickej jednotke mal napätie 5 V, ovládacie napätie ventilov bolo 12 V) bol použitý modul pracovne označený EPAM (Elektro-Pneumatický Akčný Modul) obsahujúci blok výkonového člena a blok ručného riadenia (bloky VČ a RR na Obr. 9.1). Pri implementácii automatického riadenia pomocou počítača bolo zachované rozhranie s manuálnym riadením aktuátora, ktoré sa ukázalo byť veľmi užitočné pri nastavovaní základného stavu aktuátora ako aj rýchlom overovaní funkčnosti. Riadiaca a napájacia časť experimentálneho aktuátora je na Obr. 10.12.



Obr. 10.12 Experimentálne pracovisko riadenia antagonistického aktuátora s pneumatickými umelými svalmi

Pri návrhu klasického riadenia použitím PC bolo potrebné vychádzať z určitých predpokladov, ktoré boli určované vlastnosťami použitých pneumatických umelých svalov ako aj použitým vybavením. Akčnou veličinou bude pre umelý sval tlak stlačeného vzduchu. Ako akčné členy sú použité dvojcestné dvojpolohové ventily čo znamená, že akčná veličina bude mať formu impulzov, ktorými sa bude nastavovať objem, resp. kontrakcia jednotlivých svalov. Rovnakú formu bude mať aj ovládací signál týchto ventilov z výstupu PC. Ako vyplýva z [15], majú pneumatické umelé svaly typu FESTO porovnateľné dynamické vlastnosti ako lineárny kmitavý člen.

Vo vzťahu k riadeniu celej sústavy na báze pneumatických umelých svalov je potrebné uvážiť nasledujúce skutočnosti :

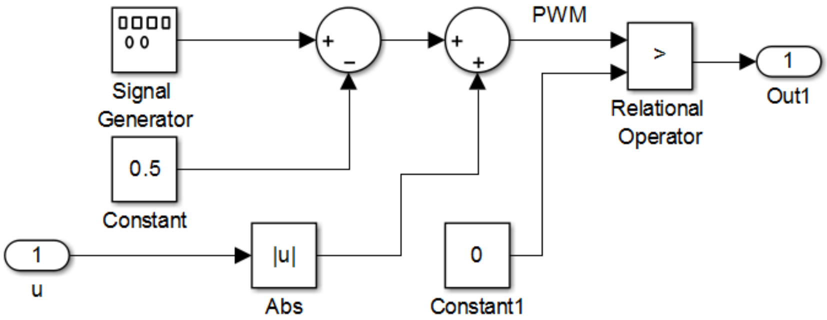
- ide o jednorozmerový systém, teda s 1 riadiacou vstupnou (tlak) a jednou výstupnou veličinou (uhlová výchylka ramena),
- vo vzťahu k uvažovanému využitiu systému je žiaduce dosiahnuť maximálnu možnú tuhosť aktuátora v každej polohe,
- pracovný tlak celej sústavy bude blízky maximálnemu prípustnému tlaku pneumatických umelých svalov (vzhľadom k závislosti životnosti svalov na použitom tlaku je vhodná určitá rezerva),

- pri prvotnom nastavení budú oba svaly naplnené na max. tlak (zvolený) a výsledná poloha (vzhľadom k rovnakým silám) bude nulová, pohyb v príslušnej polovici rozsahu pohybu ramena bude zabezpečovaný vypúšťaním jedného zo svalov,
- druhý sval ostáva naplnený na pôvodný tlak a plní funkciu nelineárnej pružiny tento princíp zabezpečí max. možnú tuhosť (určenú súčtom tlakov vo svaloch) v každej polohe a rovnako zjednodušenie algoritmu riadenia vynechaním slučky riadenia tuhosti,
- možnosť zaradenia slučiek riadenia nižších stavových veličín (rýchlosť, zrýchlenie) za účelom možného zlepšenia kvality riadenia,
- regulovaná sústava (aktuátor) predstavuje výraznú nelinearitu, jej účinky je potrebné kompenzovať vhodne navrhnutým členom v sústave regulátora, ktorý by prípadne svojimi dynamickými vlastnosťami spôsoboval zväčšenie miery stability navrhovaného systému.

Uvedené návrhy na koncepciu riadenia rešpektujú požiadavky na predpokladanú oblasť použitia a sústreďujú sa na zabezpečenie jednoduchého ale účinného riadenia daného servomechanizmu. Principiálna schéma takto navrhnutého riadenia s polohovou slučkou riadenia je uvedená na Obr. 9.1, pričom celá časť od diferenčného člena až po dekodér ventilových výstupov je realizovaná v počítači. Požadovaná hodnota signálu polohy je zadávaná tiež v počítači pomocou bloku *Signal Builder*, ktorý umožňuje jednoduché vytváranie základných typov signálov. Tvarovací blok tvorí základnú časť pre konverziu veličiny z výstupu regulátora do formy vhodnej pre ovládanie ventilov. Keďže ide o jednoduchý uzatvárací typ ventilu, je potrebné pri požiadavke plynulosti pohybu previesť signál zodpovedajúci spojitému signálu (presnejšie po častiach spojitému avšak vzhľadom k pomernej krátkej vzorkovacej perióde prakticky spojitému) na poradie impulzov s konštantnou výškou (zodpovedajúcou logickej jednotke) ale s premennou šírkou. Táto šírka je závislá od hodnoty veličiny z výstupu regulátora po spracovaní signálu regulačnej odchýlky v regulátore. Ide teda o riadenie pomocou šírkovo modulovaných impulzov (PWM).

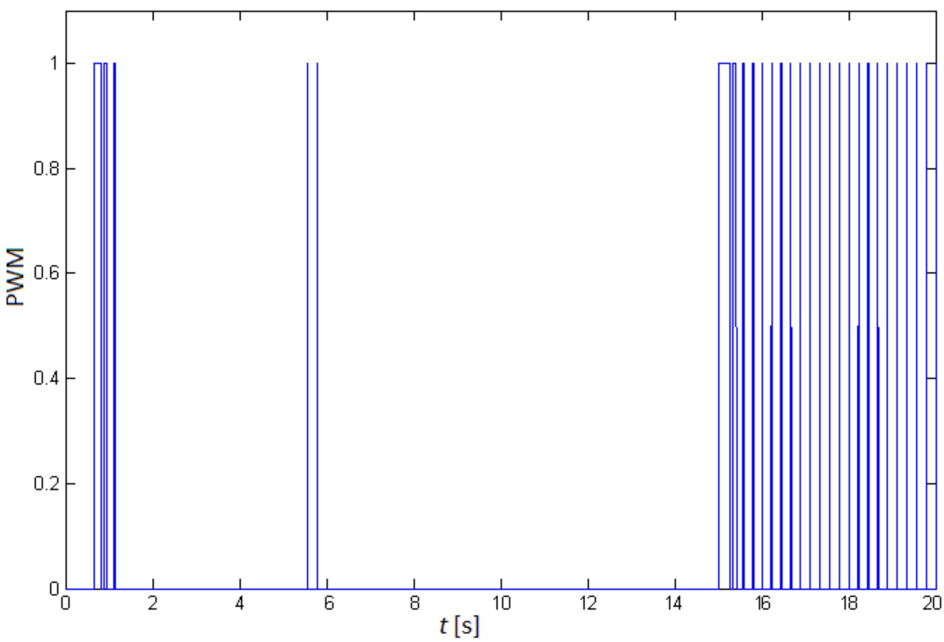
10.2.1 PWM riadenie realizované v Simulink-u

Pre realizáciu riadenia antagonistického aktuátora s pneumatickými umelými svalmi pomocou PC bolo potrebné realizovať subsystém PWM riadenia v prostredí Matlab/Simulink. Na Obr. 10.13 je model PWM generátora. Signálny generátor je použitý pre vytváranie referenčného pílovitého signálu. Úroveň referenčného signálu je v sumačnom člene posúvaná podľa priebehu signálu na výstupe proporcionálneho regulátora (u), čím sa informácia o jeho hodnote konvertuje na variabilnú šírku impulzov. Na Obr. 10.14 a Obr. 10.15 sú uvedené priebehy v rôznych bodoch obvodu [29].

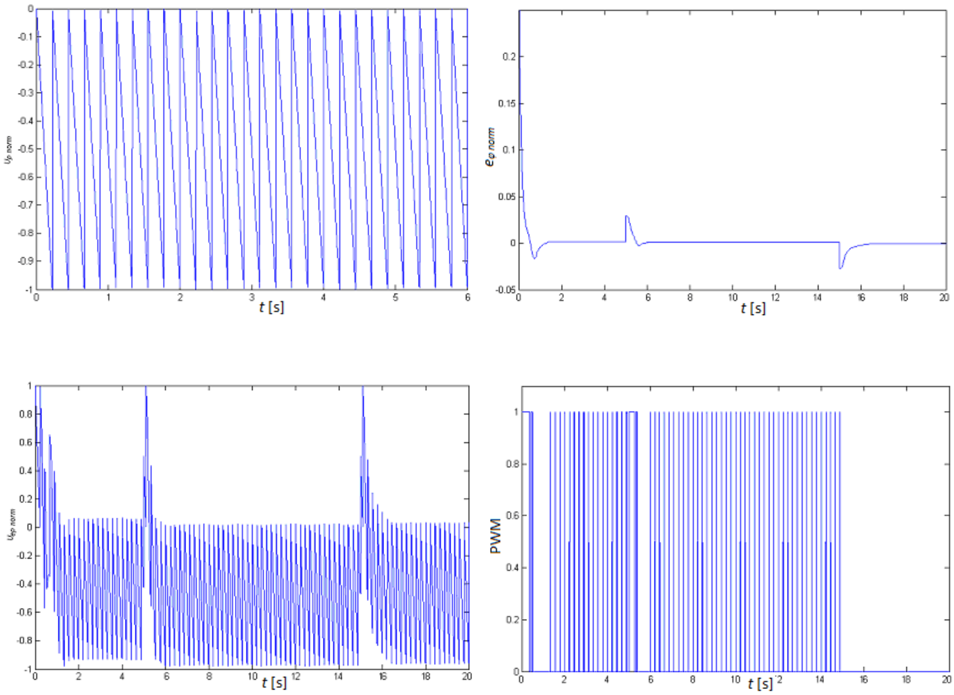


Obr. 10.13 Model PWM generátora použitého pri riadení antagonistického aktuátora [29]

Frekvencia referenčného signálu z generátora píly ako aj vzorkovacia frekvencia celého modelu riadenia sa ukázali byť kritické z hľadiska zabezpečenia požadovanej kvality regulácie. Signál píly na Obr. 10.15 má frekvenciu 4 Hz. Maximálna vzorkovacia frekvencia modelu, závislá od výkonu hardvéru bola 0,5 kHz. Ako je vidieť z priebehu signálov prichádzajúcich na príslušné ventily a priebehu regulačnej odchýlky, je vzhľadom k použitiu proporcionálnych regulátorov prítomná veľmi malá hodnota regulačnej odchýlky, ktorá vedie ku generovaniu ďalších impulzov, avšak s veľmi malou šírkou nevyvolávajúcich odozvu použitých ventilov. Týmto sa odstránil nežiaduci jav nadmernej aktivity akčných členov („chattering“) častý aj u riadenia v klznom režime s nespojitým výpočtom akčnej veličiny.



Obr. 10.14 PWM signál ovládajúci napúšťací ventil PUS1 a vypúšťací ventil PUS2

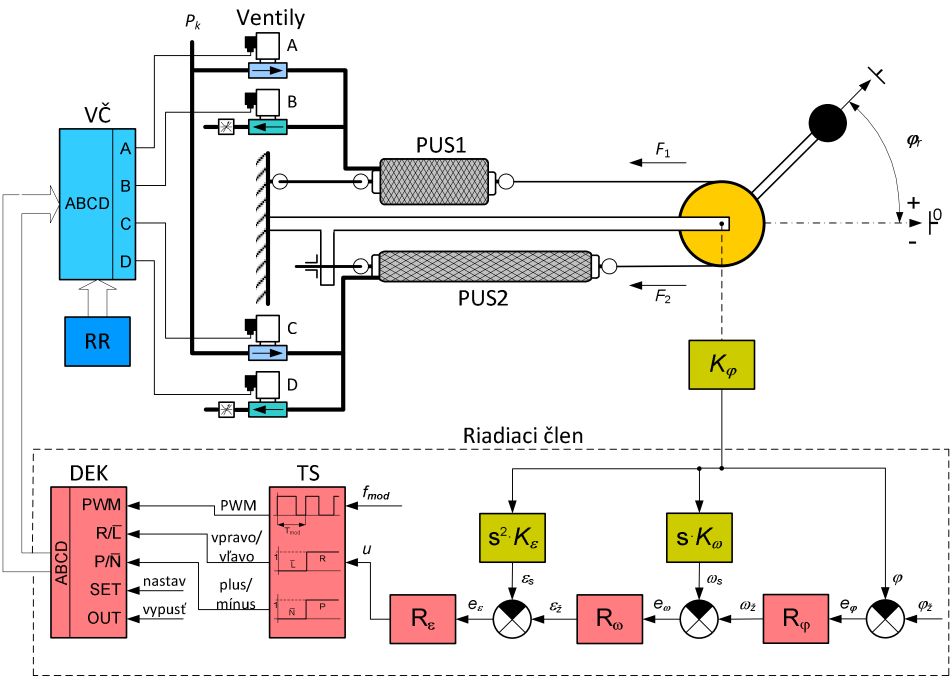


Obr. 10.15 Signál generátora pílovitého signálu (vľavo hore), signál regulačnej odchýlky (vpravo hore), súčtový signál (vľavo dole), PWM signál ovládajúci napúšťací ventil PUS2 a vypúšťací ventil PUS1 (vpravo dole)

10.2.2 Aplikácia pomocných regulovaných veličín

Obvody s podradenými slučkami regulácie pomocných veličín patria k rozvetveným obvodom. Ich zaradenie do jednoduchých regulačných obvodov má účinok na dynamické vlastnosti ako aj kvalitu regulácie. Obvykle sa aplikujú tam, kde jednoduché obvody nie sú schopné splniť prísnejšie požiadavky v uvedených oblastiach. Rozvetvené regulačné obvody sa všeobecne delia na obvody s pomocnou akčnou veličinou a obvody s pomocnou meranou veličinou, ktoré sa zasa delia na obvody s pomocnou regulovanou veličinou (meranou v regulačnom obvode alebo pomocou modelu) a obvody s meraním poruchy.

Zaradenie slučiek regulácie rýchlosti a zrýchlenia do obvodu riadenia polohového servosystému predstavuje rozvetvený obvod s pomocnou regulovanou veličinou (resp. dvoma). Regulovanou veličinou je v tomto prípade uhlová výchylka ramena, zatiaľ čo pomocné regulované veličiny predstavujú prvú a druhú derivácia polohy, teda rýchlosť a zrýchlenie. Na Obr. 10.16 je znázornená principiálna schéma obvodu riadenia polohy ramena s aplikáciou regulačných slučiek rýchlosti a zrýchlenia [30].



Obr. 10.16 Principiálna schéma riadenia antagonistického aktuátora pomocou PWM s podradenými regulačnými slučkami (rýchlosti a zrýchlenia)

Význam jednotlivých symbolov na Obr. 10.16:

R_ω	– regulátor rýchlosti otáčania ramena aktuátora,
R_ε	– regulátor zrýchlenia ramena aktuátora,
K_ω	– zosilnenie snímania rýchlosti,
K_ε	– zosilnenie snímania zrýchlenia,
$\omega_ž$	– žiadaná rýchlosť otáčania ramena aktuátora,
ω_s	– skutočná rýchlosť otáčania ramena aktuátora,
e_ω	– regulačná odchýlka rýchlosti otáčania ramena aktuátora,
e_ε	– regulačná odchýlka zrýchlenia ramena aktuátora,
$\varepsilon_ž$	– žiadané zrýchlenie ramena aktuátora,
ε_s	– skutočné zrýchlenie ramena aktuátora,

význam ostatných symbolov je rovnaký ako v kapitole 9.2.

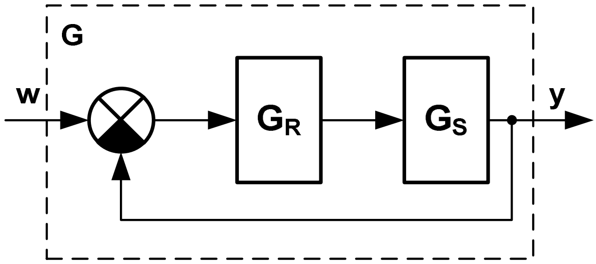
Vplyv aplikácie regulačnej slučky pomocnej regulovanej veličiny

Ak predpokladáme najjednoduchší prípad regulačného obvodu (Obr. 10.17) s proporcionálnym regulátorom s prenosom $G_R(s)$ a regulovanou sústavou s prenosom $G_S(s)$, je možné prenos tohto obvodu vyjadriť v tvare [4]:

$$G(s) = \frac{G_R(s) \cdot G_s(s)}{1 + G_R(s) \cdot G_s(s)}, \qquad (10.2)$$

pričom prenos regulovanej sústavy uvažujeme v tvare:

$$G_S(s) = \frac{b_0}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + ... + a_0}. \tag{10.3}$$



Obr. 10.17 Jednoduchý regulačný obvod so spätnou väzbou

Zo vzťahu pre prenos regulačného obvodu je zrejmé, že vplyv neurčitosti parametrov (zmeny hodnôt koeficientov $a_n...a_0$) na regulačný pochod je možné potlačiť zvyšovaním zosilnenia proporcionálneho regulátora (teoreticky až na hodnotu $K_P = \infty$, kedy by bol vplyv potlačený úplne). Reálne je však okrem nemožnosti dosiahnuť nekonečné zosilnenie regulátora nutné brať ohľad na stabilitu systému, ktorá sa so zvyšovaním zosilnenia zhoršuje.

Ak budeme uvažovať prenos regulovanej sústavy v tvare proporcionálnej sústavy 3. rádu:

$$G_S(s) = \frac{b_0}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}, \tag{10.4}$$

je možné z frekvenčných charakteristík celého regulačného obvodu a časti s derivovaným prenosom regulovanej sústavy posúdiť vplyv na stabilitu podľa Nyquistovho kritéria. Prenos regulovanej sústavy je potom možné rozpísať do tvaru:

$$G_S(s) = G_2(s) \cdot G_3(s) = G_S(s) \cdot s \frac{1}{s}, \tag{10.5}$$

kde:

$$\begin{aligned} G_2(s) &= G_S(s) \cdot s, \\ G_3(s) &= \frac{1}{s} \end{aligned} \tag{10.6}$$

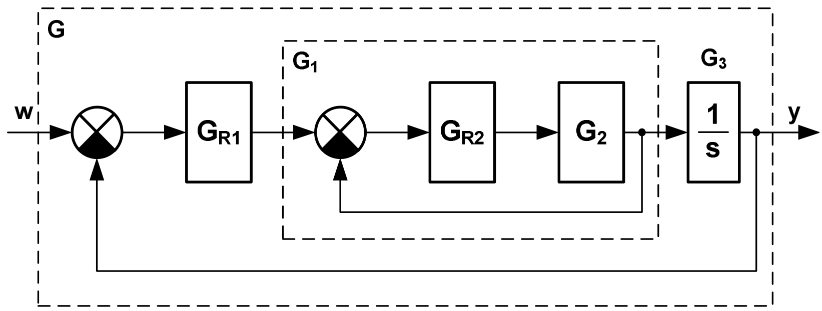
a pre zosilnenie platí:

$$K_P = K_{P_1} \cdot K_{P_2}, \tag{10.7}$$

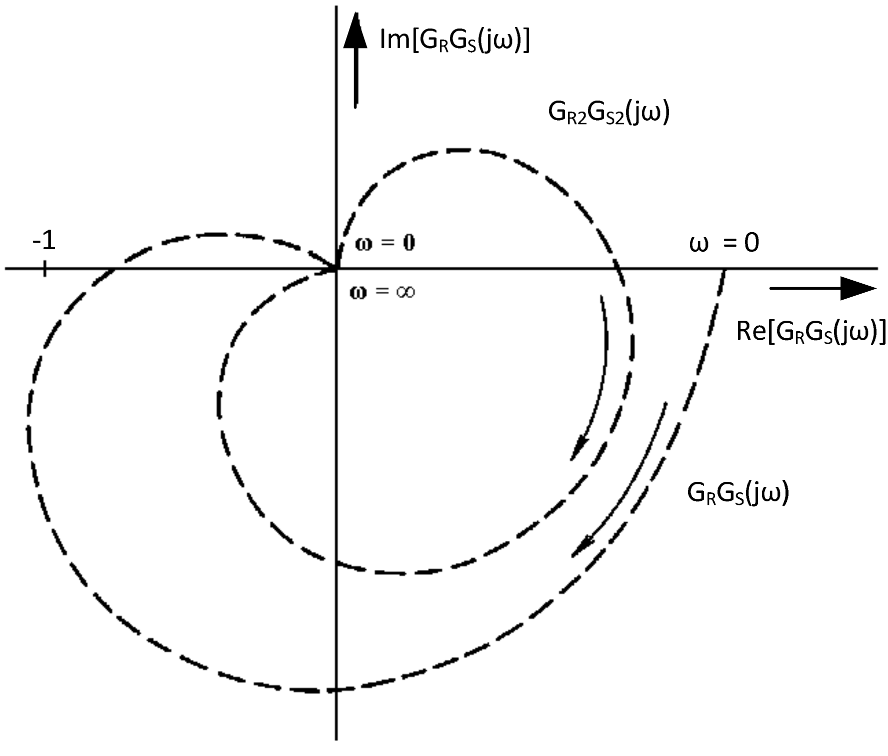
kde: K_{P_1} – zosilnenie regulátora nederivovanej veličiny,

K_{P_2} – zosilnenie regulátora derivovanej veličiny.

Na Obr. 10.18 je znázornený rozvetvený obvod s vnútornou slučkou regulácie derivovanej veličiny a na Obr. 10.19 je zobrazená jeho frekvenčná charakteristika.



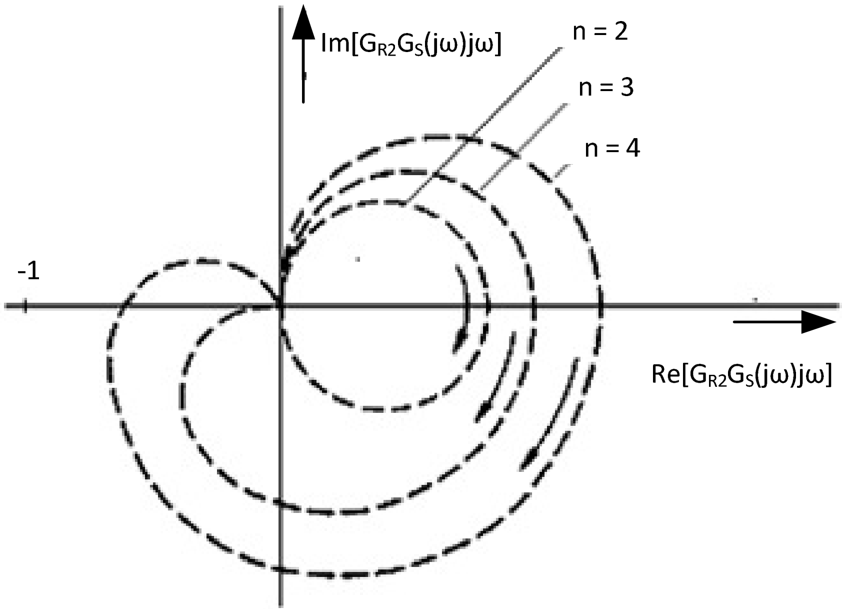
Obr. 10.18 Bloková schéma rozvetveného regulačného obvodu s reguláciou derivovanej výstupnej veličiny



Obr. 10.19 Porovnanie frekvenčných charakteristík jednoduchého regulačného systému a rozvetveného systému s reguláciou derivovanej veličiny

Z frekvenčných charakteristík na Obr. 10.19 [30] je vidieť, že frekvenčná charakteristika derivovanej časti vo vzťahu k frekvenčnej charakteristike celého pôvodného obvodu je posunutá o 1 kvadrant a to umožňuje zvýšenie zosilnenia regulátora derivovanej veličiny (pre tento konkrétny prípad by bolo možné zvyšovať zosilnenie až do veľmi vysokých hodnôt bez ohrozenia stability), čo zabezpečí potlačenie vplyvu zmien parametrov regulovanej sústavy od nominálnych hodnôt.

Na Obr. 10.20 sú znázornené frekvenčné charakteristiky derivovaných prenosov rôznych rádov, odkiaľ vyplýva, že zvyšovanie zosilnenia regulátora derivovanej veličiny by priviedlo systém na hranicu stability až pri 4. ráde (5. ráde celého obvodu).



Obr. 10.20 Porovnanie frekvenčných charakteristík derivovaných prenosov rôznych rádov

Pre celkový prenos regulačného obvodu na Obr. 10.18 platí:

$$G(s)=\frac{G_{R_1}(s)\cdot G_1(s)\cdot G_3(s)}{1+G_{R_1}(s)\cdot G_1(s)\cdot G_3(s)}, \tag{10.8}$$

pričom prenos vnútornej regulačnej slučky je:

$$G_1(s)=\frac{G_{R_2}(s)\cdot G_2(s)}{1+G_{R_2}(s)\cdot G_2(s)}. \tag{10.9}$$

Dosadením (10.9) a (10.7) do (10.8), matematickými úpravami dostaneme:

$$G(s)=\frac{G_{R_1}(s)\cdot G_{R_2}(s)\cdot G_2(s)}{[1+G_{R_2}(s)\cdot G_2(s)]\cdot s+G_{R_1}(s)\cdot G_{R_2}(s)\cdot G_2(s)}. \tag{10.10}$$

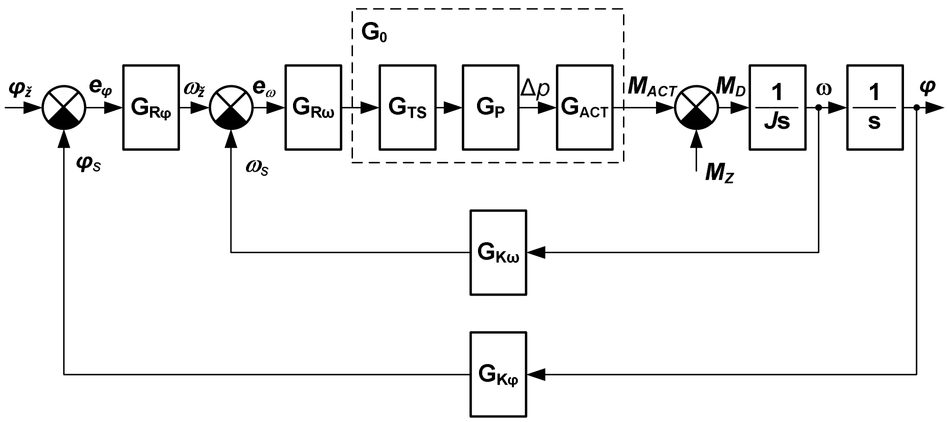
Pre $G_2(s)$ platí (10.6), takže po úpravách:

$$G(s)=\frac{G_{R_1}(s)\cdot G_{R_2}(s)\cdot G_S(s)}{G_{R_2}(s)\cdot G_S(s)\cdot s+G_{R_1}(s)\cdot G_{R_2}(s)\cdot G_S(s)+1}. \tag{10.11}$$

Ak označíme $G_R(s) = G_{R_1}(s) \cdot G_{R_2}(s)$, tak pre prenos celého obvodu dostaneme:

$$G(s) = \frac{G_R(s) \cdot G_S(s)}{G_{R_2}(s) \cdot G_S(s) \cdot s + G_R(s) \cdot G_S(s) + 1}. \tag{10.12}$$

V prípade linearizácie systému na báze pneumatických umelých svalov by bolo možné celý regulačný obvod znázorniť ako na Obr. 10.21. Ide o rozvetvený regulačný obvod polohy ramena aktuátora s podradenou slučkou regulácie rýchlosti.



Obr. 10.21 Bloková schéma linearizovaného polohového servosystému s reguláciou rýchlosti

Význam jednotlivých blokov a veličín v schéme je nasledujúci (v zápise veličín a prenosov je z dôvodu jednoduchosti vynechaný Laplaceov operátor „s“):

$\varphi_ž$	– žiadaná poloha ramena aktuátora,
φ_s	– skutočná poloha ramena aktuátora zo snímača polohy,
$\omega_ž$	– žiadaná rýchlosť otáčania ramena aktuátora,
ω_s	– skutočná rýchlosť otáčania ramena aktuátora zo snímača,
e_φ	– regulačná odchýlka polohy,
e_ω	– regulačná odchýlka rýchlosti,
Δp	– rozdiel tlakov vo svaloch,
M_{ACT}	– moment aktuátora,
M_Z	– moment záťaže,
M_D	– dynamický moment,
φ	– poloha ramena aktuátora,
ω	– rýchlosť otáčania ramena aktuátora,
J	– moment zotrvačnosti,
$G_{R\varphi}$	– prenos regulátora polohy,
$G_{R\omega}$	– prenos regulátora rýchlosti,
G_{TS}	– prenos tvarovacieho člena,

G_P – prenos jednotky riadenia tlaku,
G_{ACT} – prenos aktuátora,
$G_{K\varphi}$ – prenos snímača polohy,
$G_{K\omega}$ – prenos snímania rýchlosti.

Z Obr. 10.21 vyplýva, že $G_0 = G_{TS} \cdot G_P \cdot G_{ACT}$.

Pre regulovanú veličinu možno po vyjadrení rovníc pre rozdielové členy a eliminácii všetkých veličín okrem poruchy, žiadnej a skutočnej veličiny písať (v zápise bez Laplaceovho operátora s):

$$\begin{aligned}&\varphi\left(J \cdot s^2 + G_{K\omega} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0 \cdot s + G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0\right) = \\ &= \varphi_{\check{z}} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0 - M_Z\end{aligned}. \tag{10.13}$$

Pre prenos riadenia ($M_Z = 0$) dostávame:

$$G_w = \frac{G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0}{J \cdot s^2 + G_{K\omega} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0 \cdot s + G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0} \tag{10.14}$$

a po úprave a dosadení:

$$G_w = \frac{1}{G_{K\varphi}\left(\frac{J}{G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_{TS} \cdot G_P \cdot G_{ACT}} s^2 + \frac{G_{K\omega}}{G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi}} s + 1\right)}. \tag{10.15}$$

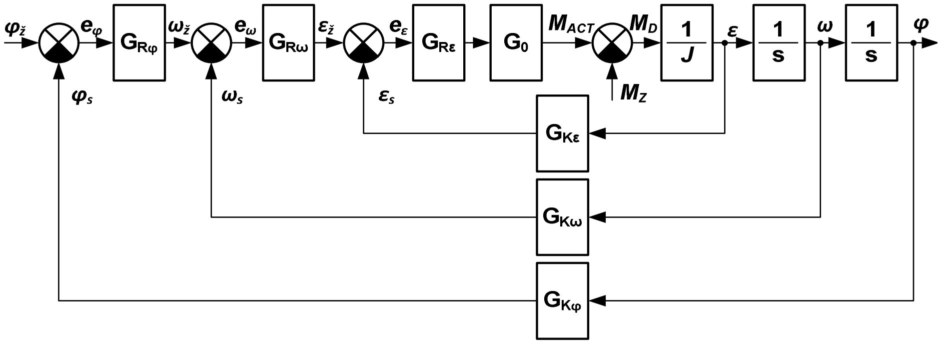
Pre prenos poruchy ($\varphi_{\check{z}} = 0$) dostávame:

$$G_v = \frac{-1}{J \cdot s^2 + G_{K\omega} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0 \cdot s + G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_0} \tag{10.16}$$

a po úprave a dosadení:

$$\begin{aligned}G_v &= \frac{-1}{G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_{TS} \cdot G_P \cdot G_{ACT}} \cdot \\ &\cdot \frac{1}{\frac{J}{G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi} \cdot G_{R\omega} \cdot G_{TS} \cdot G_P \cdot G_{ACT}} s^2 + \frac{G_{K\omega}}{G_{K\varphi} \cdot G_{R\varphi}} s + 1}.\end{aligned} \tag{10.17}$$

Z oboch uvedených prenosov je zrejmé, že zmenšenie prenosu poruchy ako aj vplyvu zmeny momentu zotrvačnosti je možné dosiahnuť zväčšovaním zosilnení príslušných regulátorov polohy a rýchlosti, ktoré je však obmedzené vo vzťahu ku stabilite systému. V súlade s vyššie uvedenými predpokladmi by aplikácia akceleračnej slučky zväčšila invariantnosť systému voči zmene momentu záťaže a momentu zotrvačnosti. Na Obr. 10.22 je znázornená schéma s aplikovanou akceleračnou slučkou do obvodu riadenia polohy ramena aktuátora, kde $G_{R\varepsilon}$ je prenos regulátora zrýchlenia a $G_{K\varepsilon}$ je prenos snímania zrýchlenia.



Obr. 10.22 Bloková schéma linearizovaného polohového systému s aplikovanou akceleračnou slučkou

Pre upravený obvod je možné písať po príslušných vyjadreniach a eliminácii veličín:

$$\begin{aligned}&\varphi\left[\left(J+G_{K\varepsilon}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0\right)s^2+G_{K\omega}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0\cdot s+G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0\right]\\&=\varphi_{\check{z}}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0-M_Z.\end{aligned} \tag{10.18}$$

Pre prenos riadenia ($M_Z = 0$) dostávame:

$$G_w=\frac{G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0}{(J+G_{K\varepsilon}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0)s^2+G_{K\omega}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0\cdot s+G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0} \tag{10.19}$$

a po úprave a dosadení:

$$\begin{aligned}&G_w=\frac{1}{G_{K\varphi}}\cdot\\&\cdot\frac{1}{\left(\dfrac{J}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_{TS}\cdot G_P\cdot G_{ACT}}+\dfrac{G_{K\varepsilon}}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}}\right)s^2+\dfrac{G_{K\omega}}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}}s+1}.\end{aligned} \tag{10.20}$$

Pre prenos poruchy ($\varphi_{\check{z}} = 0$) dostávame:

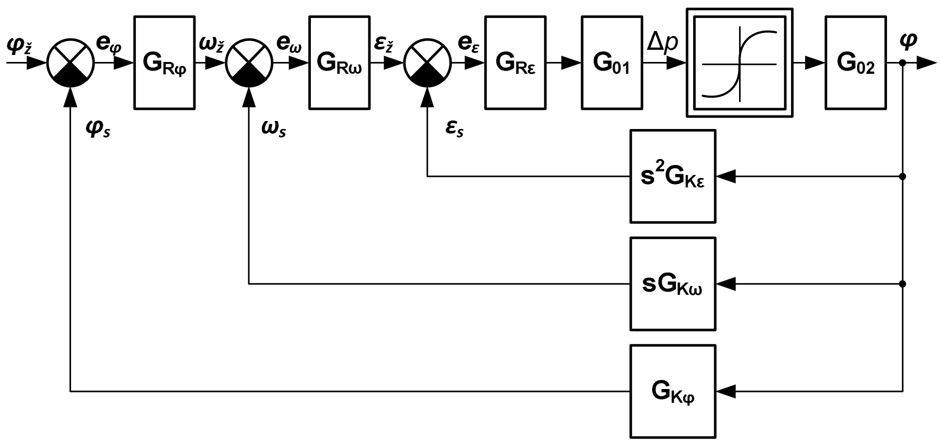
$$G_v=\frac{-1}{(J+G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_0)s^2+G_{K\omega}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0\cdot s+G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_0} \tag{10.21}$$

a po úprave a dosadení:

$$\begin{aligned}&G_v=\frac{-1}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_{TS}\cdot G_P\cdot G_{ACT}}\cdot\\&\cdot\frac{1}{\left(\dfrac{J}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}\cdot G_{R\varepsilon}\cdot G_{TS}\cdot G_P\cdot G_{ACT}}+\dfrac{G_{K\varepsilon}}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}\cdot G_{R\omega}}\right)s^2+\dfrac{G_{K\omega}}{G_{K\varphi}\cdot G_{R\varphi}}s+1}.\end{aligned} \tag{10.22}$$

Zo vzťahu pre prenos riadenia vyplýva, že vplyv zmien parametra momentu zotrvačnosti J je možné znížiť voči obvodu so zaradenou rýchlostnou slučkou, pretože hodnota menovateľa zlomku v ktorom vystupuje J je násobená prenosom regulátora zrýchlenia $G_{R\varepsilon}$. Z rovnakého dôvodu je menší aj prenos poruchy, keďže hodnota menovateľa je voči predošlému prípadu väčšia. Rovnako je možné z porovnania koeficientov pri operátore s^1, ktorý charakterizuje tlmenie proporcionálnych sústav druhého rádu, vidieť, že k zmene v tlmení pri aplikácii akceleračnej slučky nedochádza.

V ďalšom bol prenos G_0 rozdelený na lineárnu časť G_{01} a nelineárnu časť tvorenú nelinearitou predstavujúcou statickú charakteristiku systému. Keďže statická charakteristika zabezpečuje iba jednoduché priraďovanie hodnôt výstupnej veličiny (polohy ramena aktuátora) hodnotám rozdielu tlakov vo svaloch a nevyjadruje kmitavý charakter odoziev systému, bol do blokovej schémy polohového servosystému zaradený kmitavý člen vyjadrený prenosom G_{02}. Potom je možné blokovú schému na Obr. 10.22 po vyššie uvedených úpravách zakresliť aj v tvare zobrazenom na Obr. 10.23.



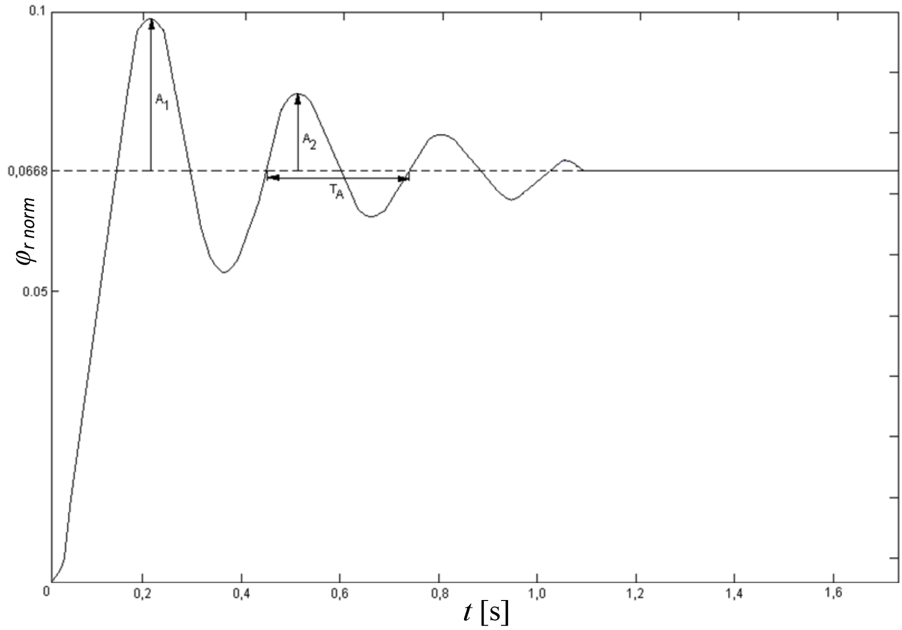
Obr. 10.23 Bloková schéma polohového servosystému s nelineárnou statickou charakteristikou

Vo všeobecnosti má kmitavý člen druhého rádu tvar [55]:

$$G(s) = \frac{k_0}{T_0^2 s^2 + 2T_0 \beta s + 1}, \tag{10.23}$$

kde: k_0 – zosilnenie zotrvačného člena,
T_0 – časová konštanta,
β – činiteľ tlmenia.

Uvažujeme člen, ktorého korene charakteristickej rovnice sú komplexne združené a teda odozva má kmitavú zložku (menovateľ sa nedá rozložiť, $0 < \beta < 1$). Koeficienty prenosu boli určené experimentálne, pomocou získanej prechodovej charakteristiky systému ako odozvy na skokovú zmenu polohy (Obr. 10.24).



Obr. 10.24 Odozva polohového servosystému na skokovú zmenu polohy

Na Obr. 10.24 sú tiež vyznačené parametre odozvy potrebné pre identifikáciu. Podľa [55] platí:

$$k_0 = \frac{y_\infty}{u_\infty}, \tag{10.24}$$

$$\zeta = \ln\frac{A_1}{A_2}, \tag{10.25}$$

$$\beta = \frac{\zeta}{\sqrt{4\pi^2 + \zeta^2}}, \tag{10.26}$$

$$T_0 = \frac{T_A}{2\pi}\sqrt{1-\beta^2}\,. \tag{10.27}$$

Z nameranej prechodovej charakteristiky boli určené tieto parametre $k_0 = 1$; $A_1 = 0{,}0259$; $A_2 = 0{,}0137$; $T_A = 0{,}284$ s. Možno teda písať:

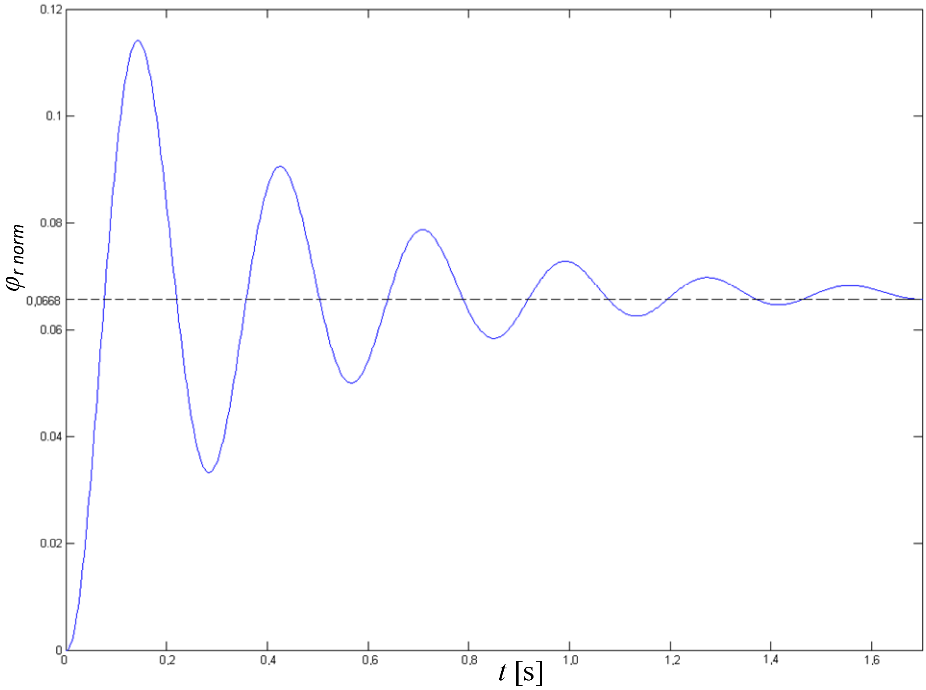
$$\zeta = \ln\frac{0{,}0259}{0{,}0137} = 0{,}6367, \tag{10.28}$$

$$\beta = \frac{0{,}6367}{\sqrt{4\pi^2 + 0{,}6367^2}} = 0{,}1, \tag{10.29}$$

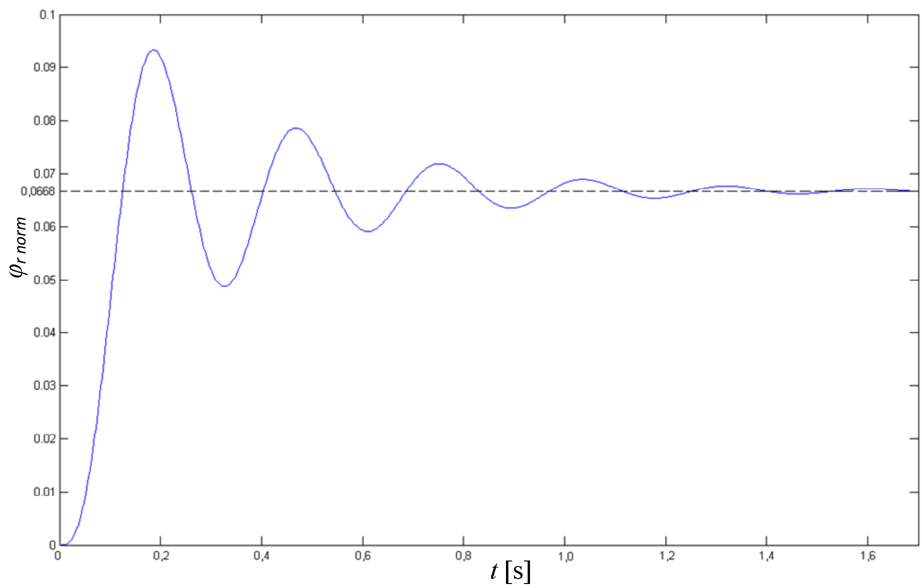
$$T_0 = \frac{0{,}284}{2\pi}\sqrt{1-0{,}1^2} = 0{,}045\,\mathrm{s}\,. \tag{10.30}$$

Výsledný prenos kmitavého člena teda je:

$$G_{02}(s) = \frac{1}{0{,}002s^2 + 0{,}009s + 1} . \tag{10.31}$$



Obr. 10.25 Simulovaná odozva identifikovaného kmitavého člena 2. rádu



Obr. 10.26 Simulovaná odozva identifikovaného kmitavého člena 3. rádu

Zprechodovej charakteristiky kmitavého člena získanej pomocou Simulinku na Obr. 10.25 je v porovnaní s prechodovou charakteristikou získanou na reálnom systéme (Obr. 10.24) zrejmé väčšie preregulovanie ako aj menší činiteľ tlmenia. Kmitavý člen druhého rádu bol preto rozšírený o ďalší proporcionálny člen s oneskorením 1. rádu, čím bol upravený na nasledujúci tvar:

$$G_{02}(s) = \frac{1}{0{,}0001s^3 + 0{,}0026s^2 + 0{,}062s + 1}\,. \tag{10.32}$$

Odozva upraveného kmitavého člena získaná v Simulinku je na Obr. 10.26. Ako je vidieť z priebehu, táto odozva dostatočne verne aproximuje experimentálne zistenú prechodovú odozvu (Obr. 10.24).

10.2.3 Výsledky klasického riadenia použitím podriadených regulačných slučiek

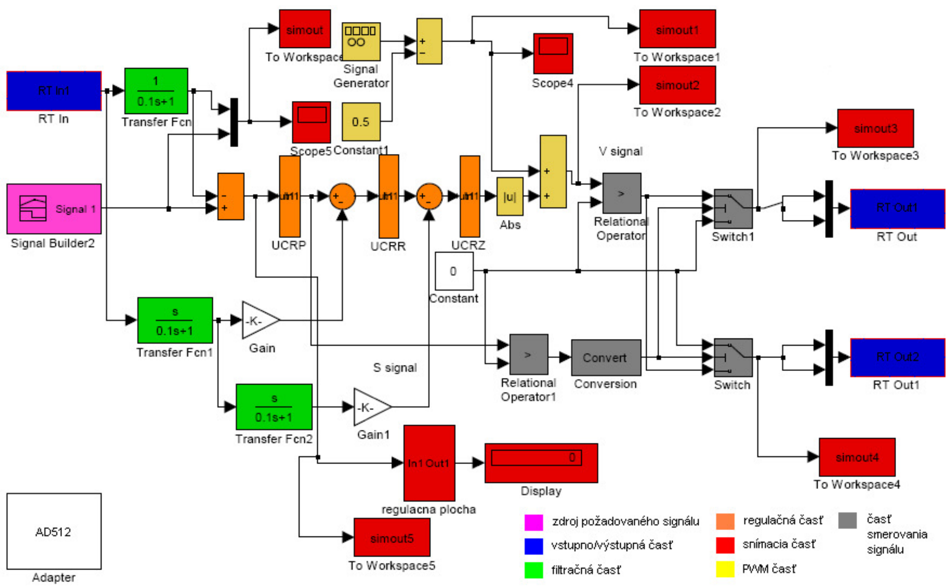
Výsledky boli zaznamenávané vo forme odoziev systému na jednotkový skok pomocou blokov Simout v prostredí Matlab/Simulink, ktoré vytvárajú premenné obsahujúce časové vzorky s vypočítanými hodnotami príslušnej veličiny. Odozvy systému boli merané pri systéme položenom tak, aby nebola os rotácie ramena so záťažou kolmá na pôsobenie gravitačnej sily, čím bolo možné jej pôsobenie vylúčiť. Meranie prebehlo s 3 závažiami o hmotnosti $m_1 = 1{,}2$ kg, $m_2 = 2{,}14$ kg, $m_3 = 3{,}34$ kg, ktoré predstavovali zmenu záťaže pre antagonistický aktuátor a tým zmenu parametra momentu zotrvačnosti. Kritickým pri meraní bolo porovnanie odoziev systému pri vyradenej a zaradenej akceleračnej slučke. Akceleračná slučka sa vyradila nastavením prenosu snímania zrýchlenia na nulu a zosilnenia regulátora zrýchlenia na hodnotu 1. Systém bol budený skokovou zmenou polohy s 2 rôznymi hodnotami, v súvislosti s predpokladom odlišnosti odoziev v závislosti od veľkosti budiaceho signálu. Namerané odozvy boli posudzované z hľadiska trvalej regulačnej odchýlky, preregulovania, doby regulácie a regulačnej plochy vypočítanej zo vzťahu:

$$S(t) = \int_0^5 \left|\varphi_{\check{z}}(t) - \varphi_s(t)\right| \mathrm{d}t\,, \tag{10.33}$$

kde: $\varphi_{\check{z}}$ – hodnota signálu žiadanej polohy,
φ_s – hodnota signálu skutočnej polohy.

Zosilnenia regulátorov boli určené pomocou Ziegler-Nicholsovej metódy, teda zvyšovaním zosilnenia na kritickú hodnotu. Tieto zosilnenia boli nastavené pre regulačnú slučku polohy na hodnotu $K_{R\varphi} = 6$ a rýchlosti na hodnotu $K_{R\omega} = 12$ a potom v celom procese testovania riadenia boli konštantné so znížením na polovičnú hodnotu v súlade s princípmi Ziegler-Nicholsovej metódy. Na

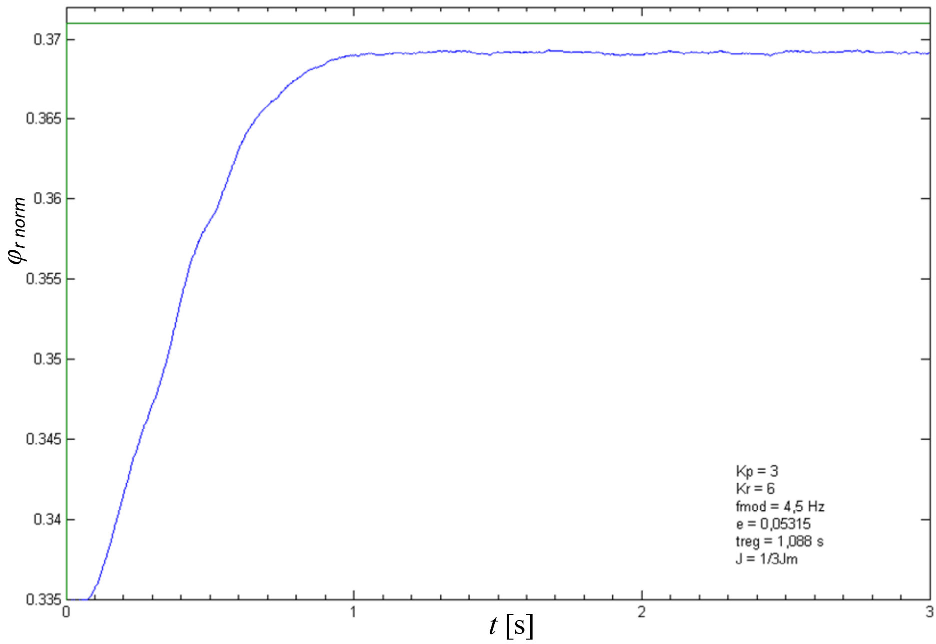
Obr. 10.27 je uvedená kompletná schéma regulátora realizovaného v prostredí Matlab/Simulink s vyznačením príslušnosti blokov k jednotlivým častiam.



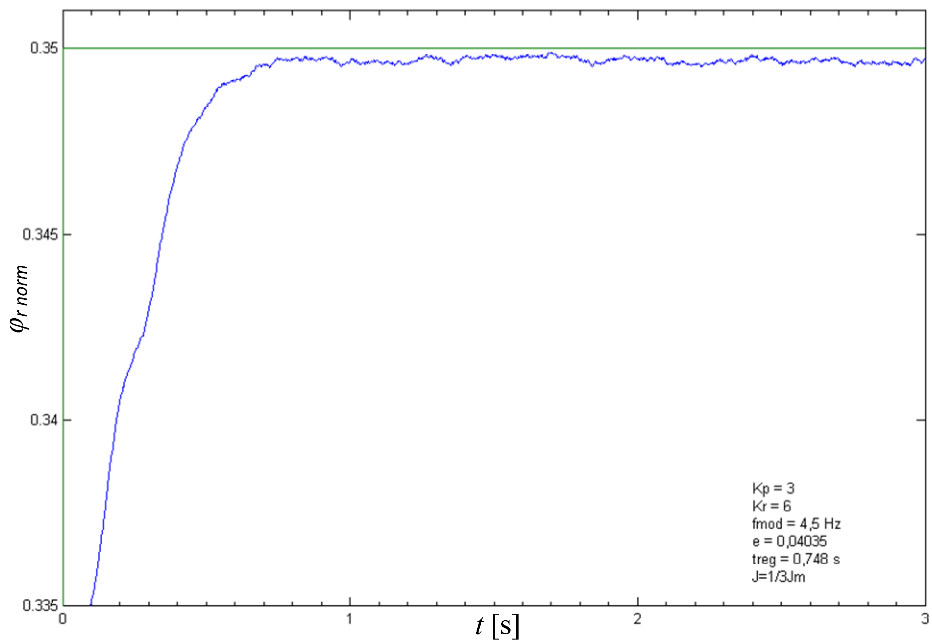
Obr. 10.27 Schéma riadiacej časti polohového servosystému realizovanej v prostredí Matlab/Simulink

Vzhľadom k potrebe riadenia systému v reálnom čase prebiehal výpočet stavov a výstupov systému s pevným časovým krokom zhodným so vzorkovacou periódou vstupno/výstupnej časti ($T_v = 0{,}002$ s) a bol použitý spojitý solver Dormand-Prince (solver predstavuje spôsob numerickej integrácie pre výpočet stavov zostaveného modelu). K výpočtu bolo možné použiť aj implicitný solver, ktorý dáva presnejšie výsledky, ale predstavuje väčšiu záťaž pre použitý hardvér. Z explicitných solverov je práve použitý Dormand-Prince najpresnejší, preto bola zvolená táto metóda.

Na Obr. 10.28 je zobrazená odozva systému na skokovú zmenu polohy (z 0 na 24°). Signál polohy bol generovaný v bloku Signal Builder v hodnotách, ktoré sú normované RealTime Toolboxom pre rozsah 0 – 10 V analógového vstupu meracej a riadiacej karty. Hodnota 0,335 zodpovedá referenčnej (nulovej) polohe ramena. Prechodová charakteristika bola nameraná pri odpojenej akceleračnej slučke a závaží $m_z = 1{,}2$ kg. Zosilnenie regulátora polohy bolo nastavené na hodnotu $K_{R\varphi} = 3$ a regulátora rýchlosti na hodnotu $K_{R\omega} = 6$. V nameranej odozve nie je pozorovateľná kmitavá zložka. Jej potlačenie bolo dosiahnuté vyšším pracovným tlakom, ktorý zabezpečil vyššiu celkovú tuhosť mechanizmu a taktiež v dôsledku budenia signálom v krajnej časti statickej charakteristiky. Trvalú regulačnú odchýlku by bolo možné znížiť zvýšením zosilnenia regulátorov, avšak so znížením bezpečnosti v stabilite.



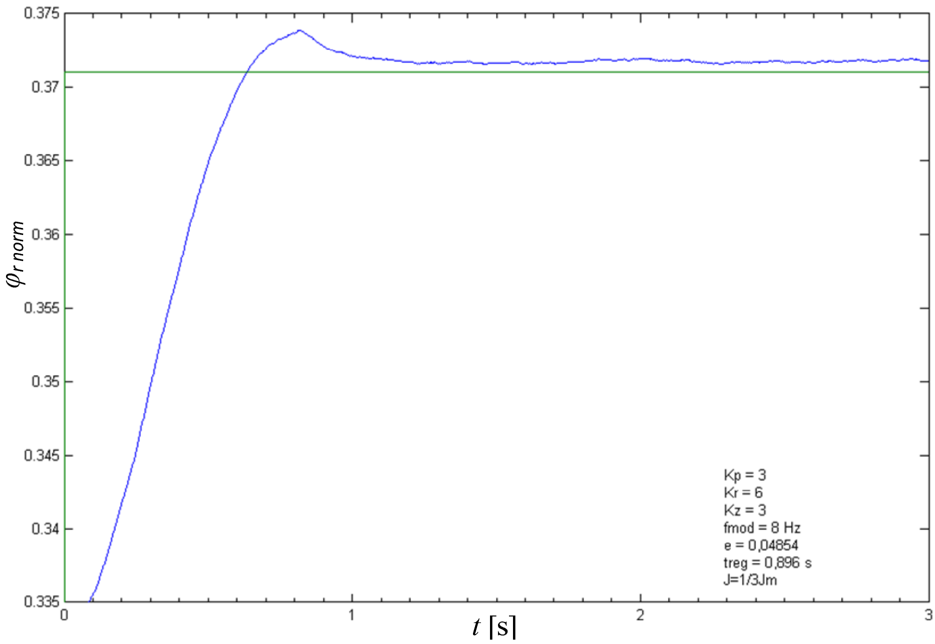
Obr. 10.28 Prechodová charakteristika systému bez akceleračnej slučky pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $m_z = 1{,}2$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°



Obr. 10.29 Prechodová charakteristika systému bez akceleračnej slučky pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $m_z = 1{,}2$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 10°

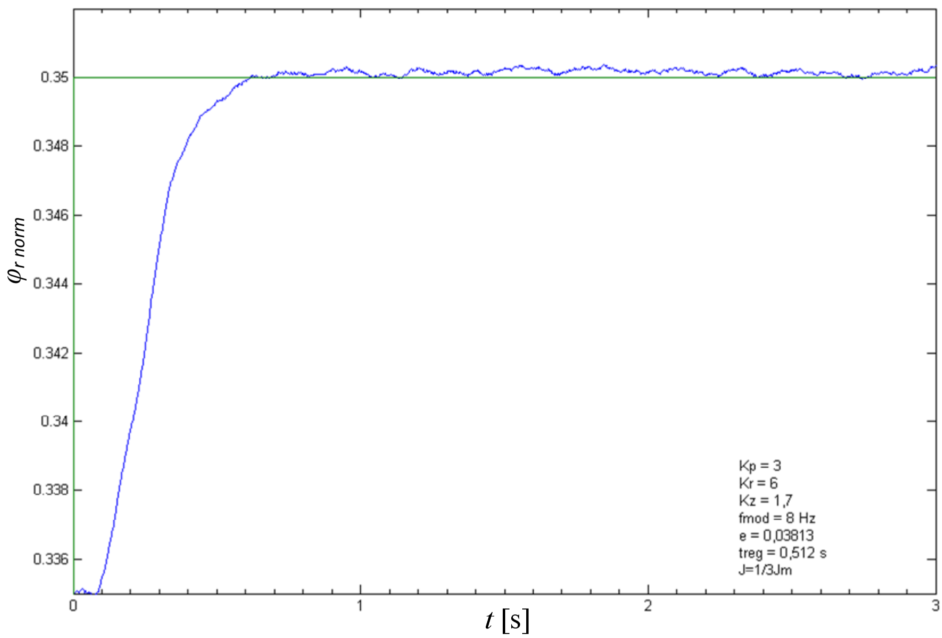
Na Obr. 10.29 je uvedená odozva systému na skokovú zmenu polohy pri inej hodnote budiaceho signálu (normovaná hodnota 0,35, zmena polohy z 0 na 10°). Priebeh odozvy opäť nevykazuje kmitavý charakter a trvalá regulačná odchýlka je pre rovnaké zosilnenia regulátorov menšia.

Na Obr. 10.30 je zobrazená prechodová charakteristika získaná pri zaradenej akceleračnej slučke. Zosilnenie regulátora zrýchlenia bolo nastavené na hodnotu $K_{R\varphi} = 3$. Preregulovanie v tomto prípade súvisí s dopravným oneskorením vyplývajúcim jednak z pomerne nízkej rýchlosti presunu stlačeného vzduchu v prívodoch, ako aj umelo zavedeným oneskorením vplyvom číslicového spracovania signálu. Vzhľadom k metóde ovládania ventilov (šírkovo modulované impulzy), by zníženie zosilnenia predstavovalo pre tie isté hodnoty regulačnej odchýlky otvorenie ventilov na kratší čas, čo by umožňovalo dané preregulovanie znížiť. Pozitívny vplyv by na kvalitu regulácie malo zvýšenie vzorkovacej frekvencie ako aj zvýšenie frekvencie signálu generátora píly, z ktorých však obe boli na hranici danej použitým vybavením.

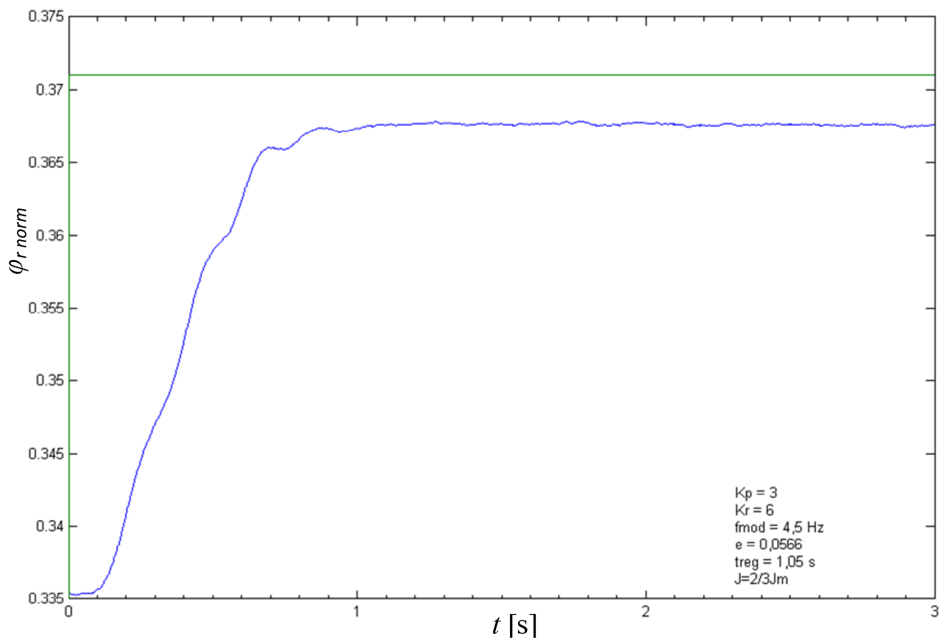


Obr. 10.30 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $m_z = 1{,}2$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°

Na Obr. 10.31 je uvedená odozva systému so zaradenou akceleračnou slučkou na skokovú zmenu polohy pri inej hodnote budiaceho signálu (zmena polohy z 0 na 10°), avšak so znížením zosilnenia regulátora zrýchlenia na hodnotu $K_{R\varepsilon} = 1{,}7$. Pre zníženú hodnotu budiaceho signálu toto zníženie hodnoty zosilnenia bolo nutné vzhľadom k potrebe otvárať ventily aktuátora na kratší čas a elimináciu preregulovania. Ako je vidieť z porovnania priebehu na Obr. 10.31 (so zaradenou akceleračnou slučkou) voči priebehu na Obr. 10.29 (s vyradenou akceleračnou slučkou), tak aplikáciou podradenej akceleračnej slučky sa zvýši kvalita regulácie, t.j. sa dosiahne menšia hodnota regulačnej plochy a kratšia doba regulácie.



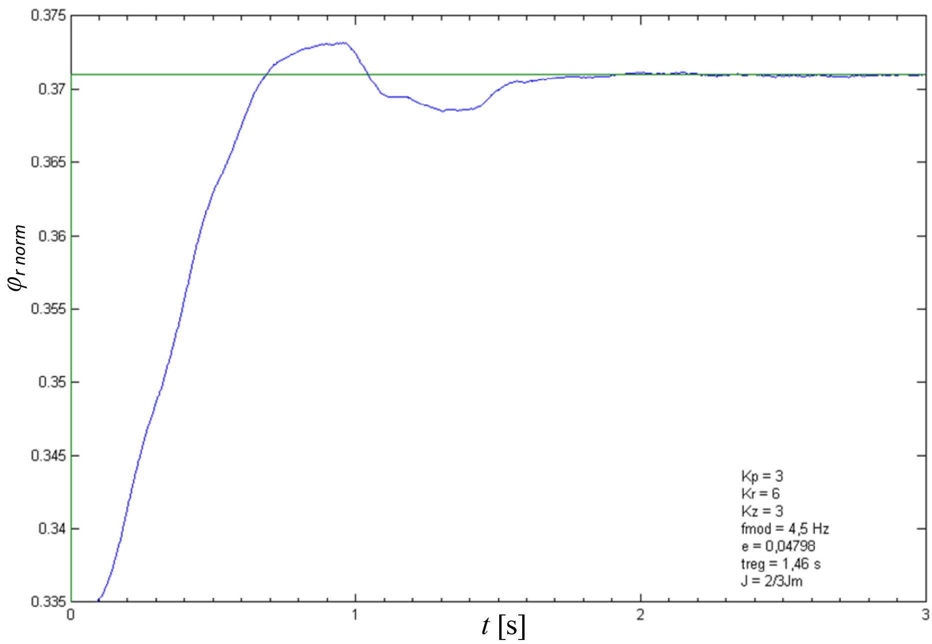
Obr. 10.31 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $K_{R\varepsilon} = 1{,}7$, $m_z = 1{,}2$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 10°



Obr. 10.32 Prechodová charakteristika systému bez akceleračnej slučky pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $m_z = 2{,}14$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°

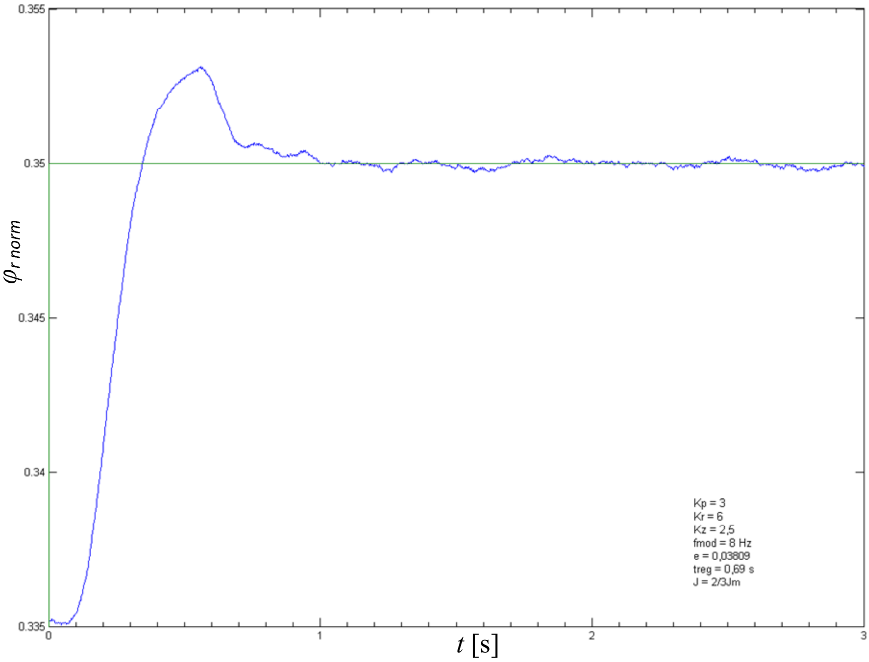
V druhej sérii meraní bolo zvýšené závažie na hodnotu m_z = 2,14 kg a boli odmerané prechodové charakteristiky taktiež pri dvoch rôznych hodnotách budiaceho signálu. Na Obr. 10.32 je zobrazená odozva pre hodnotu budiaceho signálu zodpovedajúcu skokovej zmene polohy z 0 na 24°. Hodnota trvalej regulačnej odchýlky je v tomto prípade značná (9 %). Vzhľadom k zvýšeniu momentu zotrvačnosti zväčšením použitého závažia sú zákmity pri pohybe ramena výraznejšie ako pri menšom závaží.

Na Obr. 10.33 je uvedená odozva systému pre závažie m_z = 2,14 kg pri zaradenej akceleračnej slučke a zosilnení regulátora zrýchlenia $K_{R\varepsilon}$ = 3. Z odozvy je zrejmá potreba zníženia tohto zosilnenia, z dôvodu vzniku nežiaduceho kmitu okolo žiadanej polohy v dôsledku oneskorení v systéme. Zavedením akceleračnej slučky je však hodnota trvalej regulačnej odchýlky prakticky nulová.

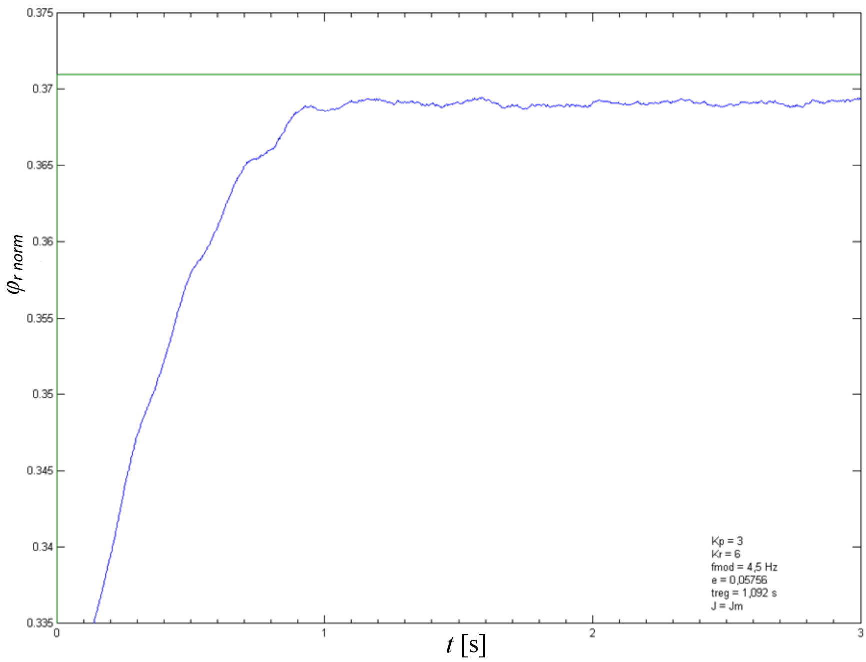


Obr. 10.33 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi}$ = 3, $K_{R\omega}$ = 6, $K_{R\varepsilon}$ = 3, m_z = 2,14 kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°

Pri znížení hodnoty budiaceho signálu (skoková zmena polohy z 0 na 10°) bolo potrebné znížiť aj hodnotu zosilnenia regulátora zrýchlenia. Na Obr. 10.34 je odozva systému na skokovú zmenu polohy pri nastavenom zosilnení regulátora zrýchlenia $K_{R\varepsilon}$ = 2,5. Doba regulácie voči nižšej hodnote závažia vzrástla o 0,178 s, čo súvisí s väčším momentom zotrvačnosti použitého závažia, pričom je zrejmé aj značné preregulovanie. V porovnaní s prípadom bez zaradenej akceleračnej slučky je evidentná nízka hodnota trvalej regulačnej odchýlky. Ďalším znížením zosilnenia regulátora zrýchlenia by bolo možné znížiť hodnotu preregulovania.

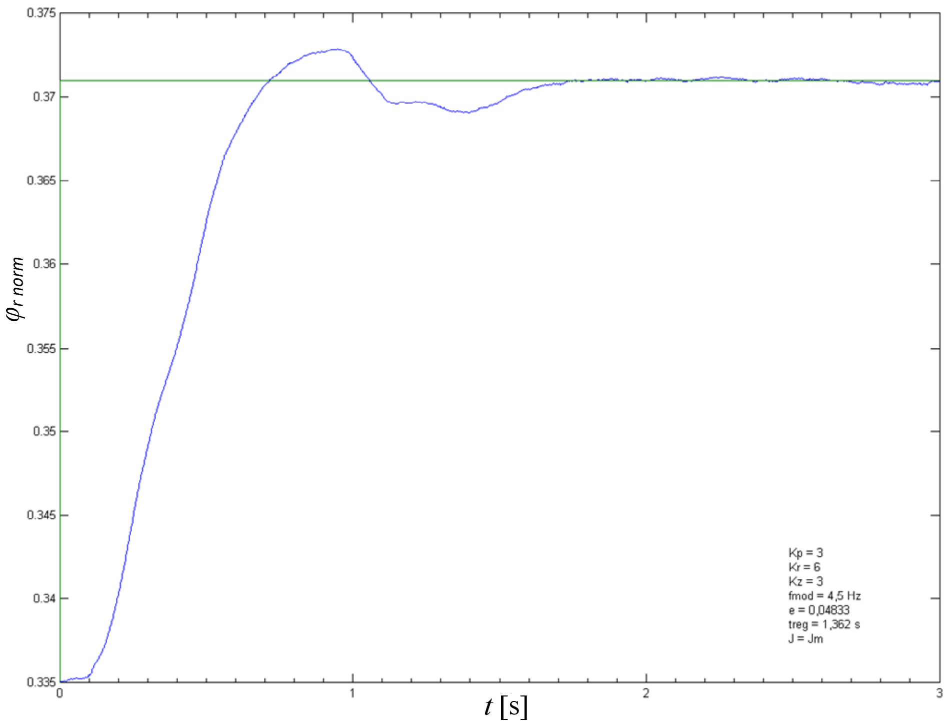


Obr. 10.34 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $K_{R\varepsilon} = 2{,}5$, $m_z = 2{,}14$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 10°



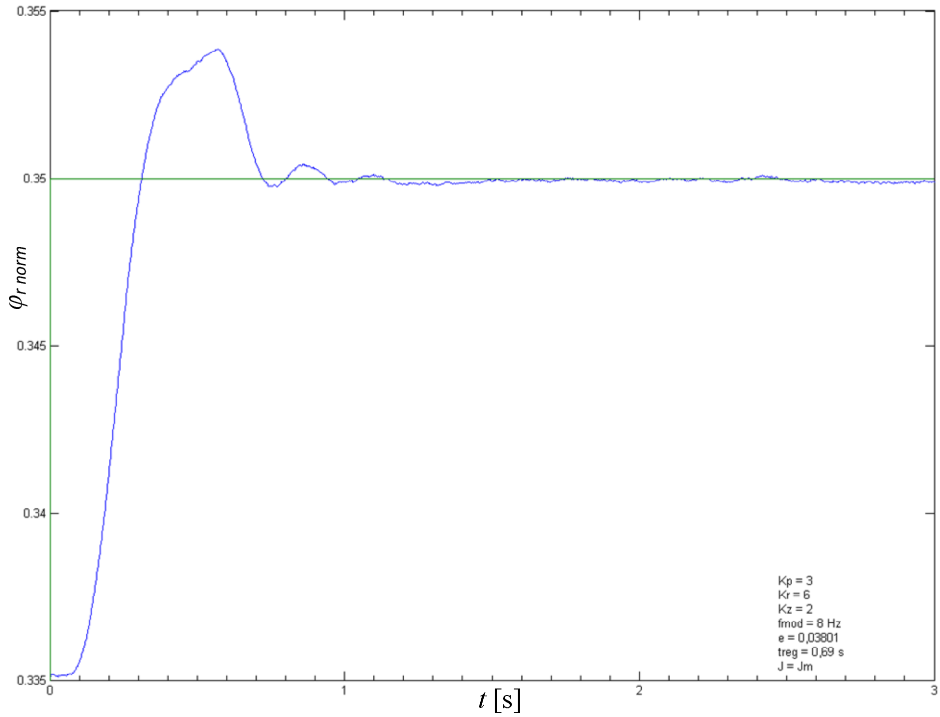
Obr. 10.35 Prechodová charakteristika systému bez akceleračnej slučky pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $K_{R\varepsilon} = 2{,}5$, $m_z = 3{,}34$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°

V poslednej sérii boli vykonané merania so závažím $m_z = 3{,}34$ kg. Na Obr. 10.35 je odozva bez zaradenej akceleračnej slučky a na Obr. 10.36 zo zaradenou akceleračnou slučkou. Ďalšie zväčšenie záťaže aktuátora sa prejavilo zvýšením zákmitov pri pohybe ramena aktuátora, pričom aplikáciou akceleračnej slučky sa značne znížila hodnota chyby regulácie (regulačná plocha bola v prípade s akceleračnou slučkou 0,04833 v porovnaní s hodnotou 0,05756 bez akceleračnej slučky). Aj v tomto prípade bolo pri zosilnení $K_{R\varepsilon} = 3$ pri regulačnom pochode prítomné preregulovanie (5,2 %) ako aj následný podkmit.



Obr. 10.36 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $K_{R\varepsilon} = 3$, $m_z = 3{,}34$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 24°

Pre prípad zníženia hodnoty budiaceho signálu bolo potrebné znížiť hodnotu zosilnenia regulátora zrýchlenia ešte viac ako u predošlého závažia, keďže väčšia zotrvačnosť viedla pri tom istom zosilnení k väčšej hodnote preregulovania. Na Obr. 10.37 je uvedená odozva pre zosilnenie regulátora zrýchlenia nastavené na hodnotu $K_{R\varepsilon} = 2$. Preregulovanie je však v tomto prípade stále neprípustne veľké, a preto je potrebné znížiť hodnotu zosilnenia aj regulátora polohy s uvážením následného zvýšenia hodnoty trvalej regulačnej odchýlky.



Obr. 10.37 Prechodová charakteristika systému s akceleračnou slučkou pri zosilneniach $K_{R\varphi} = 3$, $K_{R\omega} = 6$, $K_{R\varepsilon} = 2$, $m_z = 3{,}34$ kg a skokovej zmene polohy z 0 na 10°

Z nameraných prechodových charakteristík je v súlade s predpokladmi zrejmý výrazný vplyv zaradenej akceleračnej slučky na dynamiku sústavy. Implementácia regulácie akcelerácie predstavuje regulovanie veličiny, ktorá je najbližšie zdroju porúch v podobe zmien momentu zotrvačnosti pri zmenách záťaže. Zaradenie tejto slučky zabezpečuje veľmi rýchlu reakciu v regulačnom pochode. Odozvy mali väčšie hodnoty preregulovania kvôli dopravnému oneskoreniu vyplývajúcemu z povahy pneumatického systému ako aj číslicového spracovania signálu v počítači. Z celej série meraní je zrejmá závislosť odoziev na veľkosti budiaceho signálu, s ktorou súvisí potreba meniť zosilnenia, aby bolo možné získať porovnateľné odozvy s čo najmenšou hodnotou preregulovania a nízkou hodnotou trvalej regulačnej odchýlky. Bolo by teda možné použiť metódu „gain scheduling“ v závislosti od parametrov, ako je moment zotrvačnosti záťaže a veľkosť budiaceho signálu. Parametre by určili zaradenie do tried, ktorým by zodpovedali rôzne zosilnenia podľa získaných odoziev spĺňajúcich kritériá kladené na kvalitu regulácie. Pri nastavení zosilnení podľa Ziegler-Nicholsa a zaradení akceleračnej slučky bola presnosť regulácie vyššia, pričom doba regulácie bola v uvedených prípadoch porovnateľná alebo vyššia hlavne z dôvodu väčšieho preregulovania, ktoré bolo možné znížiť znížením zosilnenia regulátora zrýchlenia (na úkor hodnoty trvalej regulačnej odchýlky). Hlavným prvkom robustifikácie vo vzťahu k zmenám parametra momentu zotrvačnosti sa javilo zvýšenie tuhosti celého mechanizmu, ktoré pomohlo eliminovať kmitavú zložku odoziev aj pri najťažšom závaží (odozvy s vyradenou a zaradenou akceleračnou slučkou boli pre prípady všetkých troch závaží porovnateľné – preregulovanie a podkmit pri odozve so zaradenou akceleračnou slučkou boli spôsobené inými faktormi). Ďalším faktorom, ktorý by mohol mať vplyv na zvýraznenie dôsledkov zaradenia akceleračnej slučky je vzorkovacia frekvencia pri číslicovom spracovaní signálu. Jej hodnota je samozrejme závislá od použitého hardvéru. Použitím PC s väčšou operačnou pamäťou a vyššou taktovacou frekvenciou procesora by bolo možné zvýšiť vzorkovaciu frekvenciu na hodnoty rádovo v kHz v porovnaní s hraničnou frekvenciou určenou použitým hardvérom (500 Hz). Kombináciou vyššej frekvencie generátora pílových kmitov a vzorkovacej frekvencie by bolo možné zvýšiť kvalitu regulácie daného systému a súčasne zvýrazniť pozitívne dôsledky zaradenia akceleračnej slučky.

Pre ďalšie zvýšenie kvality regulácie je žiaduce zmeniť typ snímača polohy keďže primárnou matematickou operáciou pre zabezpečenie regulácie nižších stavových veličín je derivácia, ktorou sa šum prirodzene prítomný v snímanom signále zosilňuje. Preto v ďalšom výskume bol potenciometer ako snímač polohy nahradený optoelektronickým inkrementálnym snímačom. Vzhľadom k potrebe čo najviac znížiť zaťaženie hardvéru, aby bol k dispozícii čo najvyšší výkon pre vzorkovanie je nutné mať počítadlo impulzov ako aj obvody pre určenie znamienka pohybu realizované v hardvérovej forme, čo si vyžadovalo prechod od karty AD512 k novšiemu typu MF624 taktiež firmy Humusoft. Táto karta obsahuje 14-bitový A/Č prevodník s tvarovačom nultého radu, 4 vstupy pre inkrementálny snímač (jednoduché, alebo diferenciálne) a ďalšie číslicové vstupy a výstupy podobne ako karta AD512. Zároveň bolo použité výkonnejšie PC s procesorom Intel Core 2 Quad s taktovacou frekvenciou 2,33 GHz a 4 GB operačnej pamäte.

10.2.4 Regulačný obvod s kompenzačným regulátorom stavových veličín

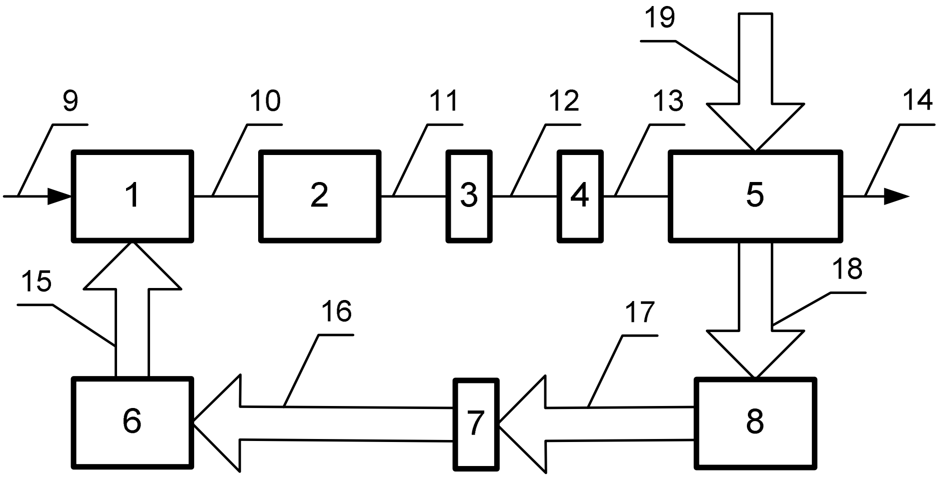
Regulačné obvody rôznych fyzikálnych veličín (poloha, uhlová rýchlosť, teplota a pod.) sú riešené tak, že na výstupy regulovanej sústavy sú pripojené snímače, ktoré svojimi signálmi vstupujú do regulátora a ten na základe ich porovnania s žiadanými hodnotami príslušných veličín generuje signál ústredného člena regulátora vstupujúci do akčného člena regulátora [4], [7], [41] a [90]. Z akčného člena vystupuje akčná veličina, ktorá je vstupom do regulovanej sústavy, z ktorej vystupuje regulovaná veličina, prípadne ďalšie výstupy charakterizujúce stav regulovanej sústavy. Do regulovanej sústavy vstupujú taktiež poruchové veličiny, ktoré predstavujú vplyv okolia na regulovanú sústavu. Ich vplyv je potláčaný regulačným obvodom v dôsledku fungujúcich spätných väzieb a funkcie regulátora. Takéto riešenie je prijateľné pre mnohé prípady, kde charakter regulovanej sústavy sa blíži k vlastnostiam lineárnych systémov. V prípade regulovaných sústav, ktoré sú nelineárne je funkcia regulačného obvodu zachovaná, jeho vlastnosti sú však niekedy odlišné a nevýhodné v porovnaní s pôvodným lineárnym systémom. Sú to vlastnosti typické pre nelineárne systémy a v prípade napr. servosystémov sa prejavujú nasledovne:

- systém má odlišné prechodové charakteristiky pri rôznych veľkostiach vstupov,
- stabilita systému je závislá na veľkosti vstupu, systém nie je globálne stabilný,
- statická charakteristika systému je nelineárna,
- systém je citlivý na zmeny parametrov (nízka parametrická invariantnosť),
- obmedzený rozsah nastaviteľných parametrov regulátora vo vzťahu ku možnostiam zachovania stability systému.

Uvedené nedostatky odstraňuje regulačný obvod s kompenzačným regulátorom stavových veličín (Obr. 10.38) [2]. Podstata navrhnutého technického riešenia spočíva v tom, že využíva tendenciu včleniť do nelineárneho regulačného obvodu také funkčné bloky, aby v dôsledku tohto zásahu celkový systém nadobudol vlastnosti lineárneho systému, alebo sa ku nim v značnej miere priblížil.

V tomto prípade dochádza k tomu, že pri nezmenenej funkcii a štruktúre regulačného obvodu dochádza ku potlačeniu alebo úplnému odstráneniu nedostatkov nelineárneho regulačného obvodu, ktoré sa v lineárnych systémoch buď nevyskytujú alebo ich miera vplyvu je výrazne nižšia. Do regulačného obvodu je v takom prípade začlenený blok staticko-dynamickej kompenzácie (BSDK), ktorý svojou (obvykle nelineárnou) statickou charakteristikou linearizuje celkovú statickú charakteristiku regulačného obvodu. Dynamická časť uvedeného bloku má také vlastnosti, že potláča nevhodné vlastnosti dynamickej časti regulovanej sústavy. Môže to byť napr. prenos s vlastnosťami selektívneho filtra, dolnofrekvenčného priepustu a pod. Tento blok (BSDK), začlenený na výstupe z ústredného člena regulátora a pripojený na vstup akčného člena tvorí súčasť regulátora, ktorý môže byť typu PID, kaskádový, stavový, so stavovou spätnou väzbou a pod. Môže byť analógový, alebo diskrétny realizovaný pomocou softvéru v mikropočítači. V takomto prípade sú súčasťou obvodu príslušné prevodníky. V prípade regulácie stavových veličín musí obvod obsahovať príslušné snímače výstupných veličín a blok transformácie stavových veličín.

Regulačný spätnoväzbový obvod s (nelineárnym) kompenzačným regulátorom stavových veličín preukazuje v prevádzke vlastnosti, ktoré sú podstatne priaznivejšie ako pôvodne a blížia sa vlastnostiam systému lineárnemu. Takýto systém má predovšetkým kratšiu dobu regulácie, podstatne menšiu dynamickú chybu regulácie a umožňuje uplatniť väčšie hodnoty konštánt ústredných členov regulátorov. V dôsledku toho je zvýšená invariantnosť systému voči poruchám a taktiež ich parametrická invariantnosť.



Obr. 10.38 Principiálna schéma regulačného spätnoväzbového obvodu s (nelineárnym) kompenzačným regulátorom stavových veličín

Význam jednotlivých blokov a signálov na Obr. 10.38:

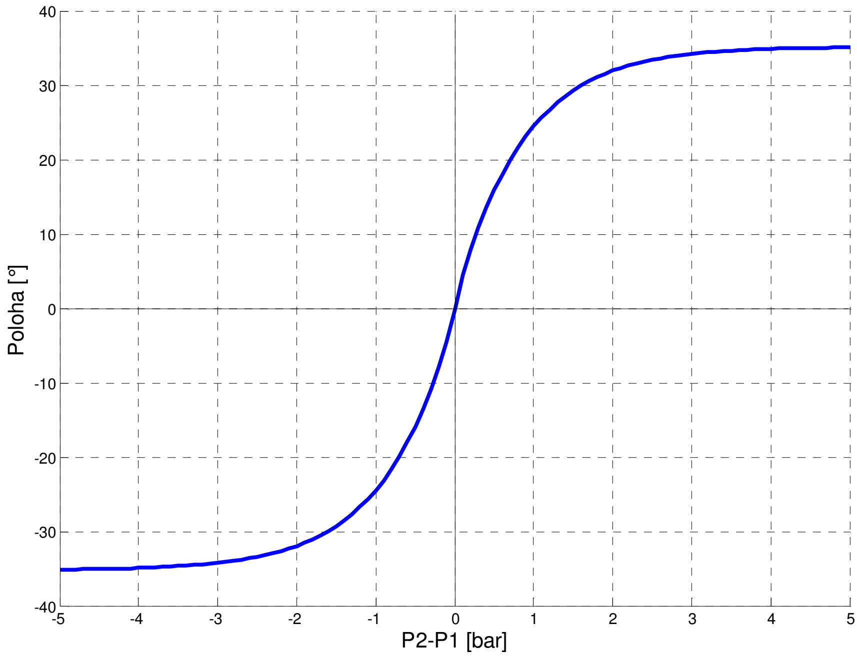
1 - regulátor stavových veličín,
2 - blok staticko-dynamickej kompenzácie,
3 - prevodník Č/A,
4 - akčný člena regulátora,
5 - regulovaná sústava,
6 - blok transformácie stavových veličín,
7 - prevodník A/Č,
8 - blok snímačov,
9 - riadiaci vstup,
10 - výstupný signál regulátora stavových veličín,
11 -výstupný signál bloku staticko-dynamickej kompenzácie,
12 -výstupný signál z Č/A prevodníka,
13 -akčná veličina,
14 -výstup regulovanej sústavy,
15 -vektor stavových veličín v číslicovej forme,
16 -vektor výstupných veličín v číslicovej forme,
17 -vektor výstupných signálov zo snímačov,
18 -vektor výstupných signálov,
19 - viacrozmerový prívod porúch.

Obr. 10.38 znázorňuje celkové blokové usporiadanie a nastavenie funkčných časti zariadenia. Riadiaci vstup (vstupný spoj) 9 zodpovedajúci žiadanej hodnote výstupu 14 vchádza do bloku lineárnych ústredných členov regulátora 1, do ktorého súčasne vstupujú stavové veličiny prostredníctvom viacrozmerového prívodu 15. Výstupný signál 10 z bloku lineárnych ústredných členov regulátora stavových veličín 1 vstupuje do bloku staticko-dynamickej kompenzácie 2, ktorý svojou (obvykle nelineárnou) statickou charakteristikou linearizuje statickú charakteristiku celého regulačného obvodu. Dynamická časť tohto bloku má také vlastnosti, že potláča nevhodné vlastnosti dynamickej časti regulovanej sústavy 5. Výstupný signál 11 bloku staticko-dynamickej kompenzácie 2 je cez prevodník Č/A 3 privedený vo forme signálu 12 do akčného člena regulátora 4. Tento generuje akčnú veličinu 13, ktorá je pripojená na vstup regulovanej sústavy 5. Do tejto sústavy súčasne vstupuje množina poruchových veličín charakterizujúcich vplyv okolia na systém vo forme viacrozmerového prívodu (viacrozmerový prívod porúch) 19. Výstup (výstupný spoj) 14 regulovanej sústavy 5 je súčasne aj výstupom z celého regulačného obvodu (Obr. 10.38). Z regulovanej sústavy 5 vystupujú vo forme viacrozmerového vývodu 18 výstupne veličiny regulovanej sústavy 5, ktoré prostredníctvom bloku snímačov 8 sú pozmenené na množinu signálov vo forme viacrozmerového vývodu 17. Tieto signály sú v prevodníku A/Č 7 prevedené do formy číslicových signálov zodpovedajúcich výstupným veličinám (viacrozmerný vývod 16) a v bloku transformácie stavových veličín 6 sú pretransformované do formy vektora stavových veličín privedených vo forme viacrozmerového prívodu 15 do bloku lineárnych ústredných členov regulátora 1. Regulátor celého systému je tvorený všetkými funkčnými blokmi a prepojeniami uvedenými na Obr. 10.38, okrem bloku regulovanej sústavy 5. Predpokladá sa, že okrem akčného člena 4 a bloku snímačov 8 sú ostatné časti regulátora realizované vo forme riadiaceho počítača a funkcie jednotlivých blokov bude predstavovať príslušná časť jeho software. Riešenie nevylučuje ani realizáciu regulátora v analógovej forme, v tomto prípade prevodníky 3 a 7 nie sú potrebné, alebo sa redukujú do formy prispôsobovacích členov.

Návrh kompenzačného člena – statická časť

Na Obr. 10.39 je znázornená časť statickej charakteristiky aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení, ktorá bola nameraná na reálnom systéme.

Podľa predpokladov aj z Obr. 10.39 je zrejmé, že statická charakteristika je nelineárna. Charakteristika má spojitý priebeh a predstavuje nelinearitu typu nasýtenia. Pri riadení polohy takéhoto nelineárneho člena vznikajú značné problémy so zachovaním jeho statických i dynamických vlastností pri rôznych hodnotách riadiaceho vstupu a taktiež pri zmenách momentu zotrvačnosti záťaže. Preto pre potreby regulácie takéhoto systému je vhodné zaradenie kompenzačného člena regulátora, ktorý úplne alebo aspoň čiastočne linearizuje sústavu tvorenú nelineárnym regulátorom a nelineárnym regulovaným systémom (aktuátor s hmotnou záťažou). Táto linearizácia plne zodpovedá princípu adekvátnosti, podľa ktorého vyplýva, že nelineárny riadený objekt (aktuátor s hmotnou záťažou) môže byť optimálne riadený iba nelineárnym riadiacim systémom (regulátorom). Z princípu adekvátnosti taktiež vyplýva, že stupeň zložitosti riadiaceho systému (regulátora) musí zodpovedať stupňu zložitosti riadeného objektu. V prípade pneumatického aktuátora s antagonistickým usporiadaním umelých svalov, ktorý je sústavou nelinárnou a jednorozmerovou, bude teda platiť, že regulátor obvodu automatického riadenia polohy takéhoto objektu bude taktiež jednorozmerový a nelineárny. Jeho nelineárna charakteristika bude reciprokou funkciou statickej charakteristiky riadeného objektu s príslušným zohľadnením zosilnení funkčných blokov umiestnených medzi príslušnými nelinearitami.



Obr. 10.39 Statická charakteristika aktuátora s umelými svalmi v antagonistickej konfigurácii

Regulovaná sústava (riadený objekt, aktuátor so záťažou) má nasledovnú nelineárnu funkciu zosilnenia [3]:

$$K_N(\Delta p) = \frac{\varphi_r(\Delta p)}{\Delta p} = \Delta p^{-1}\left(a_0 - a_1 e^{-|\Delta p|} + a_2 |\Delta p| e^{-|\Delta p|}\right) \cdot sign\left(\Delta p^{-1}\right), \quad (10.34)$$

kde: $\Delta p = p_1 - p_2$ – rozdiel tlakov vo svaloch,
φ_r – uhol natočenia ramena aktuátora,
a_0, a_1, a_2 – koeficienty získané aproximáciou nameranej charakteristiky.

Pre konkrétny aktuátor popísaný v predchádzajúcich kapitolách bude táto funkcia mať nasledujúci tvar:

$$K_N(\Delta p) = \frac{\varphi_r(\Delta p)}{\Delta p} = \\ = \Delta p^{-1}\left(35{,}135 - 34{,}444 e^{-|\Delta p|} + 5{,}470 |\Delta p| e^{-|\Delta p|}\right) \cdot sign\left(\Delta p^{-1}\right). \quad (10.35)$$

Súčasne platí :

$$\Delta p = K_u u_r = 0{,}6 u_r \,. \qquad (10.36)$$

kde: u_r – riadiaci signál z ústredného člena regulátora,
K_u – konštanta prevodu signálu ± 10 V na ± 6 barov.

Vzťah medzi maximálnou hodnotou riadiaceho signálu a maximálnym uhlom natočenia ramena aktuátora je daný zosilnením K_{max}:

$$K_{\max} = \frac{\varphi_{\max}}{u_{r\max}} = \frac{35{,}5\,\text{deg}}{10\,\text{V}} = 3{,}55\,\text{deg/V} \,. \qquad (10.37)$$

Pre závislosť medzi riadiacim signálom z kompenzačného člena a riadiacim signálom z ústredného člena regulátora platí:

$$u_{rk} = K_k(u_r) \cdot u_r \,, \qquad (10.38)$$

kde: u_{rk} – riadiaci signál z kompenzačného člena,
K_K – zosilnenie kompenzačnej nelinearity.

Kompenzačný člen regulátora musí mať nelineárnu funkciu zosilnenia, ktorá je prevrátenou hodnotou zosilnenia sústavy. Potom pre zosilnenie kompenzačnej nelinearity v závislosti na riadiacom signále z ústredného člena regulátora sa dá odvodiť nasledujúci všeobecný tvar [3]:

$$\begin{aligned} K_K(u_r) &= \frac{K_{\max}}{K_N(u_r)} = \\ &= K_{\max}\left[u_r^{-1}\left(a_0 - a_1 e^{-|K_u u_r|} + a_2 |K_u u_r| . e^{-|K_u u_r|}\right)\cdot sign(K_u u_r)\right]^{-1}, \end{aligned} \qquad (10.39)$$

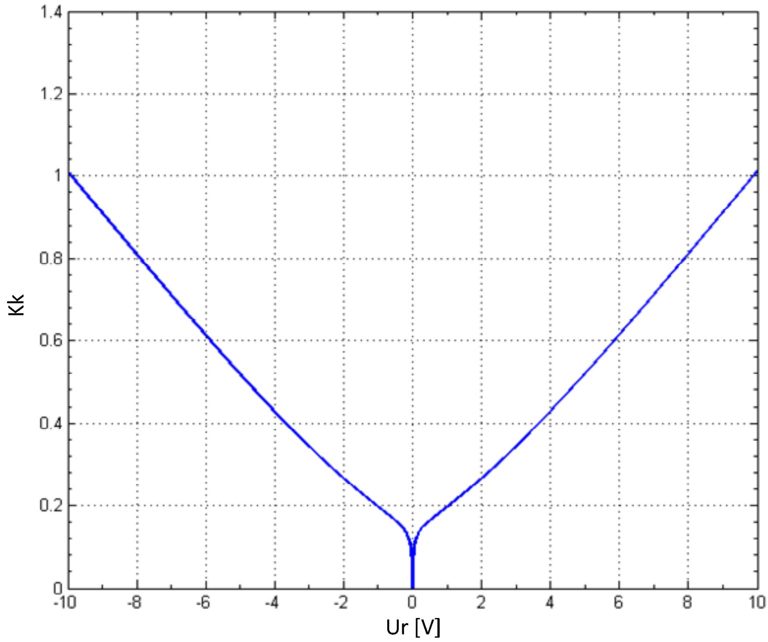
pričom

$$K_N(u_r) = \frac{\varphi_r(\Delta p)}{u_r} \,. \qquad (10.40)$$

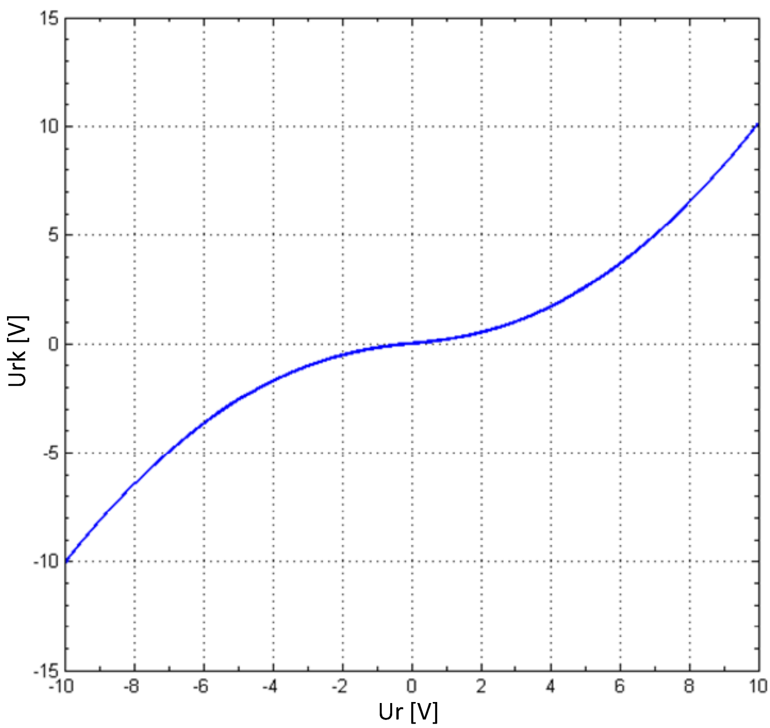
Potom pre aktuátor so statickou charakteristikou podľa Obr. 10.39 dostaneme konkrétny tvar zosilnenia kompenzačnej nelinearity v závislosti na riadiacom signále z ústredného člena regulátora:

$$\begin{aligned} &K_K(u_r) = 3{,}55 \cdot \\ &\cdot \left[u_r^{-1}\left(35{,}135 - 34{,}444 e^{-|0{,}6u_r|} + 5{,}470 |0{,}6u_r| . e^{-|0{,}6u_r|}\right)\cdot sign(0{,}6u_r)\right]^{-1}. \end{aligned} \qquad (10.41)$$

Priebeh funkcie podľa (10.41) je znázornený na Obr. 10.40 a k nemu príslušná statická charakteristika kompenzačného člena regulátora pre kompenzáciu nelinearity statickej charakteristiky aktuátora je znázornená na Obr. 10.41. Priebeh funkcie aj statická charakteristika boli vykreslené v systéme Matlab 7.1.

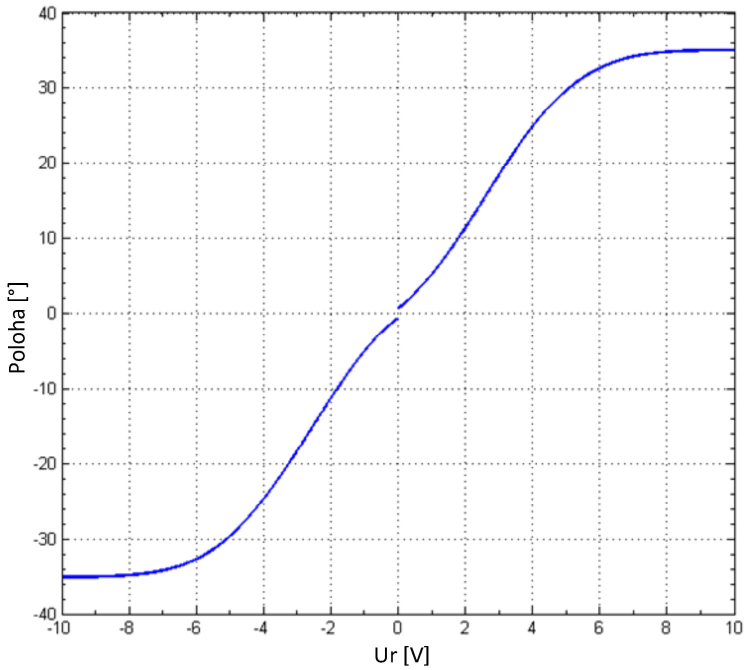


Obr. 10.40 Zosilnenie kompenzačného člena v závislosti na riadiacom signále z ústredného člena regulátora



Obr. 10.41 Statická charakteristika kompenzačného člena regulátora pre kompenzáciu nelinearity statickej charakteristiky aktuátora

Celková nelinearita sústavy, nelineárny regulátor a nelineárny aktuátor je znázornená na Obr. 10.42 a bola taktiež vykreslená v systéme Matlab 7.1. Je zrejmé, že došlo ku linearizácii značnej časti pôvodnej charakteristiky aktuátora, pri veľkých riadiacich signáloch sa zachovalo nasýtenie. Problematická je aj diskontinuita v blízkom okolí nuly, tá je spôsobená počítačom, ktorý v prípade výpočtu exponenciálnych funkcií v menovateli nie je schopný vyčísliť hodnoty konvergujúce k nekonečnu.

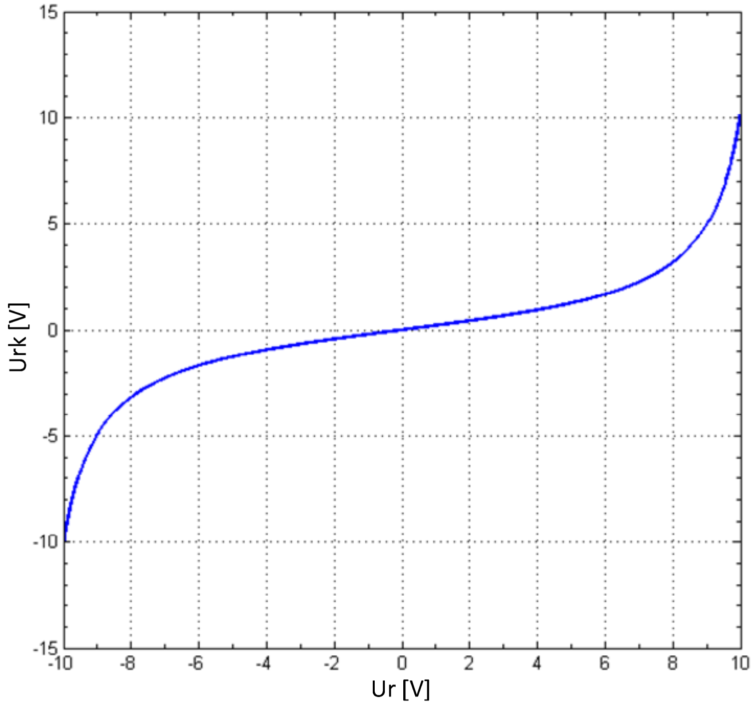


Obr. 10.42 Statická charakteristika kompenzovaná pomocou kompenzačného člena (čiastočná linearizácia)

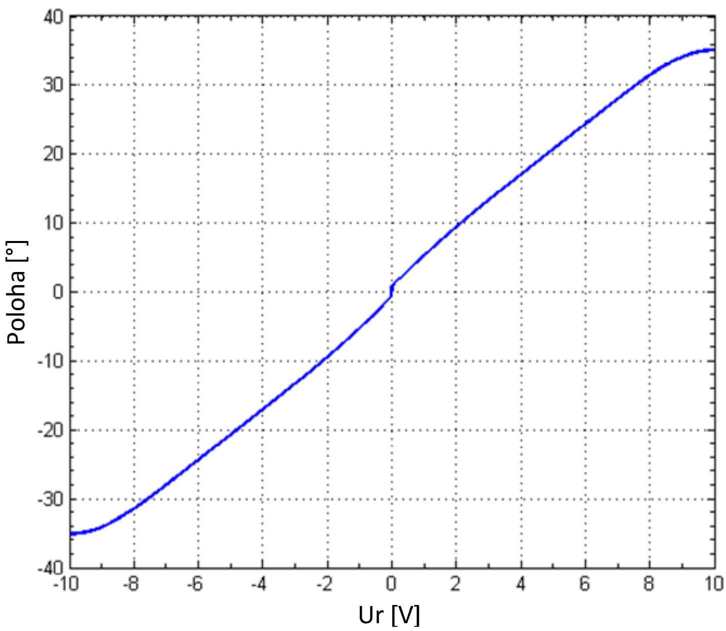
Z dôvodu povahy vzťahu pre výpočet inverznej funkcie k funkcii statickej charakteristiky, ktorá pri výpočtoch pomocou numerických metód v Matlabe v okolí nuly spôsobovala delenie nulou a tým vytvorila nespojitosť, bola táto funkcia nahradená jednoduchšou funkciou tangens, ktorej priebeh v určitom intervale vyhovuje potrebám kompenzácie funkcie statickej charakteristiky a nespôsobuje vyššie spomínaný problém pri aplikácii numerických metód výpočtu. Preto bola nahradená funkciou podľa nasledujúceho vzťahu:

$$y = 1{,}4319 \tan\left(\frac{x}{7}\right), \tag{10.42}$$

kde koeficienty tejto funkcie boli určené tak, aby pre $x = 10$ bolo $y = 10$. Priebeh takto definovanej funkcie je na Obr. 10.43 a príslušná statická charakteristika sústavy tvorenej nelineárnym regulátorom a nelineárnym aktuátorom s aplikovaným kompenzačným členom tangens je na Obr. 10.44. Priebeh funkcie aj statická charakteristika boli opäť vykreslené v systéme Matlab 7.1.



Obr. 10.43 Statická charakteristika kompenzačného člena s použitím funkcie tangens



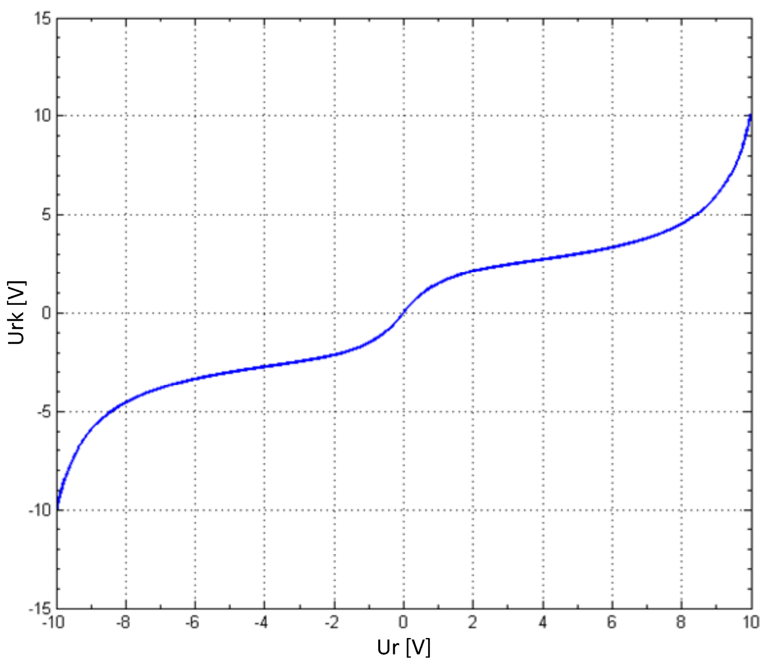
Obr. 10.44 Statická charakteristika sústavy tvorenej nelineárnym regulátorom a nelineárnym aktuátorom (čiastočná linearizácia) s aplikovaným kompenzačným členom tangens

Statická charakteristika na Obr. 10.44 má priebeh blížiaci sa lineárnemu priebehu, pásmo nasýtenia je zanedbateľné. Pri praktických meraniach však bolo zistené, že aj napriek pomerne kvalitnej linearizácii pomocou člena kompenzácie nelinearity, je v okolí nuly príliš malé zosilnenie regulátora, ktoré spôsobovalo trvalú regulačnú odchýlku. Preto bolo potrebné modifikovať prenos kompenzačného člena tak, aby v okolí nuly vykazoval väčšie zosilnenie a tým odstránil problém trvalej regulačnej odchýlky. Z Obr. 10.44 je taktiež zrejmé, že statická charakteristika v blízkom okolí nuly má nevhodnú skokovú zmenu, ktorú je možno odstrániť takisto väčším zosilnením kompenzačnej nelinearity v okolí nulového vstupu. Pôvodná funkcia kompenzačného člena podľa vzťahu (10.42) bola preto modifikovaná nasledovne [3]:

$$y = 2 \cdot \left[1 - e^{-\mathrm{abs}\left(\frac{x}{a_{dk}}\right)} + 0{,}8 \cdot 1{,}4391 \cdot \tan\left(\frac{\mathrm{abs}(x)}{7}\right) \right] \cdot \mathrm{sign}(x), \qquad (10.43)$$

kde a_{dk} je koeficient sklonu dotyčnice krivky v počiatku súradnicového systému a jeho optimálna hodnota 0,9 bola experimentálne určená pri meraniach na predmetnom systéme.

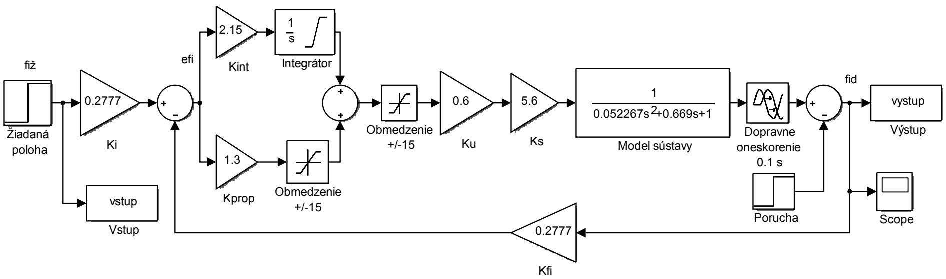
Priebeh funkcie (10.43) vykreslený v systéme Matlab 7.1 je zobrazený na Obr. 10.45 (premennej x odpovedá riadiaci signál u_r ústredného člena regulátora, premennej y riadiaci signál u_{rk} kompenzačného člena) a je ho možné považovať za optimálny.



Obr. 10.45 Statická charakteristika kompenzačného člena s dodatočnou nelinearitou

10.2.5 Simulačný model regulačného obvodu a simulácia jeho vlastností

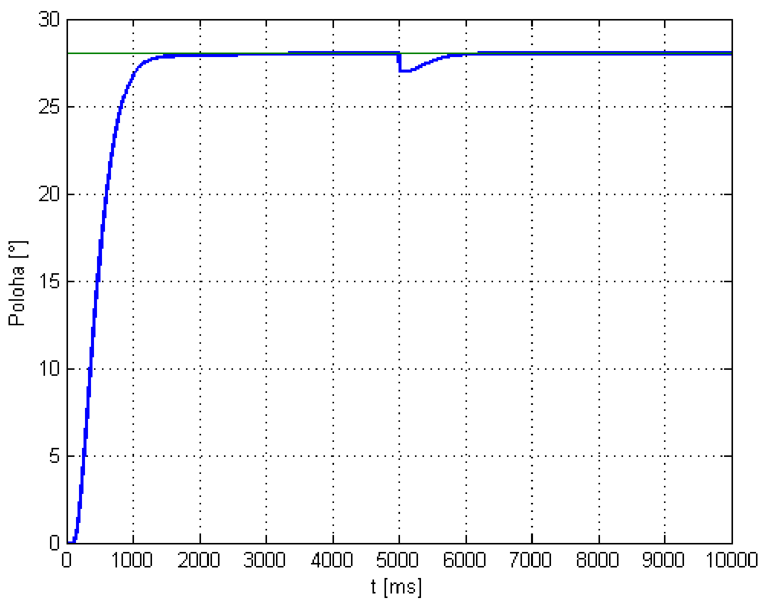
Pri návrhu simulačného modelu systému vychádzame zo zjednodušeného lineárneho modelu regulačného obvodu, ktorý pozostáva z modelu sústavy s astatizmom 2. rádu a klasického PI regulátora (Obr. 10.46). Takýto model vykazuje veľmi dobré vlastnosti z hľadiska regulácie, čo je možné vidieť na priaznivých odozvách systému na skokovú a rampovú zmenu polohy (Obr. 10.47 a Obr. 10.48).



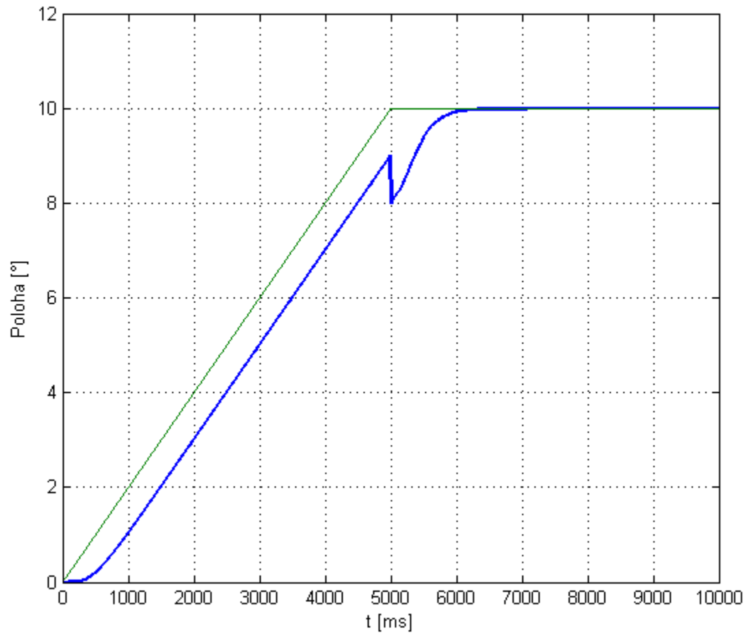
Obr. 10.46 Lineárny model regulovanej sústavy s PI regulátorom

Význam jednotlivých označení v Obr. 10.46:

K_i – prevod stupňov na inkrementy,
K_u – konštanta prevodu signálu ± 10 V na ± 6 barov,
K_s – konštanta zosilnenia statickej charakteristiky (28°/5 bar = 5,6),
K_{int} – zosilnenie integračnej zložky regulátora,
K_{prop} – zosilnenie proporcionálnej zložky regulátora,
K_φ – konštanta spätnej väzby.

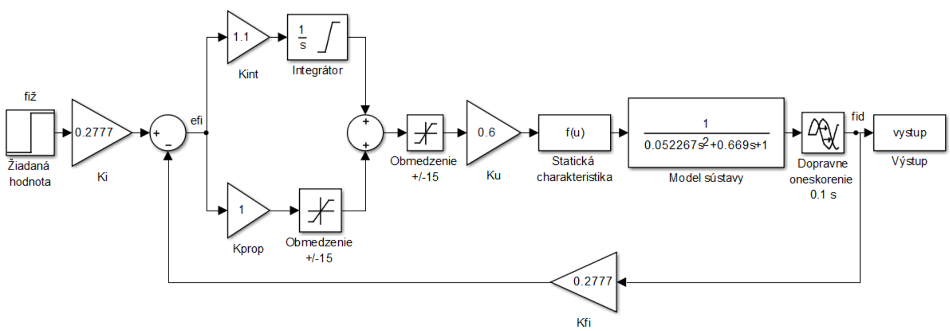


Obr. 10.47 Odozva lineárneho modelu na skokovú zmenu polohy
(v čase 5 s vstupuje porucha)



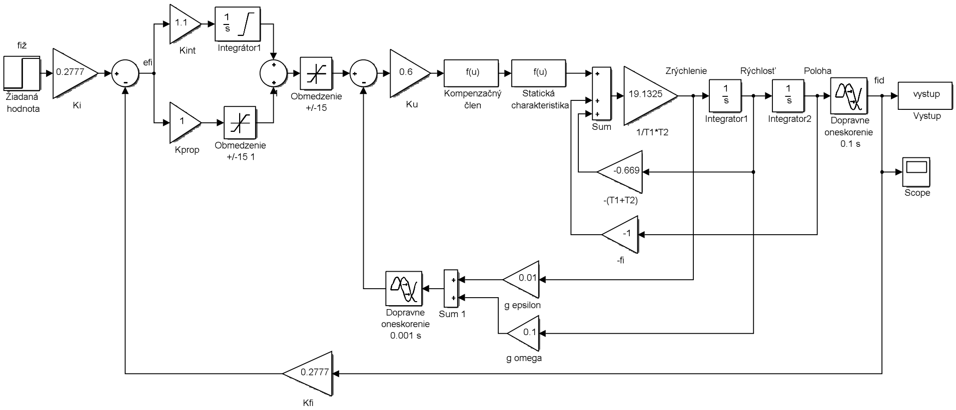
Obr. 10.48 Odozva lineárneho modelu na rampovú zmenu polohy (v čase 5 s vstupuje porucha)

Keďže systém s pneumatickými umelými svalmi je silne nelineárny, bolo potrebné upraviť model na nelineárny nahradením lineárnej statickej charakteristiky (konštanty K_s) nelineárnym prenosom so statickou charakteristikou podľa vzťahu (10.35). Tento upravený model je zobrazený na Obr. 10.49.



Obr. 10.49 Nelineárny model regulovanej sústavy s PI regulátorom

Po úprave modelu sústavy pomocou rozkladu na parciálne zlomky a následnom nahradení prenosu modelu parciálnymi prenosmi získame možnosť použiť stavové veličiny systému – rýchlosť a zrýchlenie, ktoré potrebujeme pre zavedenie stavovej spätnej väzby v slučke rýchlosti. Súčasne s týmto bol pridaný aj kompenzačný člen, ktorý čiastočne linearizuje statickú charakteristiku. Bloková schéma kompletného nelineárneho modelu systému s PI regulátorom, kompenzáciou nelinearity statickej charakteristiky a stavovou spätnou väzbou je na Obr. 10.50.



Obr. 10.50 Nelineárny model regulovanej sústavy s PI regulátorom, kompenzáciou nelinearity a stavovou spätnou väzbou v slučke rýchlosti

Prenos riadeného systému, ktorý má charakter (zatlmeného) kmitavého člena bol upravený do tvaru 2. rádu:

$$\frac{\varphi(s)}{\varphi_r(s)} = \frac{1}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2)s + 1} = \frac{1}{T_0^2 s^2 + 2aT_0 s + 1}, \tag{10.44}$$

kde: $\varphi(s)$ – poloha aktuátora,
$\varphi_r(s)$ – uhol natočenia ramena aktuátora zo statickej charakteristiky,
T_0, T_1, T_2 – časové konštanty aktuátora,
a – tlmenie aktuátora.

Vzájomné vzťahy jednotlivých konštánt sú nasledujúce:

$$T_0 = \sqrt{T_1 \cdot T_2}, \tag{10.45}$$

$$a = \frac{T_1 + T_2}{2\sqrt{T_1 \cdot T_2}}. \tag{10.46}$$

Po úprave (10.44) dostaneme L obraz diferenciálnej rovnice s konštantnými koeficientmi 2. rádu:

$$\varphi(s)T_1T_2s^2 + \varphi(s)(T_1 + T_2)s + \varphi(s) = \varphi_r(s). \tag{10.47}$$

Z rovnice vyjadríme zrýchlenie $\varphi(s)s^2$:

$$\varphi(s)T_1T_2s^2 = -\varphi(s)(T_1 + T_2)s - \varphi(s) + \varphi_r(s), \tag{10.48}$$

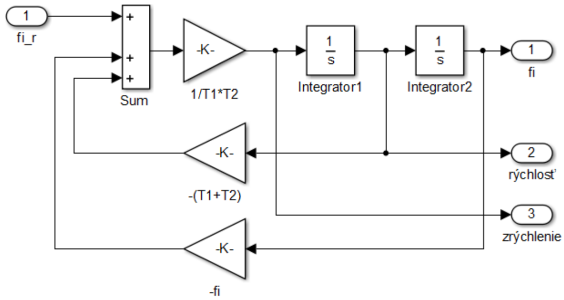
pričom bloková interpretácia tejto rovnice je na Obr. 10.51.

Hodnoty jednotlivých konštánt sú nasledujúce:

$$T_1 \cdot T_2 = T_0^2 = 0{,}052267, \tag{10.49}$$

$$T_1 + T_2 = 2aT_0 = 0{,}669, \tag{10.50}$$

Uvedené vzťahy platia pre zatlmený kmitavý člen, t. j. pre aktuátor vybudzovaný veľkou zmenou vstupnej veličiny. Pri malých hodnotách zmien vstupného tlaku sú jeho prechodové charakteristiky kmitavé, tlmené s preregulovaním. Za týchto podmienok sa táto sústava javí ako málo tlmená. Riešenie tohto problému je uvedené v nasledujúcich kapitolách.



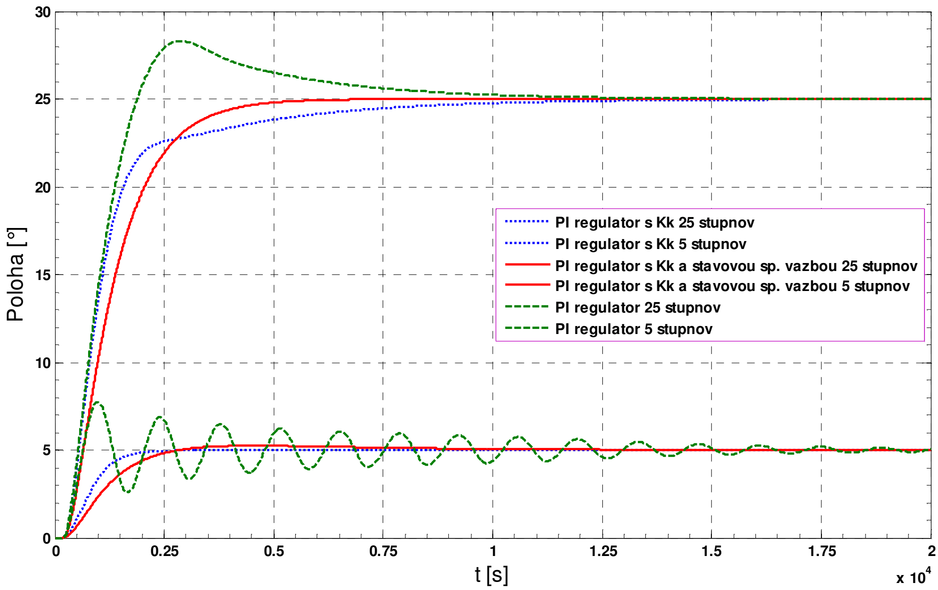
Obr. 10.51 Náhradný model dynamickej časti aktuátora s vyjadrenými stavovými veličinami

Štruktúra kompletného regulačného obvodu polohy ramena aktuátora predstavuje viacslučkový regulačný obvod obsahujúci vonkajšiu polohovú slučku s PI ústredným členom regulátora a kompenzátorom nelinearity. Vnútorný rýchlostný regulačný obvod je obvod s dynamickou stavovou spätnou väzbou. Stavové veličiny sú odvodené od signálu polohy, čo je jedno z možných riešení. Bolo zvolené preto, lebo realizovaný experimentálny aktuátor bol po čiastočnej inovácii vybavený inkrementálnym snímačom polohy s dostatočným rozlíšením.

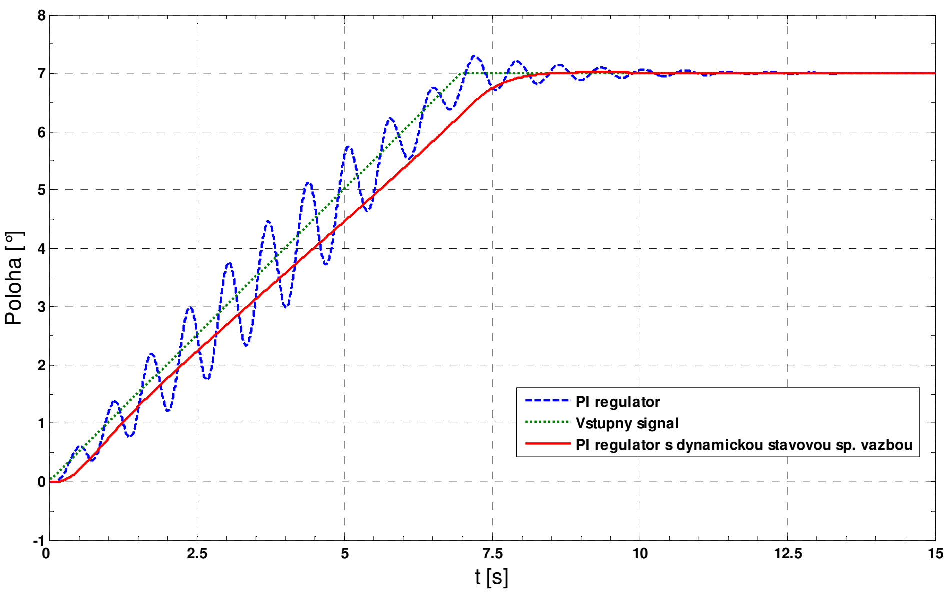
V takomto usporiadaní bolo možné porovnávať výsledky s rôzne nastavenými štruktúrami obvodu, od obyčajnej polohovej slučky bez kompenzácie nelinearít, až po dvojslučkový kompenzovaný obvod s reguláciou rýchlosti pomocou dynamickej stavovej spätnej väzby. V modelovanom systéme boli rešpektované obmedzenia jednotlivých veličín a taktiež aj časové oneskorenia niektorých signálov, u ktorých aj v skutočnosti existujú.

Výsledky simulácie sú prezentované na priložených obrázkoch, odozvy na riadiaci signál sú pri jeho skokovej zmene a zmene v podobe rampovej funkcie. Simulácia bola vykonávaná pri veľkých (25 deg.) aj malých zmenách riadiaceho vstupu (5 deg.). PI regulátor bol nastavený do optimálneho stavu v jednoslučkovom usporiadaní s kompenzáciou nelinearity.

Vplyv kompenzácie nelinearity a stavovej spätnej väzby je vidieť na Obr. 10.52 a Obr. 10.53, kde sú zobrazené odozvy systému pri použití rovnakých parametrov regulátora, najprv len s PI regulátorom, potom s PI regulátorom a kompenzáciou nelinearity a nakoniec s PI regulátorom, kompenzáciou nelinearity a stavovou spätnou väzbou. Z Obr. 10.52 je zrejmé, že kompenzácia a stavová spätná väzba majú silný stabilizačný účinok v systéme a taktiež výrazne štandardizuje tvar odozvy na veľké i malé hodnoty vstupnej riadiacej veličiny.



Obr. 10.52 Porovnanie prechodových charakteristík systému s PI regulátorom, s PI regulátorom a kompenzáciou nelinearity (K_k) a systému s PI regulátorom, kompenzáciou nelinearity a stavovou spätnou väzbou



Obr. 10.53 Odozvy systému na rampový vstup

Z porovnania uvedených priebehov je zrejmé, že kompenzácia nelinearity statickej charakteristiky ako aj stavová spätná väzba významne prispievajú k stabilizácii aj parametrickej invariantnosti (robustnosti) systému riadenia polohy.

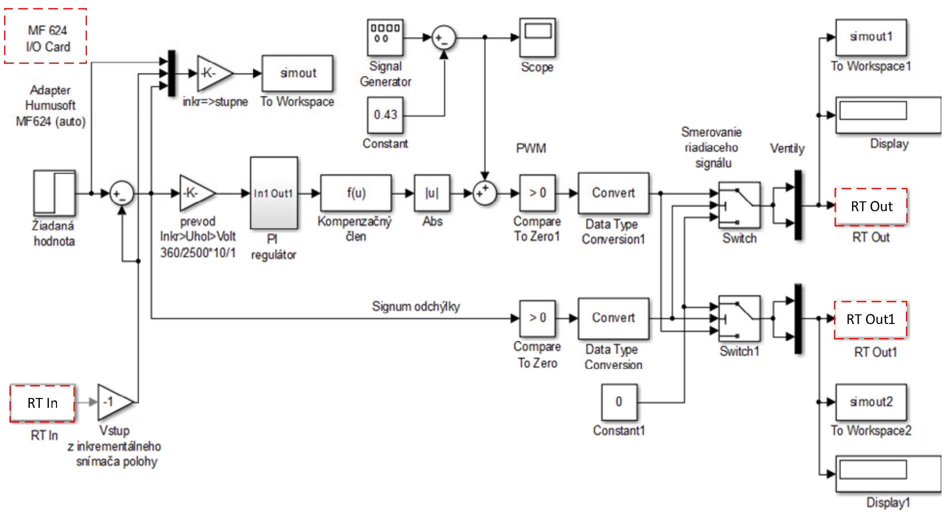
10.2.6 Výsledky klasického riadenia s kompenzačným členom

Výsledky sa priebežne zaznamenávali v prostredí Matlab/Simulink vo forme odoziev systému na jednotkový skok a harmonický vstup pomocou blokov Simout, ktoré vytvárajú premenné obsahujúce časové vzorky s vypočítanými hodnotami príslušnej veličiny.

Odozvy systému boli merané na experimentálnom aktuátore umiestnenom tak, aby os rotácie ramena so záťažou nebola kolmá na pôsobenie gravitačnej sily, čím bolo možné jej pôsobenie vylúčiť. Meranie bolo vykonané s troma rôznymi závažiami, ktoré predstavovali zmenu záťaže pre antagonistický aktuátor a tým zmenu parametra momentu zotrvačnosti (naprázdno m_{z1} = 0 kg, stredná záťaž m_{z2} = 1,2 kg, veľká záťaž m_{z3} = 2,14 kg).

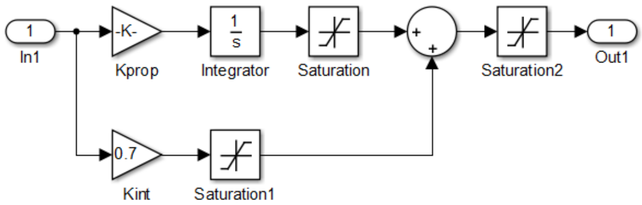
Merania sa vykonávali s použitím štandardnej polohovej regulácie bez vylepšených algoritmov a pri zaradenom kompenzačnom člene. Namerané odozvy boli posudzované z hľadiska trvalej regulačnej odchýlky, preregulovania a doby regulácie.

Zosilnenia regulátorov sa určovali určené pomocou Ziegler-Nicholsovej metódy, teda zvyšovaním zosilnenia na kritickú hodnotu. Príslušné zosilnenia boli znížené na polovičnú hodnotu a potom boli konštantné v celom procese testovanie. Na Obr. 10.54 je uvedená kompletná schéma regulovaného polohového systému s členom kompenzácie nelinearity a na Obr. 10.55 schéma subsystému PI regulátora realizovaného v Simulinku.



Obr. 10.54 Schéma regulovaného polohového systému s členom kompenzácie nelinearity

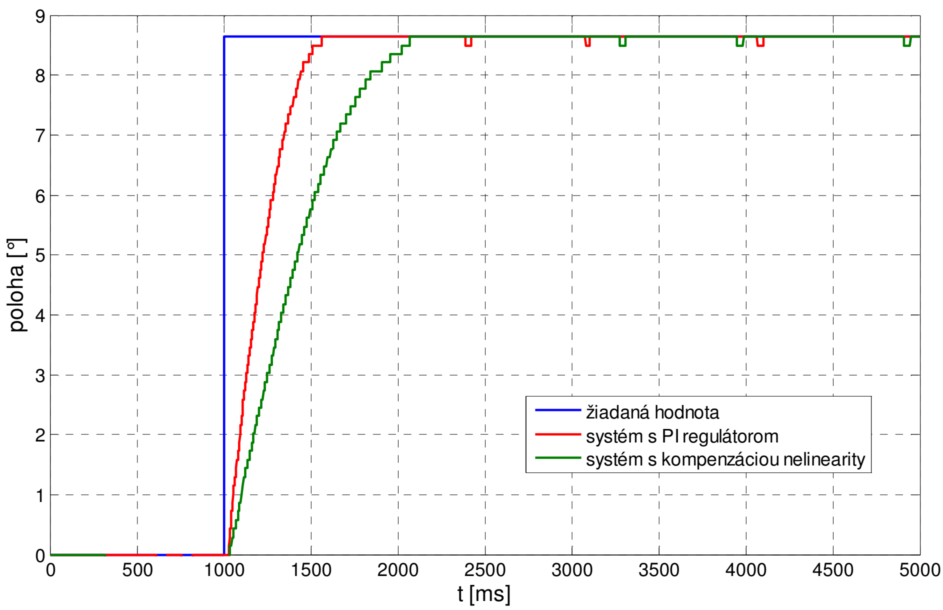
Vzhľadom k potrebe riadenia systému v reálnom čase prebiehal výpočet stavov a výstupov systému s pevným časovým krokom zhodným so vzorkovacou periódou vstupno/výstupnej časti (T_v = 0,001 s) a bol použitý diskrétny solver podobne ako v kapitole 10.2.3.



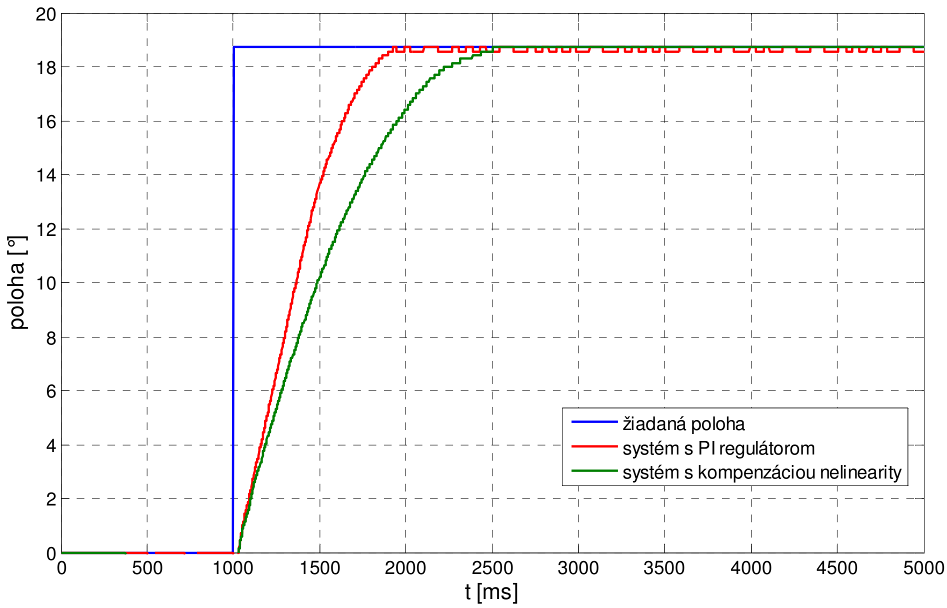
Obr. 10.55 Schéma subsystému PI regulátora polohového systému

Prvá séria merania sa realizovala bez zaradeného člena kompenzácie nelinearity (len s PI regulátorom). Následné merania boli vykonané so zaradeným členom kompenzácie nelinearity podľa Obr. 10.45 na výstupe ústredného člena PI regulátora. Na ramene aktuátora dĺžky 0,23 m boli umiestnené závažia s hmotnosťou 0 kg; 1,2 kg a 2,14 kg tvoriace hmotnú záťaž servosystému. PI Regulátor bez kompenzácie bol nastavený Ziegler-Nicholsovou metódou na optimálny priebeh prechodovej charakteristiky pri nižšej hmotnej záťaži (1,2 kg). Pri takto nastavenom regulátore bola menená hmotná záťaž a sledovaný priebeh prechodových charakteristík. Prechodové charakteristiky boli namerané pri rôznych hmotných záťažiach a taktiež pri veľkých (19°) a malých (8,75°) žiadaných hodnotách regulovanej veličiny (polohy – uhlovej výchylky).

Na nasledujúcich obrázkoch sú v každom z nich uvedené priebehy prechodových charakteristík polohového servosystému s polohovou slučkou s PI regulátorom bez a so zaradeným kompenzačným členom na výstupe regulátora.

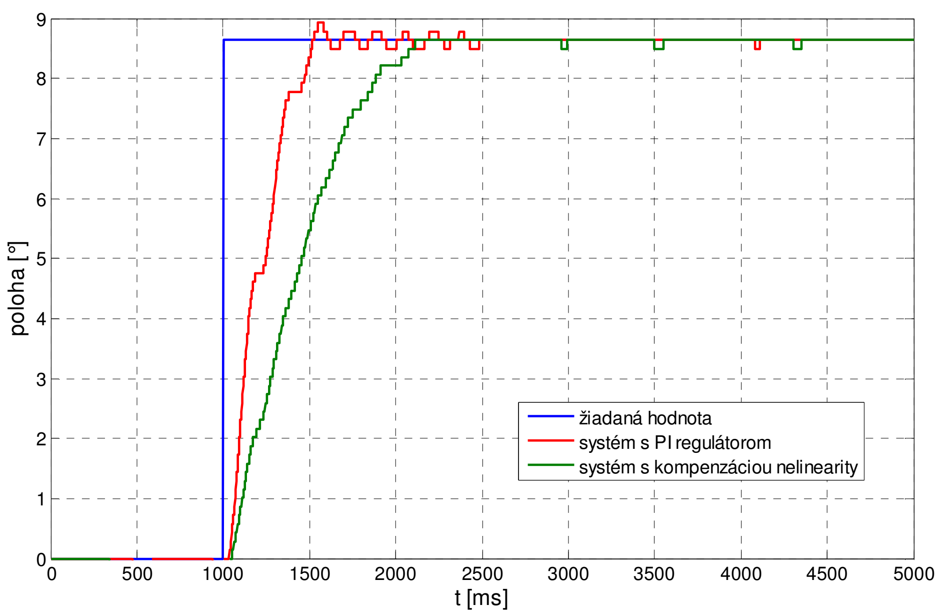


Obr. 10.56 Prechodová charakteristika systému naprázdno – malá výchylka (m_z = 0 kg; φ = 8,75 deg.)

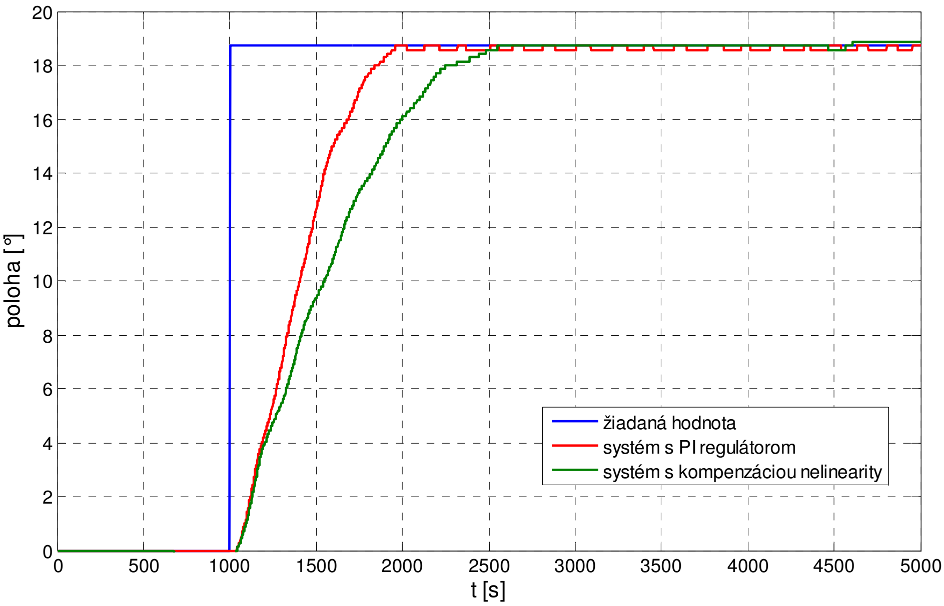


Obr. 10.57 Prechodová charakteristika systému naprázdno – veľká výchylka (m_z = 0 kg; φ = 19 deg.)

Pri meraniach naprázdno (bez záťaže ramena - Obr. 10.56, Obr. 10.57) sa systém s PI regulátorom javí ako pomerne dobrý, dokonca s lepšou dynamikou ako so zaradeným členom kompenzácie nelinearity.

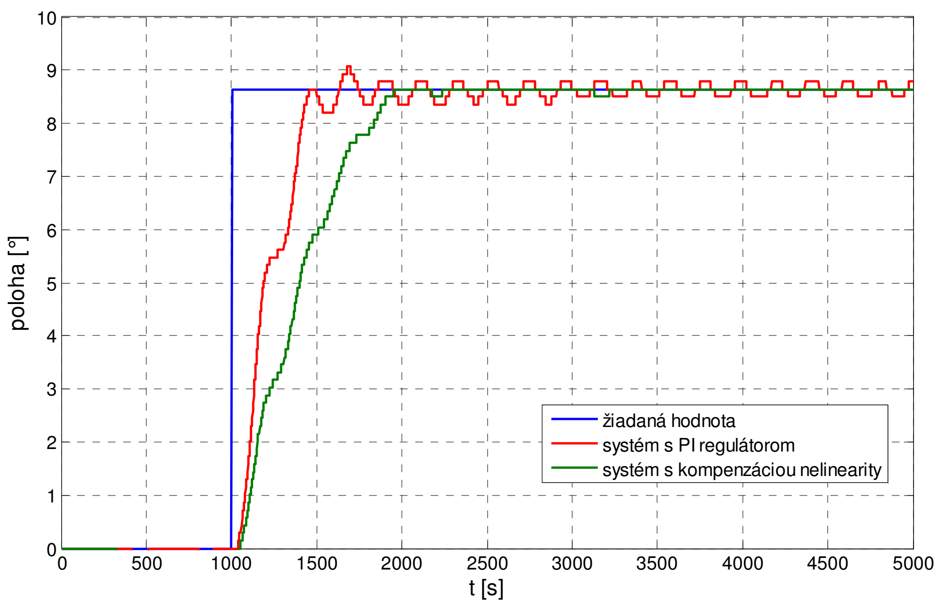


Obr. 10.58 Prechodová charakteristika systému so strednou záťažou – malá výchylka (m_z = 1,2 kg; φ = 8,75 deg.)

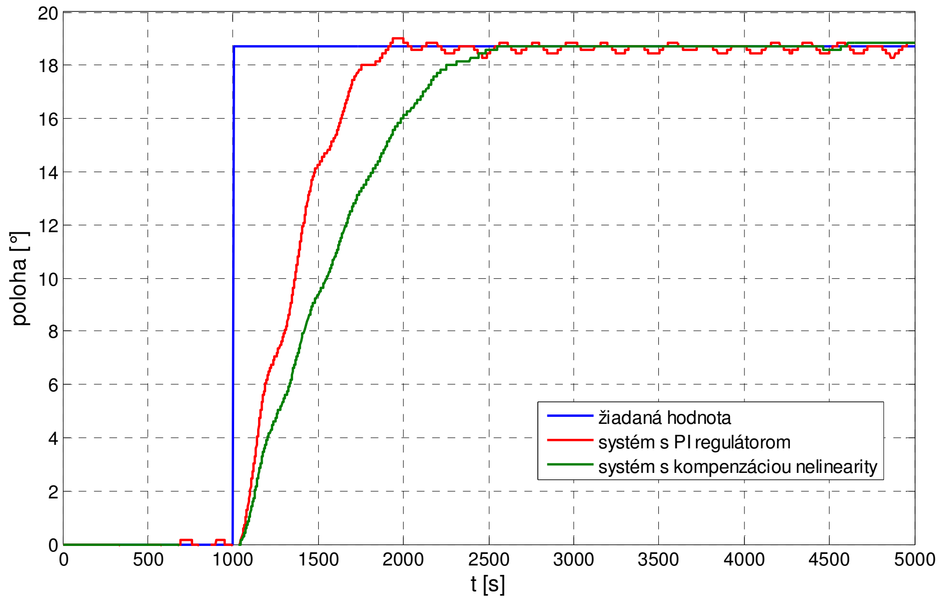


Obr. 10.59 Prechodová charakteristika systému so strednou záťažou – veľká výchylka (m_z = 1,2 kg; φ = 19 deg.)

Ďalšie merania ukázali (Obr. 10.58, Obr. 10.59), že pridaním záťaže systém s iba PI regulátorom vykazuje nestabilitu v ustálenom stave, čo sa prejavilo tlmeným aj netlmeným kmitaním.



Obr. 10.60 Prechodová charakteristika systému s veľkou záťažou – malá výchylka (m_z = 2,4 kg; φ = 8,75 deg.)

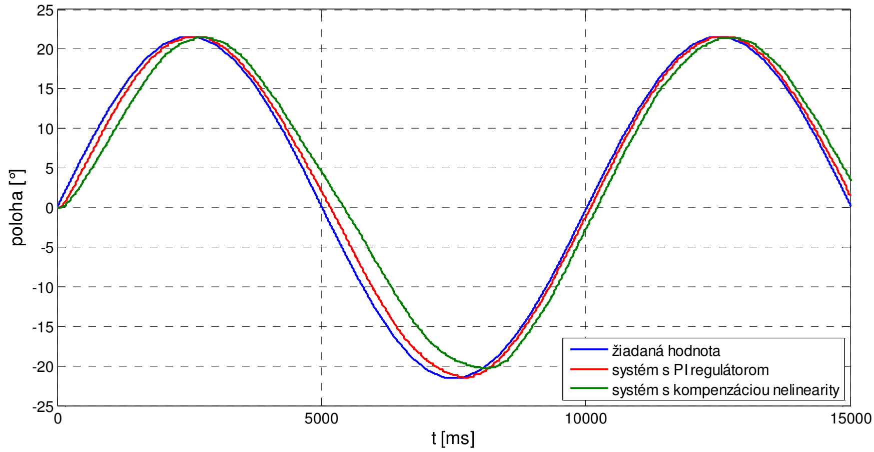


Obr. 10.61 Prechodová charakteristika systému s veľkou záťažou – veľká výchylka (m_z = 2,4 kg; φ = 19 deg.)

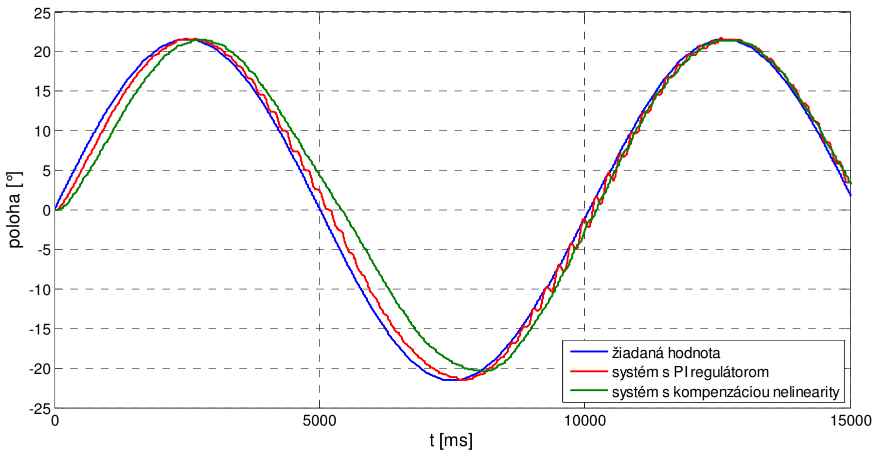
Prechodové charakteristiky pri zmene záťaže menili svoj priebeh veľmi nepriaznivo, pri maximálnej záťaži (Obr. 10.60, Obr. 10.61) bol systém s iba PI regulátorom v ustálenom stave rozkmitaný, na hranici nestability. Zaradenie nelineárneho kompenzačného člena situáciu radikálne mení, systém má stabilné a hladké prechodové charakteristiky pri plnom rozsahu zmien zotrvačnej záťaže, t.j. od stavu naprázdno po maximálne zaťaženie (m_z = 2,14 kg). Kompenzácia nelinearity aktuátora zväčšuje presnosť regulácie a stabilizuje systém. Kvalita regulácie pri malých aj veľkých vstupoch so zaradením nelineárnym kompenzačným členom je vyhovujúca.

Pre získanie harmonických odoziev (Obr. 10.62, Obr. 10.63, Obr. 10.64) boli merania vykonané na experimentálnom aktuátore tým istým spôsobom ako pri meraní prechodových charakteristík s tým, že na vstupe žiadanej hodnoty bol generovaný harmonický signál. Rovnako, ako pri predchádzajúcich meraniach sa ukázalo, že systém s iba PI regulátorom sa pri zväčšovaní záťaže stáva nestabilným, zatiaľ čo systém s PI regulátorom a členom kompenzácie nelinearity je stabilný pri rôznych záťažiach – čiže sa stáva parametricky invariantným (robustným).

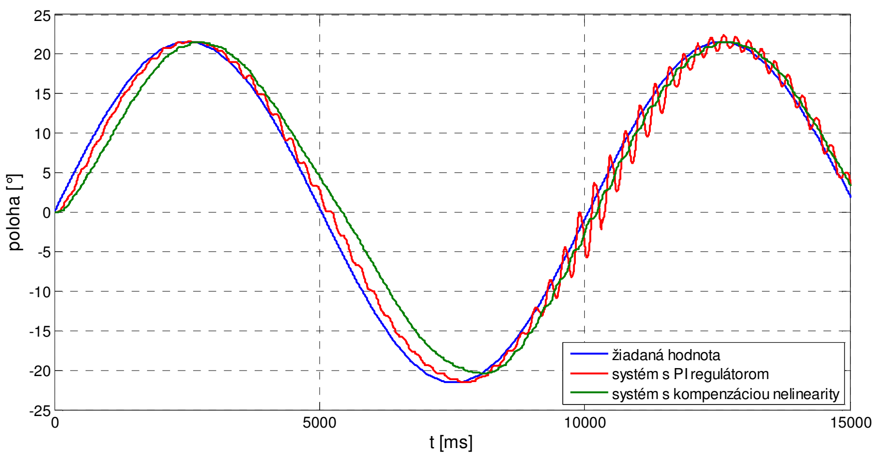
Záverom, na základe výsledkov experimentov možno konštatovať, že namerané prechodové charakteristiky aj odozvy systému na harmonický signál potvrdzujú teoretické predpoklady stabilizačných a spresňujúcich účinkov aplikácie kompenzačnej nelinearity na výstupe ústredného člena regulátora polohy.



Obr. 10.62 Odozvy systému na harmonický signál – naprázdno 0 kg



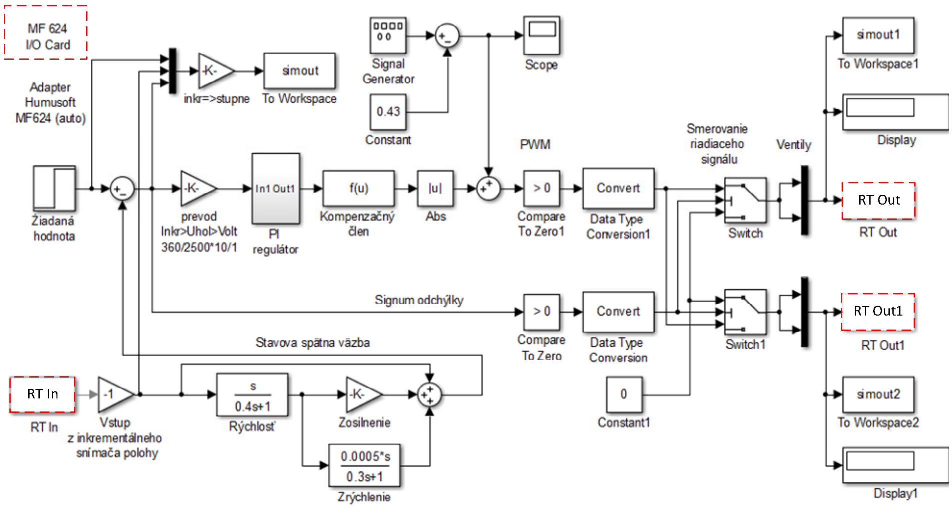
Obr. 10.63 Odozvy systému na harmonický signál – stredná záťaž 1,2 kg



Obr. 10.64 Odozvy systému na harmonický signál – veľká záťaž 2,4 kg

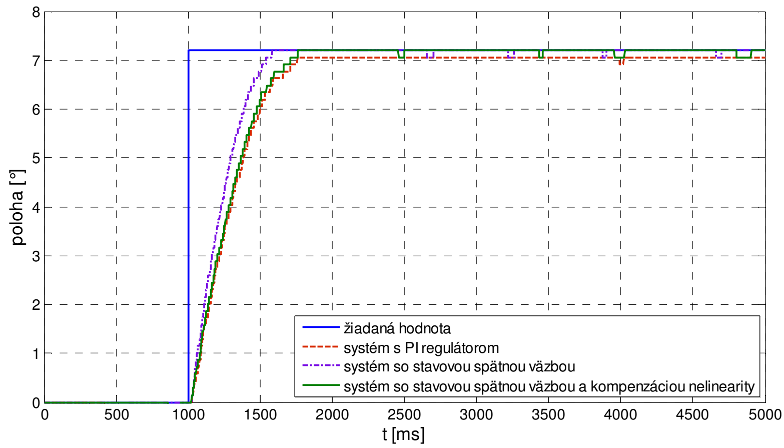
10.2.7 Výsledky klasického riadenia so stavovou spätnou väzbou a kompenzačným členom

Ďalšia časť merania sa realizovala tak, že pre každú výchylku ramena aktuátora (malú: $\varphi_ž = 7{,}34°$, veľkú: $\varphi_ž = 21{,}74°$) a každú záťaž aktuátora (naprázdno $m_{z1} = 0$ kg, stredná záťaž $m_{z2} = 1{,}2$ kg, veľká záťaž $m_{z3} = 2{,}14$ kg) bol pomocou Ziegler-Nicholsovej metódy nastavený systém len s PI regulátorom tak, aby bola jeho prechodová charakteristika optimálna, t.j. bez straty stability (bez kmitov v ustálenom stave). Potom sa pri týchto nastaveniach postupne zaraďoval člen kompenzácie nelinearity a stavová spätná väzba. Schéma regulovaného systému vytvorená v Simulinku je zobrazená na Obr. 10.65 (pre subsystém PI regulátora bola použitá schéma z Obr. 10.55). Podobne ako v kapitole 10.2.6 výsledky boli zaznamenávané v prostredí Matlab/Simulink vo forme odoziev systému na jednotkový skok.

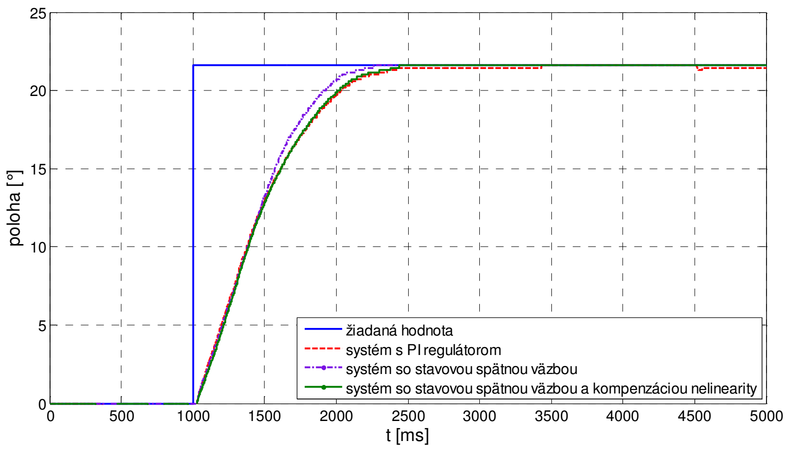


Obr. 10.65 Schéma regulovaného systému s PI regulátorom, členom kompenzácie nelinearity a stavovou spätnou väzbou

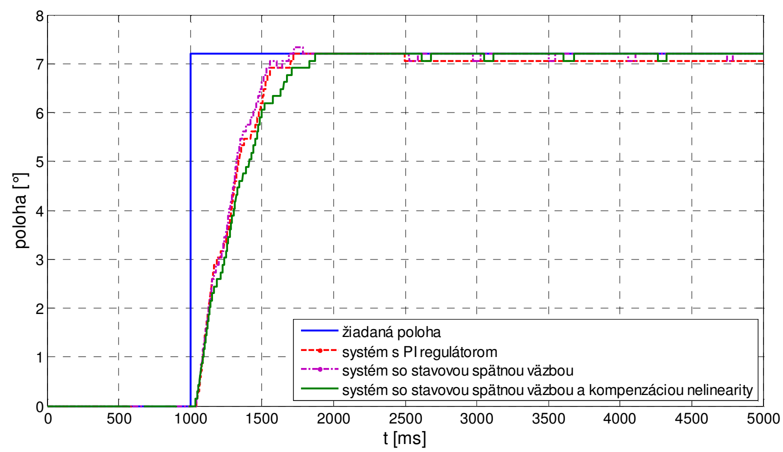
Porovnanie nameraných výsledkov je na nasledujúcich obrázkoch (Obr. 10.66 až Obr. 10.71). Z meraní vyplýva, že stavová spätná väzba zlepšuje dynamiku regulovanej sústavy a člen kompenzácie nelinearity prispieva k parametrickej invariantnosti systému, výsledkom čoho sú buď žiadne kmity v ustálenom stave alebo len mierne tlmené kmity (pri zväčšujúcej sa záťaži aktuátora). Pozitívny účinok aplikácie člena kompenzácie nelinearity a stavovej spätnej väzby bol zrejmý aj v prípadoch, kedy nebolo možné nastaviť regulovaný systém iba s PI regulátorom tak, aby nevykazoval trvalú chybu regulácie. V týchto prípadoch použitím stavovej spätnej väzby a kompenzácie nelinearity sa zabezpečila kvalita regulačného pochodu so zanedbateľnou chybou regulácie.



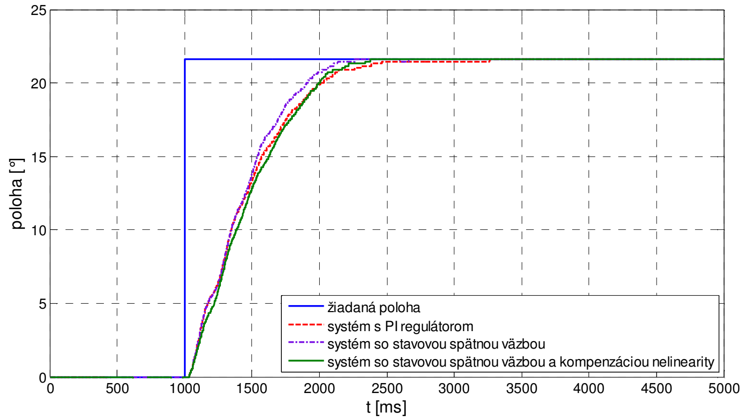
Obr. 10.66 Prechodová charakteristika systému naprázdno – malá výchylka



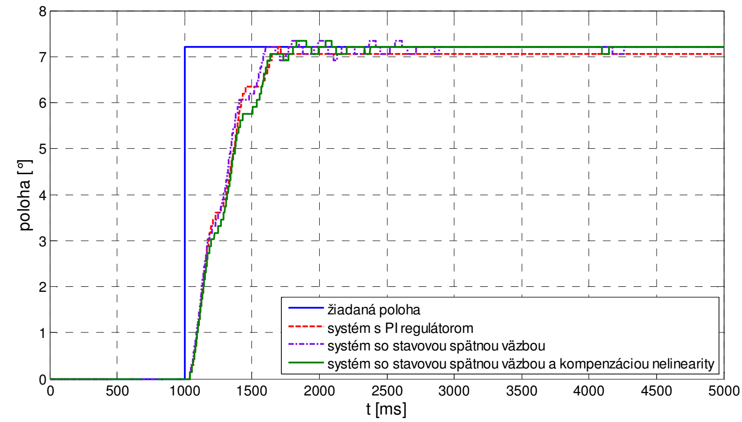
Obr. 10.67 Prechodová charakteristika systému naprázdno – veľká výchylka



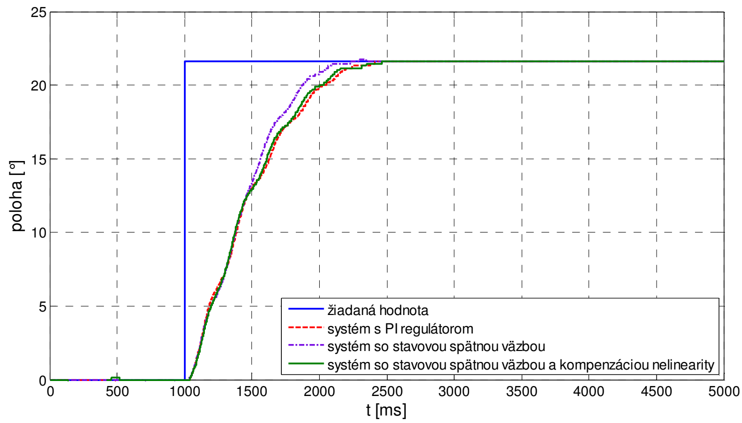
Obr. 10.68 Prechodová charakteristika systému so strednou záťažou – malá výchylka



Obr. 10.69 Prechodová charakteristika systému so strednou záťažou – veľká výchylka



Obr. 10.70 Prechodová charakteristika systému s veľkou záťažou – malá výchylka



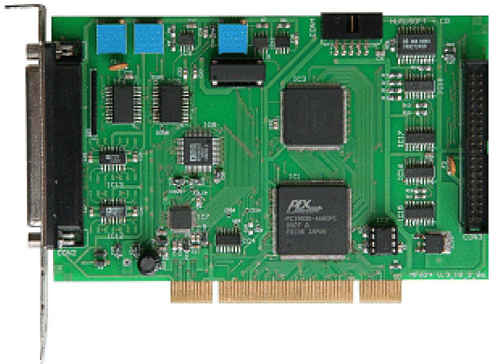
Obr. 10.71 Prechodová charakteristika systému s veľkou záťažou – veľká výchylka

10.3 Pokročilé algoritmy riadenia aktuátora

Pri použití aktuátorov na báze pneumatických umelých svalov ako napr. pohonov manipulačných zariadení je potrebné brať do úvahy nelineárny charakter tohto pohonu, ktorý má zásadný vplyv na riaditeľnosť celej sústavy. Nelinearita a hysteréza vplýva na pohon tvorený pneumatickým umelým svalom v závislosti od aktuálnej konštrukcie pohonu a od prevádzkových podmienok. Je teda potrebné vo väčšej miere využívať výpočtovú inteligenciu pri riadení takýchto nelineárnych systémov. Pri návrhu riadiaceho algoritmu je potrebné brať do úvahy robustnosť celého systému, na ktorý vplývajú chyby vzniknuté pri modelovaní systému ako aj zmeny parametrov systému. Chyby vzniknuté pri modelovaní vyplývajú zo zjednodušenia modelu aktuátora na báze pneumatických umelých svalov z dôvodu zložitosti procesov, ktoré prebiehajú v takejto sústave. Zmeny parametrov sa prejavujú pri praktickej realizácii, kde treba brať do úvahy hlavne zmeny v momente zotrvačnosti. Rôzne využitia výpočtovej inteligencie pri návrhu riadiacich algoritmov sú opísané napr. v [1], [10], [19] a [88]. V [59] sa konštatuje, že konvenčné lineárne regulátory sú nepostačujúce na riadenie sústavy antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov v celom pracovnom rozsahu. Preto bol navrhnutý adaptívny riadiaci algoritmus popísaný v ďalšom, ktorý je schopný kompenzovať zmeny parametrov závislých na prevádzkových podmienkach (zmena momentu zotrvačnosti závisí od externého zaťaženia aktuátora na báze pneumatických umelých svalov). Navrhnutý riadiaci algoritmus slúži ako základ polohovacieho systému s rýchlymi zmenami stavu v referenčných pozíciách.

Pokročilé algoritmy riadenia aktuátora využívajúce techniky výpočtovej inteligencie boli testované na experimentálnom pracovisku, ktorého základom bol funkčný vzor aktuátora na báze pneumatických umelých svalov podľa Obr. 5.1 vpravo a Obr. 5.9. Základom riadiacej časti bol PC s procesorom Intel Core 2 Quad s taktovacou frekvenciou 2,33 GHz a 4 GB operačnej pamäte. Hlavným prvkom pre prepojenie reálneho systému s počítačom bola vstupno-výstupná karta typu MF624 firmy Humusoft určená pre PCI slot (Obr. 10.72), ktorá obsahuje ovládač pre Matlab/Simulink s konverzným časom pre analógový signál 1,6 μs pre jeden kanál a 3,7 μs pre osem kanálov. Hardvérové vybavenie karty:

- 14-bitový A/Č prevodník s tvarovačom nultého radu so 4 softvérovo nastaviteľnými rozsahmi a 8-kanálovým multiplexerom na vstupe,
- 8 nezávislých 14-bitových Č/A prevodníkov s dvojitou vyrovnávacou pamäťou,
- 8 TTL logických vstupov,
- 8 TTL logických výstupov,
- 4 vstupy pre inkrementálny snímač (jednoduché, alebo diferenciálne),
- 4 počítadlá/časovače.



Obr. 10.72 Vstupno/výstupná meracia karta MF624 pre PCI slot

Pre riadenie sústavy v reálnom čase sa využíval softvér Matlab/Simulink s toolboxom RTWT (Real-time Windows Target), ktorý umožňuje iniciáciu modelov vytvorených v Simulinku v reálnom čase v prostredí Windows. Týmto spôsobom je možné spúšťať HIL (Hardware-In-Loop) simulácie, čo bolo v tomto prípade použité pre riadenie sústavy v reálnom čase. Maximálna pracovná frekvencia pre Simulink v normálnom režime je 500 Hz a pre spustenie vo vonkajšom režime (spolu so Simulink Coder) je až 20 kHz. Pre účely meraní bol použitý normálny režim, pretože použitá vzorkovacia frekvencia (330 Hz) si nevyžadovala použitie vonkajšieho režimu. RTWT podporuje okolo 250 typov rôznych meracích kariet vrátane použitej karty typu MF624 od firmy HUMUSOFT. Použitie RTWT je integrované do prostredia Simulinku, čo znamená, že pre jeho využitie je potrebné do príslušnej simulačnej schémy vložiť potrebné bloky zabezpečujúce interakciu s vonkajším prostredím a ďalej je možné s privedeným signálom pracovať ako so signálom v Simulinku.

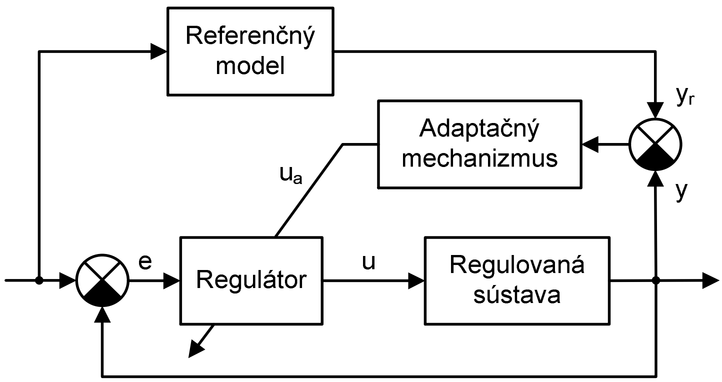
10.3.1 Hybridné adaptívne riadenie s referenčným modelom

Na základe dosiahnutých výsledkov riadenia antagonistického aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v predchádzajúcich kapitolách je možné konštatovať, že pomocou konvenčného lineárneho PID regulátora nie je možné dosiahnuť požadovanú kvalitu regulácie v celom pracovnom rozsahu a pri predpokladaných zmenách parametrov sústavy. Kým pri menovitom momente zotrvačnosti sa ukazovala kvalita regulácie uspokojivá, pri vyšších momentoch zotrvačnosti nebolo kvôli vzniknutým osciláciám možné v mnohých prípadoch realizovať plynulý chod ramena resp. zabezpečiť stabilný regulačný pochod pri rýchlych zmenách žiadaných hodnôt výchylky ramena aktuátora. Východiská pre návrh pokročilého riadenia polohového systému na báze pneumatických umelých svalov aj využitím techník výpočtovej inteligencie možno zhrnúť nasledovne:

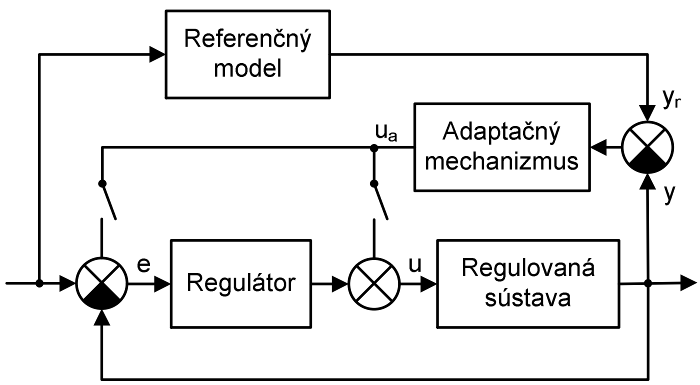
1. Konvenčný lineárny PID regulátor nie je schopný zabezpečiť kvalitu regulácie v celom pracovnom rozsahu a pri zmenách momentu zotrvačnosti.

2. Odozva systému na skokovú zmenu žiadanej výchylky ramena sa predpokladá bez preregulovania, pričom dynamiku odozvy bude určovať referenčný model.
3. Navrhované riadenie by malo zabezpečiť priebeh blízky priebehu referenčného modelu aj pri zmenách momentu zotrvačnosti.
4. Vzhľadom k predpokladaným rýchlym zmenám hodnôt žiadanej výchylky ramena je žiaduce, aby navrhnuté riadenie umožňovalo rýchle odozvy systému.
5. Pre zlepšenie výslednej kvality regulácie sa predpokladá využitie modelov popísaných v kapitole 3 pre optimalizáciu riadenia v simulačnom prostredí.

Podľa bodu 3 sa predpokladá použitie adaptívneho systému, ktorého vlastnosti by zabezpečovali prispôsobovanie zásahov regulátora pri zmenách momentu zotrvačnosti. Jednou z možností je využitie MRAC (Model Reference Adaptive Control) systému, ktorý využíva referenčný model pre určovanie žiadanej dynamiky regulačného obvodu (bod 2). Principiálna schéma adaptívneho riadenia s referenčným modelom je naznačená na Obr. 10.73 (s parametrickou adaptáciou) a Obr. 10.74 (so signálovou adaptáciou).



Obr. 10.73 Adaptívne riadenie s referenčným modelom a parametrickou adaptáciou

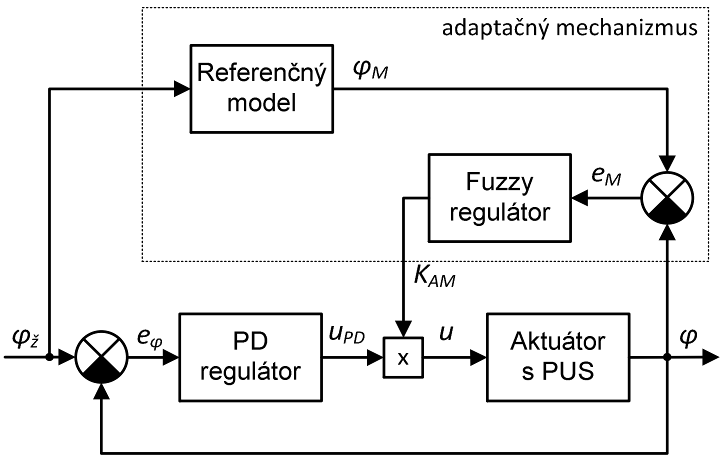


Obr. 10.74 Adaptívne riadenie s referenčným modelom a signálovou adaptáciou

Pri parametrickej adaptácii (Obr. 10.73) je úlohou adaptačného mechanizmu prostredníctvom zmeny parametrov regulátora ovplyvňovať zásahy regulátora v priamej vetve regulačného obvodu tak, aby jeho dynamika sledovala dynamiku referenčného modelu s minimálnou odchýlkou. Pri signálovej adaptácii (Obr. 10.74) prebieha adaptácia ovplyvňovaním veľkosti akčnej veličiny alebo veľkosti regulačnej odchýlky.

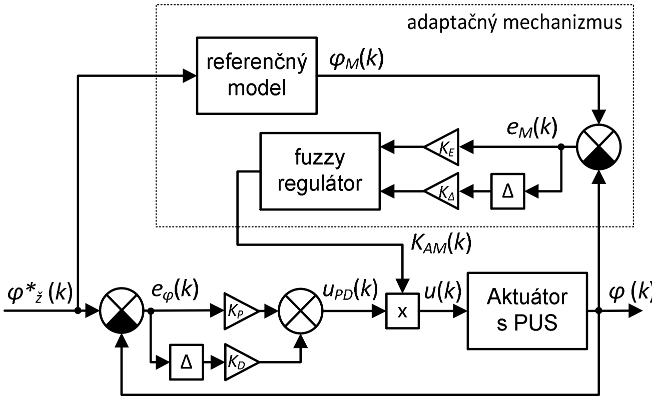
Regulátor v priamej vetve aj regulátor v adaptačnej vetve môže byť lineárny alebo nelineárny. Pokiaľ je závislosť veľkosti adaptácie zásahov regulátora v priamej vetve na odchýlkach v dynamike zložitá, je možné v adaptačnej vetve uvažovať použitie systému s dobrými aproximačnými vlastnosťami. Keďže experimenty potvrdzovali splnenie tohto predpokladu, bol pre adaptačnú vetvu navrhnutý fuzzy regulátor. Výhodou fuzzy regulátora vo všeobecnosti je, okrem dobrých aproximačných vlastností, aj lingvistická interpretácia zásahov podľa fuzzy pravidiel, čo je výhodné pri inicializácii aj implementácii systému pokiaľ nie je k dispozícii analytický popis.

Základná schéma riadiaceho algoritmu s PD regulátorom v hlavnej vetve a fuzzy regulátorom v paralelnom adaptačnom podsystéme je znázornená na Obr. 10.75. Toto hybridné adaptívne riadenie s referenčným modelom využíva násobenie dvoch signálov, a to signálu u_{PD} z PD regulátora a signálu K_{AM} z fuzzy regulátora. Tým vznikne zosilnený akčný signál u, ktorý následne ovláda aktuátor na báze pneumatických umelých svalov, čo zabezpečuje rýchle odozvy riadeného systému vďaka adaptačnému zosilneniu [48]. Okrem minimalizovania regulačnej odchýlky polohy e_M slúži referenčný model na udržanie reakcie dynamiky systému (odchýlka v dynamike je vyjadrená $e_M = \varphi_M - \varphi$) [32].



Obr. 10.75 Hybridné adaptívne riadenie s referenčným modelom a fuzzy regulátorom

Na Obr. 10.76 je uvedená diskrétna forma schémy hybridného adaptívneho riadenia s referenčným modelom a fuzzy regulátorom v adaptačnej vetve.



Obr. 10.76 Diskrétna forma hybridného adaptívneho riadenia s referenčným modelom a fuzzy regulátorom

V priamej vetve je použitý PD regulátor v diskrétnej forme. Pre implementáciu adaptívneho riadenia bol zvolený prístup signálovej adaptácie, ktorá sa vo všeobecnosti považuje za rýchlejšiu, čo bolo dôležité pre predpokladanú aplikáciu [48] (bod 4 vo východiskách pre riadenie). Interakcia medzi riadiacim signálom PD regulátora u_{PD} a adaptačným zosilnením K_{AM} je realizovaná cez násobenie, čo znamená, že fuzzy regulátor ovplyvňuje veľkosť zásahov PD regulátora v závislosti od hodnôt regulačnej odchýlky od dynamiky referenčného modelu a jej derivácie. Hodnoty sú normalizačnými zosilneniami K_E a K_{Δ} prevedené do intervalu <-1,1>. Úlohou adaptačného mechanizmu bolo prostredníctvom fuzzy regulátora ovplyvňovať zásahy hlavného PD regulátora v priamej vetve tak, aby bola odchýlka od dynamiky určovanej referenčným modelom minimálna.

Uvedenú skutočnosť možno definovať pomocou zápisu ideálnej hodnoty riadiaceho signálu v diskrétnom čase k:

$$u(k) = K_{AM}\left(e_M(k), \Delta e_M(k)\right) u_{PD}(k)\,, \tag{10.51}$$

kde: u – zosilnený akčný signál,
K_{AM} – adaptačné zosilnenie z fuzzy regulátora,
e_M – regulačná odchýlka polohy,
Δe_M – diskrétna derivácia regulačnej odchýlky polohy,
u_{PD} – riadiaci signál PD regulátora.

Vo vzťahu (10.51) reprezentuje člen u_{PD} časť riadiaceho signálu, ktorá je známa a zabezpečuje uspokojivú kvalitu regulácie pri nominálnych podmienkach. Adaptačné zosilnenie K_{AM} sa snaží pôsobiť proti odchýlkam od týchto podmienok, ktoré sa prejavia cez odchýlku v dynamike e_M. Keď sa hodnota $K_{AM} = 1$, je riadiaci signál tvorený výhradne zásahmi PD regulátora. Hodnota K_{AM} závisí od hodnoty regulačnej odchýlky od dynamiky $e_M(k)$ v diskrétnom čase k a jej derivácie $\Delta e_M(k)$ a tento vzťah je vo všeobecnosti nelineárny.

V navrhovanom riešení bude táto závislosť aproximovaná fuzzy regulátorom, kde:

$$K_{AM}\left(e_M(k),\Delta e_M(k)\right)=y_f\left(e_M(k),\Delta e_M(k)\right)=\phi_f\left(e_M(k),\Delta e_M(k),\theta\right), \quad (10.52)$$

kde: y_f – výstup fuzzy regulátora,
ϕ_f – funkcia fuzzy aproximátora,
θ – vektor modifikovateľných parametrov fuzzy aproximátora.

Cieľom je nájsť taký vektor θ, pri ktorom platí:

$$\theta=\underset{\theta\in\Omega_\theta}{\arg\min}\left(\left|\phi_f\left(e_M(k),\Delta e_M(k),\theta\right)-K_{AM}(k)\right|\right), \quad (10.53)$$

kde: Ω_θ – množina povolených hodnôt modifikovateľných parametrov.

V rovnici (10.53) sa javí úloha hľadania hodnôt vektora θ ako optimalizačný problém, pri ktorom je potrebné nájsť také hodnoty (z množiny povolených hodnôt), aby rozdiel medzi výstupom fuzzy regulátora a ideálnym adaptačným zosilnením v absolútnej hodnote bol minimálny.

10.3.2 Referenčný model pre hybridné adaptívne riadenie

Pre návrhu algoritmu hybridného adaptívneho riadenia je potrebné mať k dispozícii vhodný referenčný model. Z výskumu uskutočneného na sústave antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov vyplýva, že stavový vektor sústavy má nasledovný tvar:

$$x=\left[\kappa_1,\dot{\kappa}_1,\kappa_2,\dot{\kappa}_2,P_1,P_2,\varphi,\dot{\varphi}\right]^T, \quad (10.54)$$

kde: κ_1, κ_2 – kontrakcia svalov,
$\dot{\kappa}_1$, $\dot{\kappa}_2$ – rýchlosť kontrakcie svalov,
P_1, P_2 – tlaky vo svaloch,
φ – uhol ramena,
$\dot{\varphi}$ – uhlová rýchlosť ramena.

Stavové veličiny možno vyjadriť nasledovne:

$$\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= x_2,\\
\dot{x}_2 &= (1/m_1)\left[f_1(x_3,x_4,x_6)-f_2(x_1,x_5)-f_3(x_2,x_5)\right],\\
\dot{x}_3 &= x_4,\\
\dot{x}_4 &= (1/m_2)\left[f_1(x_1,x_2,x_5)-f_2(x_3,x_6)-f_3(x_4,x_6)\right],\\
\dot{x}_5 &= P_a\left[f_4(x_5)/f_5(x_1)\right]-x_5\left[f_6(x_1,x_2)/f_5(x_1)\right],\\
\dot{x}_6 &= P_a\left[f_4(x_6)/f_5(x_3)\right]-x_6\left[f_6(x_3,x_4)/f_5(x_3)\right],\\
\dot{x}_7 &= x_8,\\
\dot{x}_8 &= (r_k/J)\begin{bmatrix} f_1(x_3,x_4,x_6)-f_2(x_1,x_5)-f_3(x_2,x_5)- \\ -f_1(x_1,x_2,x_5)+f_2(x_3,x_6)+f_3(x_4,x_6)\end{bmatrix}-M_L,
\end{aligned} \quad (10.55)$$

kde: m_1, m_2 – záťaž pôsobiaca na jednotlivé svaly,
P_a – atmosférický tlak,
r_k – polomer reťazového kolesa,
J – moment zotrvačnosti,
M_Z – moment záťaže,
$f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ – nelineárne funkcie.

Systém bol linearizovaný v okolí pracovného bodu využitím experimentálne nameraných hodnôt na experimentálnom antagonistickom aktuátore na báze pneumatických umelých svalov a následne bol vytvorený zjednodušený model systému ako referenčný model. Použitá bola prenosová funkcia 2. rádu identifikovaná na základe odozvy systému na skokovú zmenu polohy z 0^o na 25^o pri menovitom momente zotrvačnosti. Táto prenosová funkcia mala v spojitej a diskrétnej podobe nasledujúcu formu:

$$G_M(s) = \frac{1}{0{,}0545s^2 + 0{,}4723s + 1} e^{-0{,}015s}, \tag{10.56}$$

$$G_M(z) = \frac{4.10^{-5} z^2 + 81.10^{-6} z + 4.10^{-5}}{z^2 - 1{,}97z + 0{,}974} z^{-5}. \tag{10.57}$$

10.3.3 Fuzzy regulátor pre hybridné adaptívne riadenie

Pri návrhu fuzzy systému je nutné zvoliť určité charakteristiky a parametre, ktoré ovplyvňujú vlastnosti fuzzy systému ako celku [76]. V prvom rade je nutné rozhodnúť o type fuzzy systému, ktoré sa od seba líšia formou konzekvencií pravidiel. Fuzzy systémy sa najčastejšie klasifikujú do dvoch kategórií: fuzzy systémy typu *Mamdani* (niekedy tiež nazývané lingvistické fuzzy systémy) a fuzzy systémy typu *Takagi-Sugeno*.

Fuzzy systémy typu Mamdani majú pravidlá v nasledujúcej forme [38]:

$$R_i: \textbf{AK } u_1 = A_{i1} \textbf{ A } u_2 = A_{i2} \textbf{ A } \ldots \textbf{ A } u_k = A_{ik} \textbf{ POTOM } y = B_i. \tag{10.58}$$

Z uvedenej formy pravidla je zrejmé, že konzekvencia každého z nich obsahuje fuzzy množinu (podobne ako na vstupe), ktorá môže byť vyjadrená pomocou niektorej z používaných matematických funkcií (trojuholníková, lichobežníková, gaussovská a pod.). Tento typ fuzzy systému je výhodný v situáciách kedy sú k dispozícii len expertné znalosti riadenia nejakého procesu/systému a je možné ich definovať pomocou lingvistických premenných a skupín (t.j. nie je k dispozícii žiaden matematický popis). Na rozdiel od typu Takagi-Sugeno sú však náročnejšie na výpočtový výkon a ich optimalizácia (resp. učenie) je ťažšie implementovateľná.

Fuzzy systémy typu Takagi-Sugeno majú pravidlá vo forme:

$$R_i: \textbf{AK } u_1 = A_{i1} \textbf{ A } u_2 = A_{i2} \textbf{ A } \ldots \textbf{ A } u_k = A_{ik}$$
$$\textbf{POTOM } y = f(u_1, u_2, \ldots, u_k). \tag{10.59}$$

Na rozdiel od fuzzy systémov typu Mamdani obsahuje Takagi-Sugeno systém v konzekvencii každého z pravidiel výstup v podobe určitej funkcie f vstupov systému. Najčastejšie používanými druhmi Takagi-Sugeno systémov sú Takagi-Sugeno fuzzy systém 0. rádu a Takagi-Sugeno fuzzy systém 1. rádu. Takagi-Sugeno fuzzy systém 0. rádu obsahuje v konzekvenciách konštanty, zatiaľ čo Takagi-Sugeno systém 1. rádu lineárnu funkciu vstupov, čo možno zapísať v nasledujúcej podobe:

$$R_i\text{: }\mathbf{AK}\ u_1 = A_{i1}\ \mathbf{A}\ u_2 = A_{i2}\ \mathbf{A}\ \ldots\ \mathbf{A}\ u_k = A_{ik}$$
$$\mathbf{POTOM}\ y = s_i\ \text{(0. rád)}, \tag{10.60}$$

$$\mathrm{R_i}\text{: }\mathbf{AK}\ u_1 = A_{i1}\ \mathbf{A}\ u_2 = A_{i2}\ \mathbf{A}\ \ldots\ \mathbf{A}\ u_k = A_{ik}$$
$$\mathbf{POTOM}\ y = w_{i0} + w_{i1}u_1 + w_{i2}u_2 + \ldots + w_{ik}u_k. \tag{10.61}$$

Takagi-Sugeno fuzzy systémy 0. rádu sú výhodne z hľadiska nižších požiadaviek na výpočtový výkon z dôvodu jednoduchšieho spracovania konzekvencií fuzzy pravidiel a preto sa s obľubou uplatňujú v rýchlejších systémoch s riadením v reálnom čase. Takagi-Sugeno systémy 1. rádu majú zasa veľký význam pri modelovaní či riadení komplexných nelineárnych systémov a procesov.

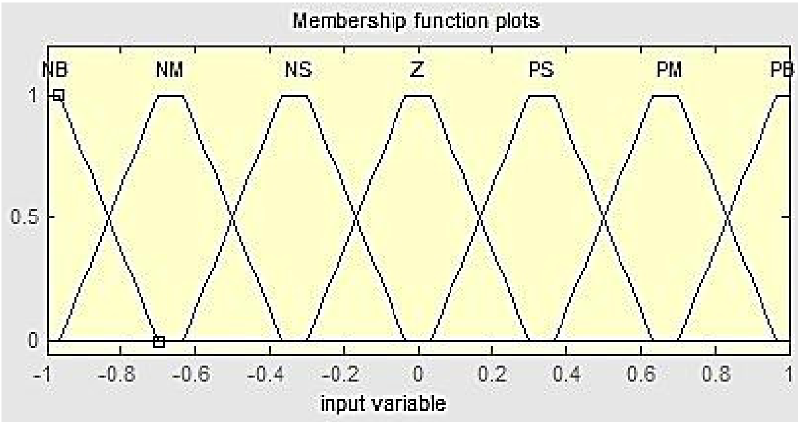
Programové prostredie Matlab/Simulink nám umožňuje navrhnúť dva typy fuzzy regulátorov, pre ktoré je v tomto programe vytvorený toolbox s názvom "*Fuzzy Logic*". Po otvorení FIS (Fuzzy Inference System) editora si môžeme zvoliť fuzzy regulátor typu Mamdani alebo Sugeno. Konzekvencie pravidiel môžu mať formu konštánt, ktorých hodnoty predstavujú modifikovateľné parametre použitého typu fuzzy regulátora.

10.3.3.1 Fuzzy regulátor typu Mamdani

Pre hybridné adaptívne riadenie aktuátora na báze pneumatických umelých svalov bol v súlade s Obr. 10.76 použitý Mamdani fuzzy regulátor typu DISO (dva vstupy, jeden výstup). Pri tomto type regulátora boli zvolené funkcie príslušnosti lichobežníkového tvaru (*trapmf*), pretože experimentálne bolo zistené, že vykazujú pri zmene veľkosti závažia pripevnenom na konci ramena aktuátora najlepšie výsledky. Jadro fuzzy regulátora tvorí sedem funkcií príslušnosti, ktoré sa prekrývajú od NB (negative big) po PB (positive big) cez príslušné univerzum (Obr. 10.77):

- NB - Negative Big,
- NM - Negative Medium,
- NS - Negative Small,
- Z - Zero,
- PS - Positive Small,
- PM - Positive Medium,
- PB - Positive Big.

Funkcie príslušnosti podľa Obr. 10.77 sú rovnaké pre oba vstupujúce signály do fuzzy regulátora (dynamickú chybu e_M a jej diskrétnu deriváciu Δe_M) a taktiež pre výstup z regulátora vo forme signálu K_{AM}. Vstupné a výstupné premenné boli normalizované na pracovnom intervale v rozsahu <-1,1>.



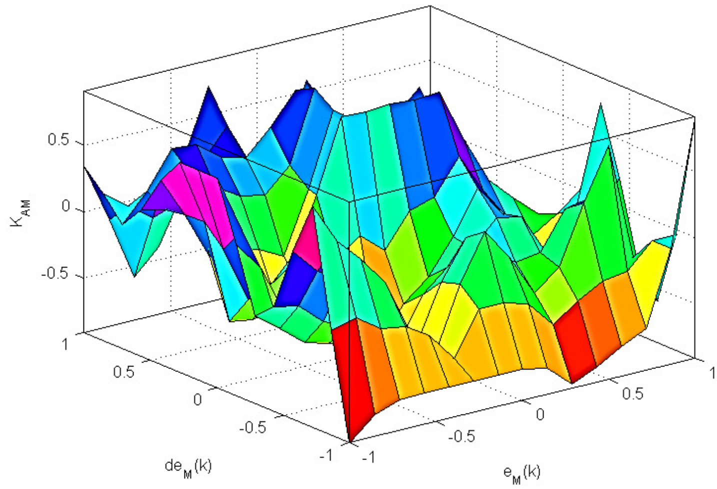
Obr. 10.77 Rozloženie funkcií príslušnosti *trapmf*

V Tab. 10.1 sú zobrazené pravidlá pre fuzzy systém, ktoré boli optimalizované na základe znalostí získaných z reálnej sústavy antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov. V podmienkovej časti pravidla bola použitá *min* T-norma, pri agregácii kombinácií výsledkov pravidiel bola zvolená funkcia *max* a pri defuzzifikácii bola využitá metóda ťažiska (*centroid*).

Tab. 10.1 Pravidlá fuzzy regulátora typu Mamdani

e_M / Δe_M	NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
NB	-0,83	-0,67	-0,67	-0,76	-0,81	-0,77	0,78
NM	0,90	0,29	-0,67	0,24	-0,22	0,86	-0,74
NS	-0,38	-0,50	-0,97	-0,24	0,39	-0,79	0,80
Z	0,72	-0,21	0,94	0,95	0,85	-0,11	-0,34
PS	0,89	-0,81	-0,79	0,61	0,25	-0,67	-0,64
PM	0,20	0,73	0,21	0,84	-0,24	0,75	-0,64
PB	0,35	-0,73	0,90	-0,40	0,66	-0,63	-0,16

Výsledná fuzzy plocha regulátora vyplývajúca z pravidiel fuzzy systému je zobrazená na Obr. 10.78, kde na osi *x* sa nachádza dynamická chyba e_M, na osi *y* sú vynesené hodnoty diskrétnej derivácie dynamickej chyby Δe_M a os *z* znázorňuje výstup z fuzzy regulátora vo forme signálu K_{AM}.



Obr. 10.78 Výsledná fuzzy plocha fuzzy regulátora typu Mamdani

10.3.3.2 Fuzzy regulátor typu Sugeno

Fuzzy regulátor typu Sugeno bol nultého rádu (z dôvodu nízkej výpočtovej náročnosti, čo je vhodné pre aplikácie riadenia v reálnom čase) a taktiež typu DISO (dva vstupy, jeden výstup). Konzekvencie pravidiel mali v tomto prípade formu konštánt, ktorých hodnoty predstavovali modifikovateľné parametre použitého fuzzy regulátora. Pre vstupné veličiny (dynamická chyba e_M a diskrétna derivácia dynamickej chyby Δe_M) boli zvolené zovšeobecnené gaussovské funkcie príslušnosti (*gaussmf*), ktoré majú schopnosť adaptácie (Obr. 10.79) [95].Táto funkcia má nasledujúcu formu:

$$\mu(x) = \exp\left(-\left|\frac{x-b}{a}\right|^{c}\right), \tag{10.62}$$

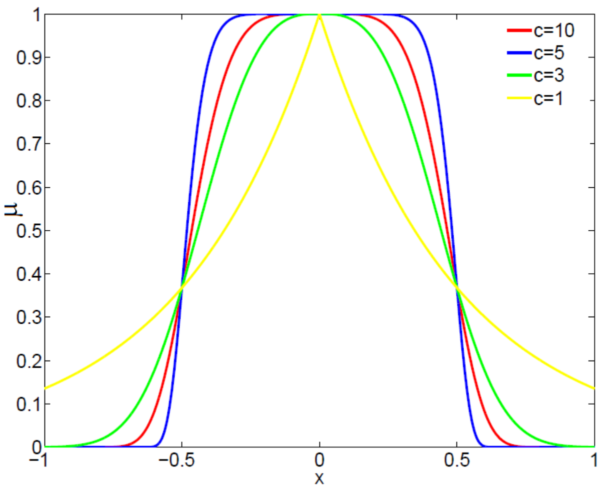
kde: *a* – parameter ovplyvňujúci šírku funkcie príslušnosti,
b – parameter ovplyvňujúci umiestnenie pozdĺž osi x,
c – parameter ovplyvňujúci tvar funkcie.

Vplyv zmeny parametra *c* na tvar funkcie pri $a = 0{,}5$ a $b = 0$ je na Obr. 10.79. Z obrázka je zrejmé, že zmenou parametra *c* je možné aproximovať tvary trojuholníka (nižšie hodnoty *c*) alebo lichobežníka (vyššie hodnoty *c*).

Za predpokladu použitia defuzzifikácie podľa strednej hodnoty (COA – Center of Area) je možné výstup fuzzy regulátora vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu:

$$y_f = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_0^i \prod_{j=1}^{m} \exp\left(-\left|\frac{x_j - b_j^i}{a_j^i}\right|^{c_j^i}\right)}{\sum_{i=1}^{n} \prod_{j=1}^{m} \exp\left(-\left|\frac{x_j - b_j^i}{a_j^i}\right|^{c_j^i}\right)}, \tag{10.63}$$

kde: p_0^i – hodnota singletonu v konzekvencii *i*-tého fuzzy pravidla,
n – počet fuzzy pravidiel,
m – počet vstupov,
x_j – *j*-tá vstupná veličina,
Π – symbol fuzzy min operátora,
a_j^i, b_j^i, c_j^i – parametre funkcie príslušnosti *i*-tého pravidla a *j*-tého vstupu.



Obr. 10.79 Zovšeobecnená gaussovská funkcia príslušnosti pre rôzne hodnoty parametra *c*

Pre riešenie optimalizačného problému uvedeného vo vzťahu (10.53) bol použitý genetický algoritmus, ktorý patrí k často využívaným metódam výpočtovej inteligencie pre riešenie optimalizačných úloh. Výhodou (podobne ako pri všetkých metaheuristických metódach) je potreba iba minimálnej znalosti problému vyžadujúca si definovanie hodnotiacej funkcie a medzí parametrov (predpoklad viazanej optimalizácie).

Genetické algoritmy sú optimalizačnou metódou patriacou do skupiny evolučných výpočtov (ďalšími metódami v tejto skupine sú: genetické programovanie, evolučné programovanie a evolučné stratégie). Základom genetických algoritmov je Darwinova evolučná teória a špecificky „prežitie najlepšieho“. Ide o iteratívny proces pripomínajúci rast alebo vývoj populácie, pričom populácia jedincov je vystavená pôsobeniu prostredia, na ktoré reaguje každý z jedincov určitým chovaním [74]. Toto chovanie v niektorých prípadoch zodpovedá požiadavkám prostredia lepšie, čo znamená, že daný jedinec je lepšie prispôsobený prostrediu. V rámci procesu nazývaného *selekcia* majú jedinci lepšie prispôsobení prostrediu vyššiu pravdepodobnosť prežiť. Tí, ktorí prežijú, môžu v rámci iného procesu nazývaného *reprodukcia,* preniesť na svojich potomkov vlastné črty. Pri prenose týchto charakteristík na genetickej úrovni však dochádza k chybám vyskytujúcim sa s určitou pravdepodobnosťou, čo sa nazýva *mutácia*. Práve tieto tri základné procesy tvoria základ aj evolučných výpočtov pri riešení optimalizačného problému. Terminológia používaná v genetických algoritmoch z väčšej časti vychádza z terminológie používanej v biológii (Tab. 10.2).

Tab. 10.2 Základné pojmy používané v biológii a ich význam v genetických algoritmoch [74]

Termín v biológii	***Význam v genetických algoritmoch***
Chromozóm	Reťazec symbolov
Populácia	Množina chromozómov
Dem	Lokálna populácia príbuzných chromozómov, podmnožina celkovej populácie
Gén	Črta alebo charakteristika problému
Alela	Hodnota danej charakteristiky problému
Lokus	Pozícia v chromozóme
Genotyp	Štruktúra
Fenotyp	Množina parametrov, alternatívne riešenie alebo dekódovaná štruktúra

Skupina *chromozómov* tvorí celú populáciu (niekedy sa namiesto pojmu chromozóm používa pojem *jedinec*), kde každý chromozóm predstavuje jedno úplné riešenie problému. Každý chromozóm pozostáva z génov, z ktorých každý kóduje nejakú z charakteristík jedinca a je predmetom optimalizácie.

Primárnym kritériom pre posúdenie kvality riešenia optimalizačného problému uvedeného vo vzťahu (10.53) bola chyba v regulačnej odchýlke dynamiky medzi dynamikou určenou referenčným modelom a dynamikou sústavy (resp. modelu pri optimalizácii). Hodnotiaca funkcia mala potom nasledujúci tvar:

$$f_{hod} = K_H \sum_{k=1}^{l} \left| \varphi_M(k) - \varphi(k) \right|, \qquad (10.64)$$

kde: K_H – normalizačný koeficient hodnoty hodnotiacej funkcie,
l – počet všetkých vzoriek v optimalizovanom priebehu,
$\varphi_M(k)$ – uhlová výchylka referenčného modelu v k-tej vzorke,
$\varphi(k)$ – uhlová výchylka riadeného systému resp. modelu v k-tej vzorke.

Genotyp každého jedinca v populácii bol tvorený génmi odpovedajúcimi hodnotám konzekvencií fuzzy pravidiel adaptívneho regulátora, t.j. hodnotám parametrov vektoru θ odpovedajúcich riešeniu problému vo vzťahu (10.53). Populačná matica $\mathbf{P_g}$ mala nasledujúcu formu:

$$\mathrm{P_g} = \begin{pmatrix} \theta_{p11} & \theta_{p12} & \cdots & \theta_{p1r} \\ \theta_{p21} & \theta_{p22} & \cdots & \theta_{p2r} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \theta_{pq1} & \theta_{pq2} & \cdots & \theta_{pqr} \end{pmatrix}, \tag{10.65}$$

kde: $\theta_p \in \Re^{q\times r}$ v intervale <0,1>.

Rozmery populačnej matice zodpovedali rozmeru problému (r) a počtu jedincov v populácii (q). Vzhľadom k tomu, že rozsahy vstupov a aj výstupu fuzzy regulátora boli normalizované, boli alely príslušných génov (hodnoty parametrov) obmedzené do uvedeného rozsahu <0,1>. Hodnoty konzekvencií nenadobúdali záporné hodnoty pretože výstup fuzzy regulátora ovplyvňoval hodnotu akčného zásahu, ktorý bol určený veľkosťou v absolútnej hodnote zatiaľ čo smer pohybu ramena (čo by odpovedalo rozlíšeniu znamienka akčnej veličiny) bol určený na základe znamienka regulačnej odchýlky a potom vedený na príslušné ventily.

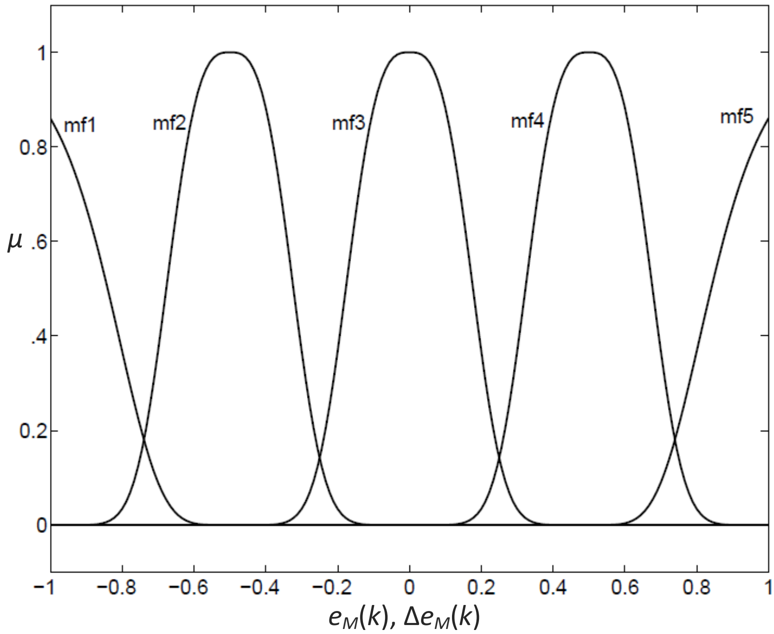
Rozmer problému r bol stanovený na hodnotu 25. Tento počet zodpovedal počtu parametrov fuzzy regulátora s 25 pravidlami pre 5 funkcií príslušnosti na každom zo vstupov (e_M a Δe_M). Aj napriek skutočnosti, že parametre funkcií príslušnosti môžu byť tiež súčasťou optimalizácie, v experimentoch to nebolo realizované a optimalizované boli iba parametre konzekvencií pravidiel. Pre funkcie príslušnosti sa použili zovšeobecnené gaussovské funkcie uvedené v predchádzajúcom, pričom ich parametre boli nasledujúce (krajné funkcie príslušností mf1 a mf5):

$$\begin{aligned} &a_{e1}, a_{e5}, a_{\Delta e1}, a_{\Delta e5} = 2; \\ &b_{e1}, b_{\Delta e1} = -2{,}8; \\ &b_{e5}, b_{\Delta e5} = 2{,}8; \\ &c_{e1}, c_{e5}, c_{\Delta e1}, c_{\Delta e5} = 18. \end{aligned} \tag{10.66}$$

Pre ostatné funkcie príslušnosti (mf2 až mf4) boli určené nasledujúce hodnoty:

$$\begin{aligned} &a_{e2}, a_{e3}, a_{e4}, a_{\Delta e2}, a_{\Delta e3}, a_{\Delta e4} = 0{,}2; \\ &b_{e2}, b_{\Delta e2} = -0{,}5; \\ &b_{e3}, b_{\Delta e3} = 0; \\ &b_{e4}, b_{\Delta e4} = 0{,}5; \\ &c_{e2}, c_{e3}, c_{e4}, c_{\Delta e2}, c_{\Delta e3}, c_{\Delta e4} = 3. \end{aligned} \tag{10.67}$$

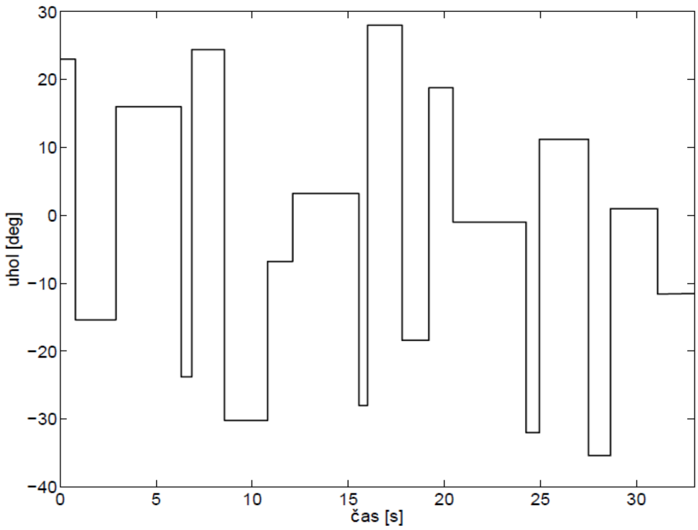
Zobrazenie nastavenia funkcií príslušnosti je na Obr. 10.80. Krajné funkcie mali nastavenú väčšiu šírku z dôvodu možnosti získať hodnotu funkcie príslušnosti aj pre vstupné premenné mimo rozsahu (to znamená s hodnotami väčšími ako 1 resp. menšími ako -1 aj po normalizácii).



Obr. 10.80 Zobrazenie funkcií príslušnosti pre regulačnú odchýlku v dynamike a jej deriváciu

Počet jedincov v populácii (rozmer q populačnej matice $\mathbf{P}_g$) bol nastavený na hodnotu 20. Počiatočná populácia sa vytvorila náhodne s rovnomerným pravdepodobnostným rozdelením v celom povolenom rozsahu. Všetky hodnoty hodnotiacej funkcie sa normalizovali na základe pozície v rebríčku hodnôt so vzostupným zoradením (jedinec s najnižšou hodnotou prvý v rebríčku). Jedinci boli do páriacej sa skupiny vyberaní na základe ruletového mechanizmu. Z celej populácie sa 80% vytvorilo prostredníctvom kríženia genetickej informácie (crossover) a zvyšok bol mutovaný. Genetická informácia sa krížila na základe heuristickej metódy, kde sú jedinci vytváraní prostredníctvom posunu genetickej informácie podľa hodnoty hodnotiacej informácie (malá zmena genetickej informácie voči lepšiemu z rodičov v smere od horšieho z nich [74]). Pre zastavenie algoritmu sa nastavili tri kritériá: počet generácií (100), počet generácií bez zmeny najlepšej hodnoty hodnotiacej funkcie (50) a tolerancia pre priemernú váženú zmenu hodnoty hodnotiacej funkcie počas 50 generácií (10^6).

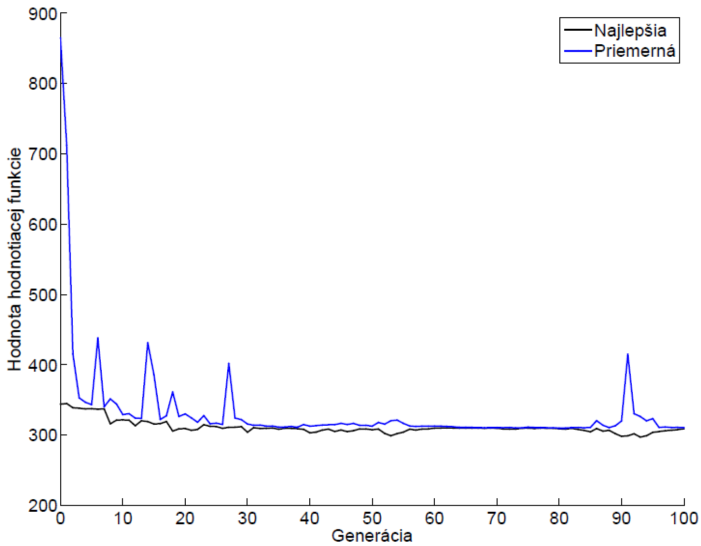
Pre evolúciu adaptívneho fuzzy regulátora sa použil priebeh pozostávajúci z náhodných skokov (Obr. 10.81) rôznej hodnoty v pracovnom rozsahu aktuátora a s náhodnou dobou trvania (APRBS signál). Ako referenčný model sa použla prenosová funkcia 2. rádu podľa (10.56), resp. (10.57), ktorý predstavoval proporcionálny člen so zotrvačnosťou 2. rádu a dopravným oneskorením s mierne pretlmenou odozvou a jeho voľba súvisela predovšetkým s verifikáciou navrhovanej metódy.



Obr. 10.81 Budiaci signál pre evolúciu fuzzy regulátora (postupnosť náhodných skokov žiadanej polohy)

Na Obr. 10.82 je znázornený priebeh priemernej a najlepšej hodnoty hodnotiacej funkcie počas evolúcie fuzzy regulátora. Z priebehu je zrejmé, že využitým kritériom pre zastavenie algoritmu bol dosiahnutý počet generácií (100). V priebehu optimalizácie je vidieť striedanie exploračných a exploatačných fáz algoritmu, kedy dochádza k opätovnému zväčšeniu diverzity populácie (a aj následným zlepšeniam v hodnote najlepšieho jedinca). Jedným z dôvodov môže byť použitie ruletového selekčného mechanizmu, v ktorom sa každý z jedincov (aj ten najhorší) môže s nenulovou pravdepodobnosťou dostať do páriacej skupiny. Výsledná hodnota hodnotiacej funkcie najlepšieho jedinca vo finálnej generácii bola 309,0769.

Podobne, ako pri ostatných metaheuristických metódach, ani pri genetických algoritmoch nie je možné garantovať nájdenie globálneho extrému hodnotiacej funkcie. Z Obr. 10.82 je vidieť, že už v prvej generácii sa objavil jedinec, ktorého hodnota hodnotiacej funkcie bola približne 350. Použitím elitných jedincov (jedincov, ktorí zaručene prežijú do ďalšej generácie) bolo možné zabezpečiť (resp. zrýchliť) konvergenciu algoritmu. Posledná fáza behu algoritmu naznačuje, že bolo možné opäť dočasne zvýšiť diverzitu populácie (viditeľné na zvýšení priemernej hodnoty hodnotiacej funkcie), avšak k výraznejšej zmene v hodnote najlepšieho jedinca nedošlo. V Tab. 10.3 sú vyznačené výsledky evolúcie fuzzy regulátora po 100 generáciách. Tieto výsledky sú zároveň graficky zobrazené na Obr. 10.83, kde je vyznačená výsledná fuzzy plocha (závislosť výstupu fuzzy regulátora K_{AM} na vstupoch e_M a Δe_M).

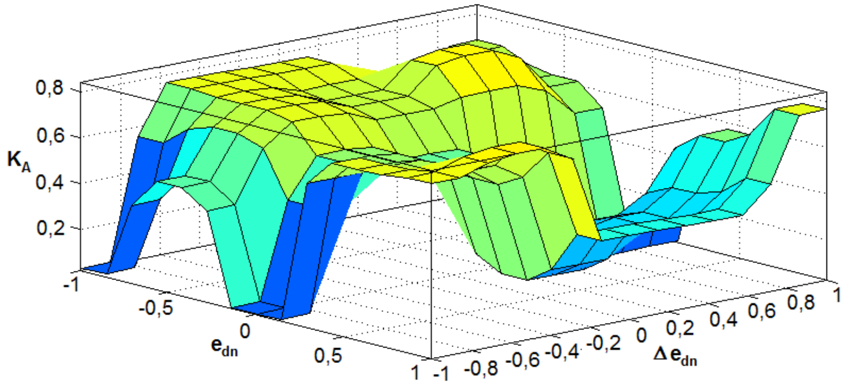


Obr. 10.82 Priebeh najlepšej a priemernej hodnoty hodnotiacej funkcie počas evolúcie adaptívneho fuzzy regulátora

Výsledky uvedené v Tab. 10.3 sa získali pre všetky násobky menovitého momentu zotrvačnosti. Z grafického znázornenia výslednej fuzzy plochy je zrejmá výrazná nelinearita vzťahu kompenzácií zásahov PD regulátora prostredníctvom zosilnenia K_{AM} na normalizovaných hodnotách regulačnej odchýlky v dynamike a jej derivácii. Pri hodnotení tejto závislosti je potrebné tiež vziať do úvahy, že výsledná podoba fuzzy tabuľky a teda aj fuzzy plochy po evolúcii je výsledkom získaným pre konkrétny budiaci signál, ktorého podoba je na Obr. 10.81. Jeho konkrétna forma ovplyvňuje úroveň aproximácie tejto závislosti v súvislosti s rozsahom vybudenia systému a v tom dôsledku aj zachytenia popisu tejto funkcie.

Tab. 10.3 Výsledná fuzzy tabuľka s hodnotami konzekvencií fuzzy pravidiel po evolúcii adaptívneho regulátora typu Sugeno s funkciami príslušnosti *gaussmf*

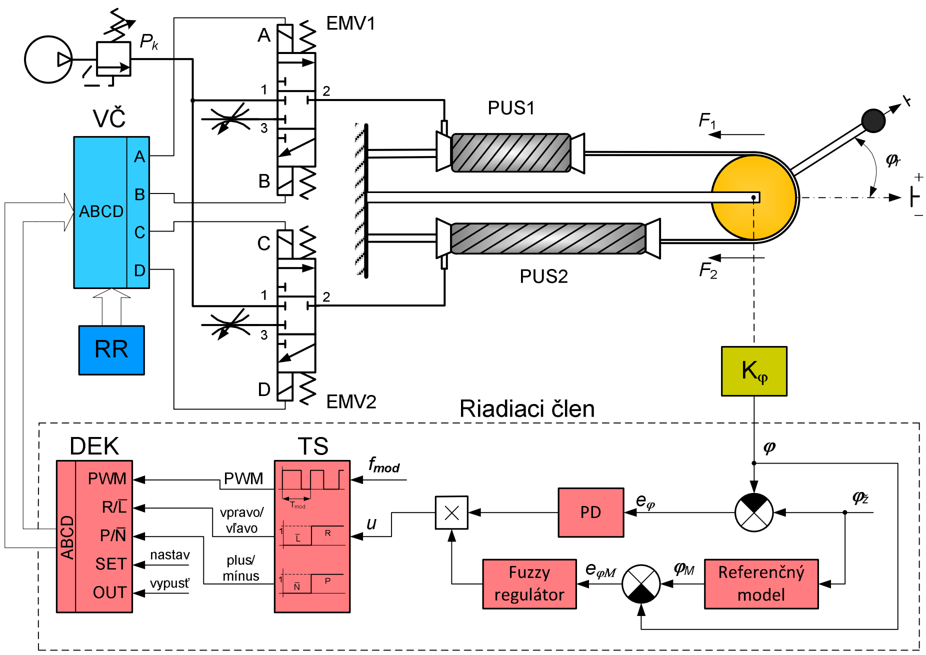
e_{rm} / **Δe_{rm}**	**mf1**	**mf2**	**mf3**	**mf4**	**mf5**
mf1	0,0285	0,7677	0,7577	0,4688	0,6848
mf2	0,4911	0,7566	0,6974	0,8273	0,6171
mf3	0,0215	0,6137	0,5216	0.0234	0,0779
mf4	0,7612	0,6608	0,1316	0,2839	0,5700
mf5	0,7822	0,5418	0,3869	0,3379	0,7873



Obr. 10.83 Výsledná fuzzy plocha po evolúcii adaptívneho regulátora typu Sugeno s funkciami príslušnosti *gaussmf*

10.3.4 Namerané výsledky riadenia aktuátora hybridným regulátorom

Východiska (uvedené v kapitole 10.3.1) pre návrh riadenia sústavy antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov využitím pokročilých algoritmov riadenia rešpektuje principiálna schéma riadenia tejto sústavy zobrazená na Obr. 10.84. Navrhnuté hybridné adaptívne riadenie s referenčným modelom a fuzzy regulátorom využíva násobenie akčných signálov z lineárneho regulátora v priamej vetve a fuzzy regulátora v adaptívnej vetve.



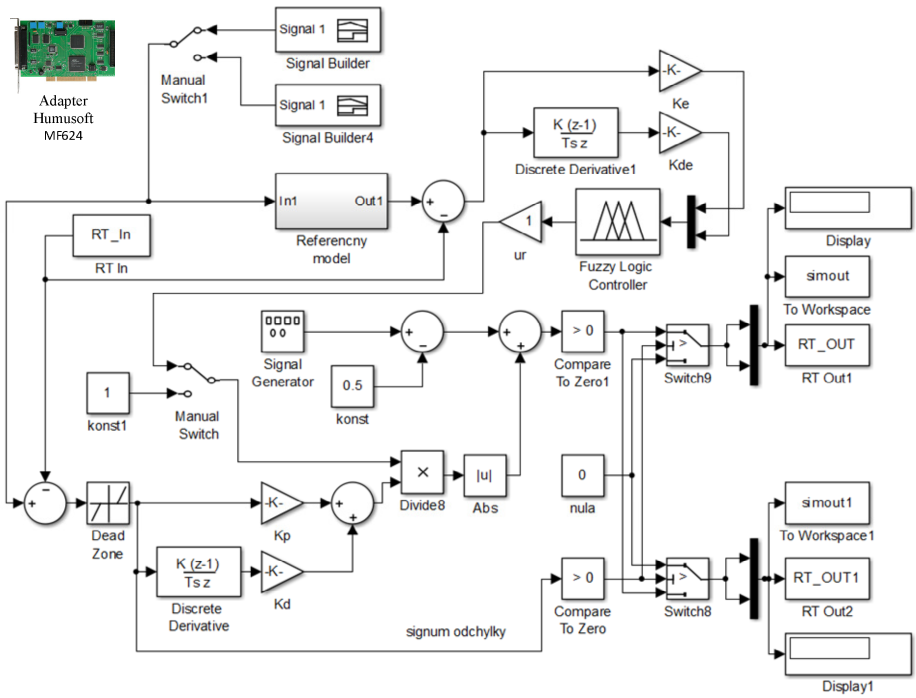
Obr. 10.84 Principiálna schéma riadenia aktuátora hybridným regulátorom

Význam jednotlivých symbolov na Obr. 10.84:

φ_M – uhlová výchylka ramena z referenčného modelu,
e_φ – regulačná odchýlka polohy,
e_M – dynamická chyba,
K_{AM} – adaptačné zosilnenie,
u_{PD} – výstup z PD regulátora,

význam ostatných symbolov je rovnaký ako v kapitole 9.2.

Skutočná poloha ramena (φ) sústavy antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov je privádzaná do riadiaceho člena, kde je porovnaná so žiadanou polohou ramena aktuátora ($\varphi_{\check{z}}$). Zistená regulačná odchýlka e_φ je privádzaná do PD regulátora s konštantným zosilnením a regulačná odchýlka polohy ramena od referenčného modelu do paralelnej vetvy s fuzzy regulátorom so zosilnením vyplývajúcim z pravidiel medzi funkciami príslušnosti. Tvarovač signálu tvorí základnú časť pre premenu veličiny z výstupu regulátora do vhodnej formy pre ovládanie ventilov. Keďže v sústave sa nachádzajú jednoduché uzatváracie ventily, je potrebné pre zabezpečenie plynulosti pohybu previesť signál zodpovedajúci spojitému signálu na poradie impulzov s konštantnou výškou (logická jednotka), ale premennou šírkou. Uvedená šírka zodpovedá dobe otvorenia, resp. uzatvorenia ventilu a je závislá od hodnoty veličiny, ktorá vystupuje z regulátora. V sústave sa využíva riadenie pomocou PWM, teda šírkovo modulovaných impulzov.



Obr. 10.85 Riadiaca schéma reálnej sústavy s adaptačným podsystémom

Testovanie navrhnutého riadenia sústavy antagonisticky zapojených umelých svalov bolo realizované na experimentálnom aktuátore znázornenom na Obr. 5.1 vpravo. Jednotlivé časti riadiaceho algoritmu boli vytvorené v prostredí Matlab/Simulink a integrované do jednej riadiacej schémy. Riadenie bolo najprv testované s iba PD regulátorom bez adaptačného podsystému pri troch rôznych zaťaženiach resp. momentoch zotrvačnosti a následne s hybridným regulátorom (PD + fuzzy regulátor).

Na Obr. 10.85 je zobrazená riadiaca schéma reálnej sústavy pneumatických umelých svalov vytvorená v programovom prostredí Matlab/Simulink určená pre riadenie uhlovej výchylky ramena reálnej sústavy pneumatických umelých svalov. Táto schéma v adaptačnom podsystéme obsahuje blok s názvom *„Fuzzy Logic“*, do ktorého boli z pracovného prostredia (*workspace*) importované navrhnuté fuzzy regulátory.

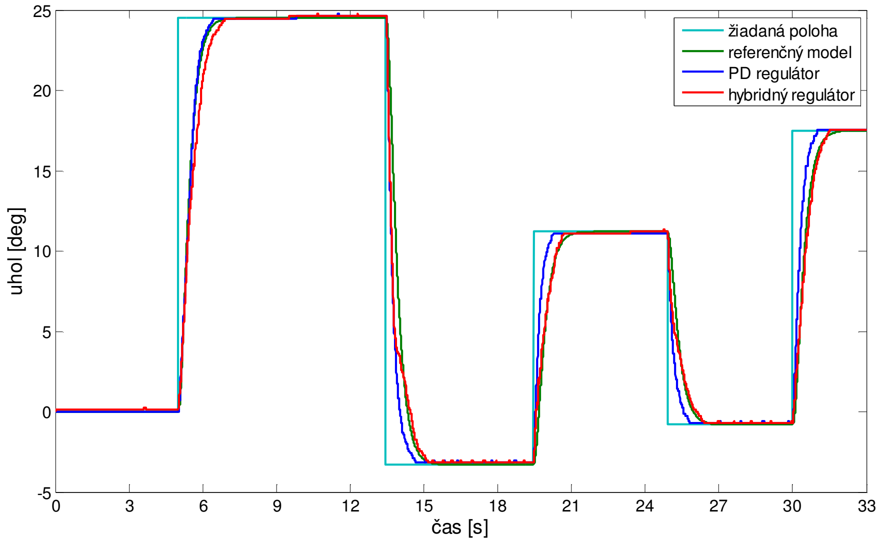
10.3.4.1 Odozvy systému na hybridné riadenie s Mamdani fuzzy regulátorom

Pre testovanie hybridného riadenia s Mamdani fuzzy regulátorom bol v riadiacej schéme zobrazenej na Obr. 10.85 do bloku s názvom "*Fuzzy Logic*" importovaný z pracovného prostredia Matlabu Mamdani fuzzy regulátor opísaný v podkapitole 10.3.3.1. Konštanta pre zosilnenie dynamickej chyby e_M bola experimentmi na reálnej sústave stanovená na hodnotu $0{,}125 \cdot 10^{-4}$ a konštanta pre zosilnenie diskrétnej derivácie dynamickej chyby Δe_M bola experimentálne určená na $0{,}666 \cdot 10^{-2}$.

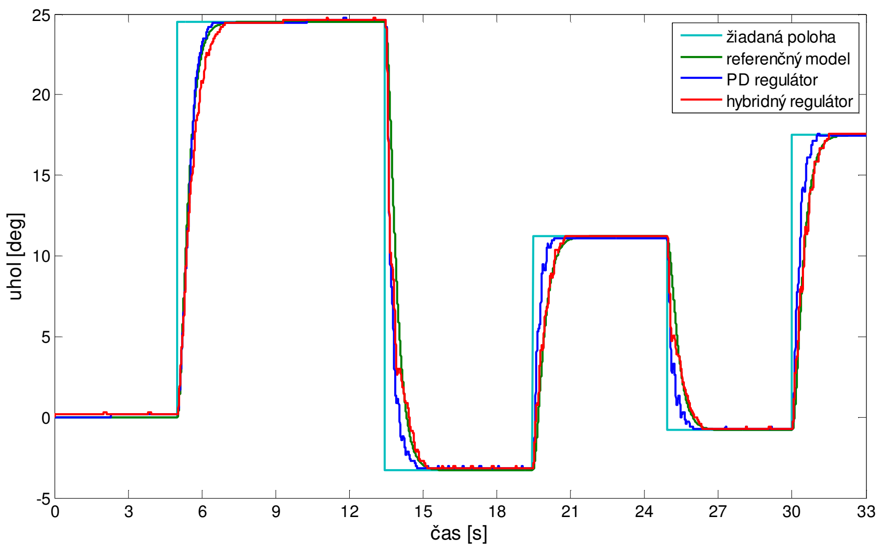
Vykonané boli štyri série testovania s rôznou záťažou aktuátora a to bez záťaže, zo záťažou 1,2 kg, 2,14 kg a 3,34 kg upevnenou na konci ramena aktuátora, pričom testy boli vykonané s dvomi rôznymi dynamickými priebehmi signálov pre žiadanú uhlovú výchylku ramena aktuátora skokovou funkciou vytvorenou v bloku *„Signal Builder“*. V prvom prípade boli testované odozvy systému na pomalšie zmeny žiadanej hodnoty uhlovej výchylky, pričom na začiatku testovania bola žiadaná poloha nulová (totožná s počiatočnou referenčnou polohou aktuátora). V čase t = 5 s bola do systému pomocou vytvorenej skokovej funkcie zadaná požiadavka na zmenu uhlovej výchylky ramena z referenčnej polohy na hodnotu 24,5 deg. Takýmto spôsobom s väčšími časovými rozstupmi boli zadané ešte štyri skokové zmeny uhlovej výchylky ramena na -3,3 deg, 19,45 deg, -0,8 deg a na konečnú hodnotu 17,5 deg, t.j. v priebehu simulácie celkovo došlo za čas 33 s k piatim zmenám žiadanej hodnoty polohy.

Z priebehov nameraných na reálnej sústave (Obr. 10.86, Obr. 10.87, Obr. 10.88, Obr. 10.89) sa zistilo, že Mamdani fuzzy regulátor pozitívne koriguje zásahy PD regulátora, čo je najlepšie vidieť na Obr. 10.89, kde samotný PD regulátor výrazne osciloval okolo žiadanej polohy ramena -3,3 deg a -0,8 deg. Hybridný regulátor sledoval trajektóriu referenčného modelu s vysokou presnosťou. Mierna odchýlka nastala pri prvej skokovej zmene polohy ramena z 0 deg na 25 deg pri všetkých štyroch zaťaženiach ramena aktuátora, čo môže byť zapríčinené chybou v dynamike v porovnaní s trajektóriou referenčného modelu.

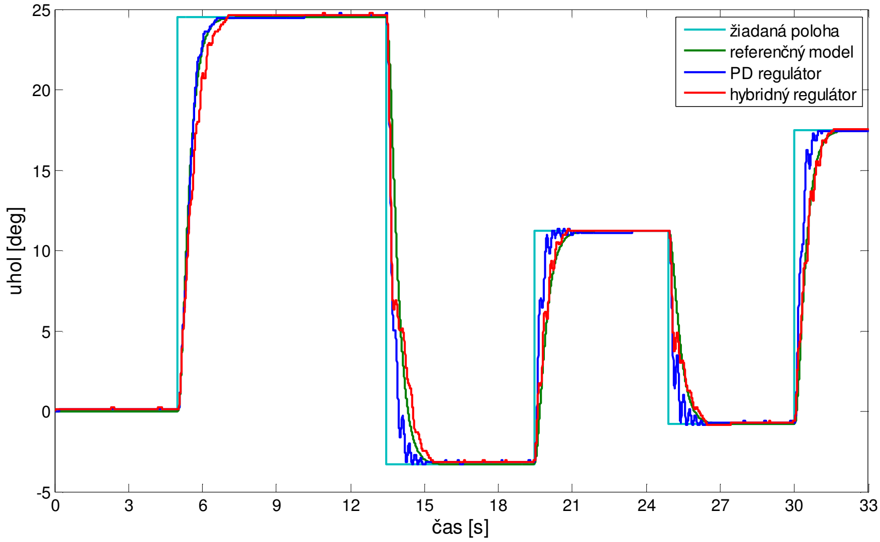
Z grafických výstupov možno taktiež sledovať pri hybridnom riadení sústavy v určitých úsekoch malé skokovité zmeny polohy ramena. Uvedené zmeny je možné pripísať diskontinuálnej povahe PWM regulácie (frekvencia PWM bola nastavená na 150 Hz, čo bolo 50 Hz pod maximom frekvencie PWM pre použitý typ ventilov), ale aj ešte stále nedostatočnému vplyvu fuzzy regulátora na výsledný akčný signál.



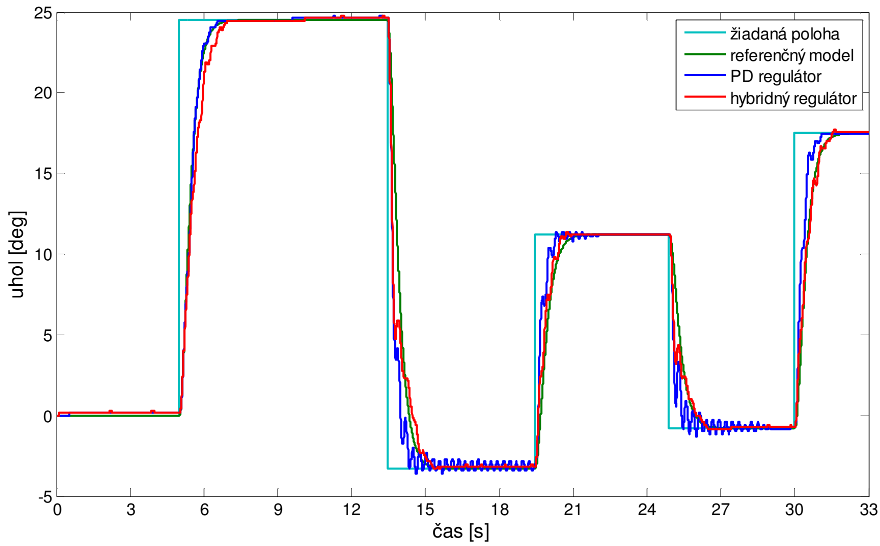
Obr. 10.86 Namerané priebehy bez zaťaženia ramena aktuátora



Obr. 10.87 Namerané priebehy so záťažou o veľkosti 1,2 kg upevnenou na konci ramena aktuátora

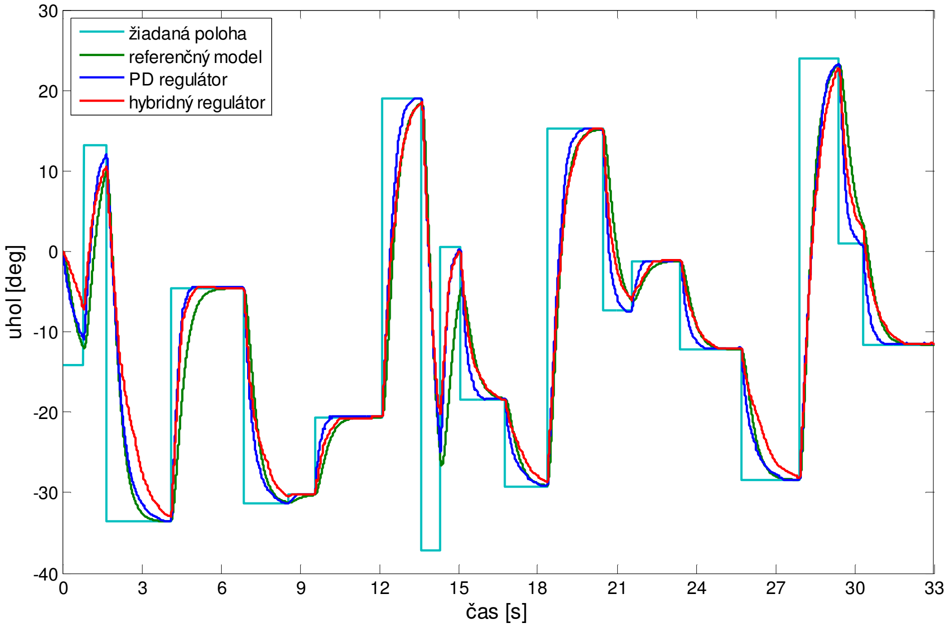


Obr. 10.88 Namerané priebehy so záťažou o veľkosti 2,14 kg upevnenou na konci ramena aktuátora

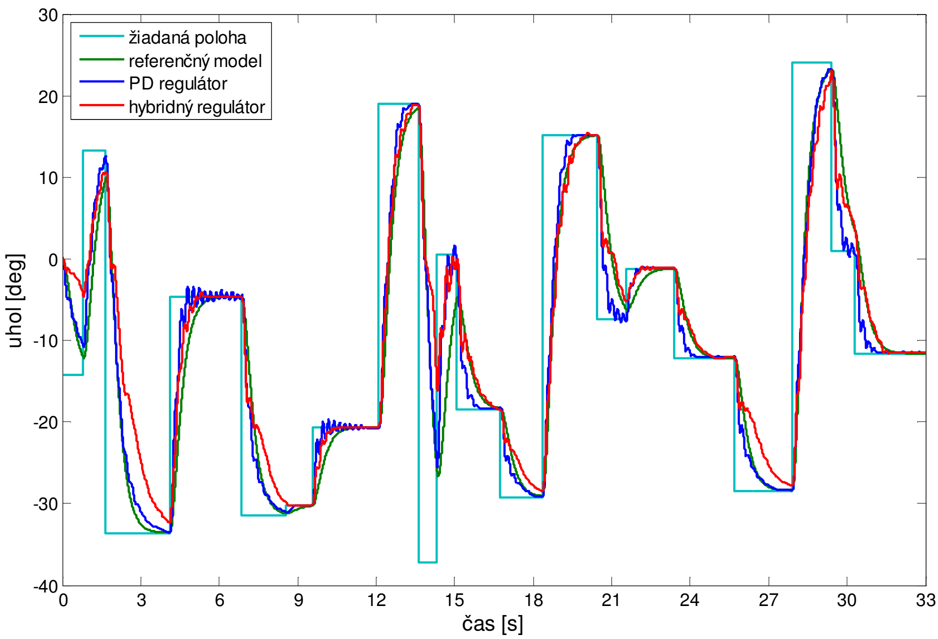


Obr. 10.89 Namerané priebehy so záťažou o veľkosti 3,34 kg upevnenou na konci ramena aktuátora

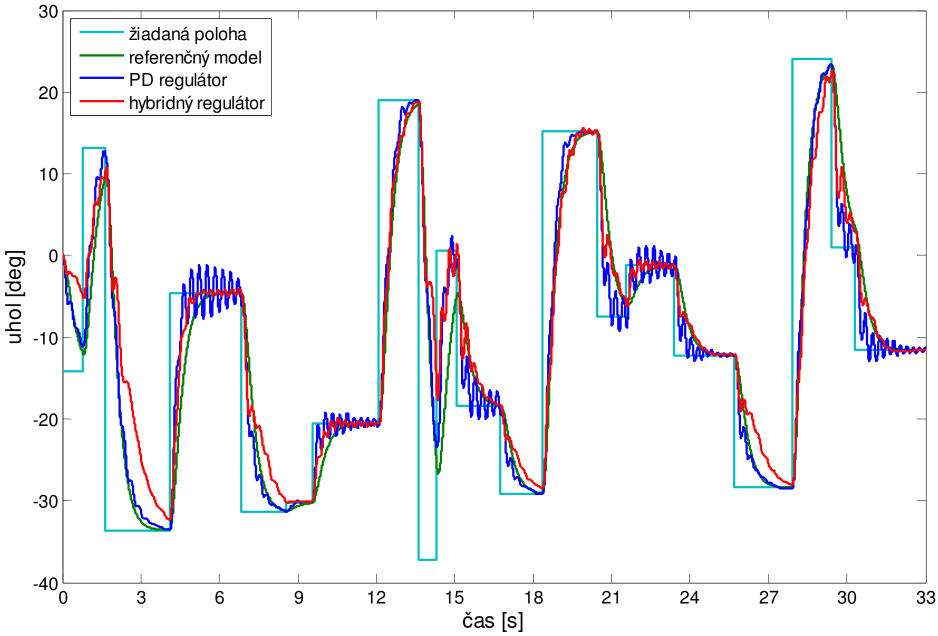
V druhom prípade sa testovali odozvy systému na rýchlejšie zmeny polohy ramena aktuátora, kde pri rovnakej dĺžke simulácie ako v prvom prípade (33 sekúnd) muselo rameno aktuátora dosiahnuť dvadsať rôznych žiadaných polôh. Už na začiatku experimentu bol požadovaný skok polohy ramena aktuátora -14,2 deg a následne v čase t = 0,8 s muselo ramena aktuátora dosiahnuť uhlovú výchylku 13,2 deg. Dynamické vlastnosti systému však neumožňujú dosiahnuť takéto rýchle zmeny polohy za taký krátky čas, čo je zrejmé z Obr. 10.90, Obr. 10.91, Obr. 10.92 a Obr. 10.93 (najmä z referenčnej nulovej hodnoty do polohy -14,2 deg a následne do polohy 13,2 deg). V tomto prípade testovania je však dobre viditeľný príspevok hybridného regulátora.



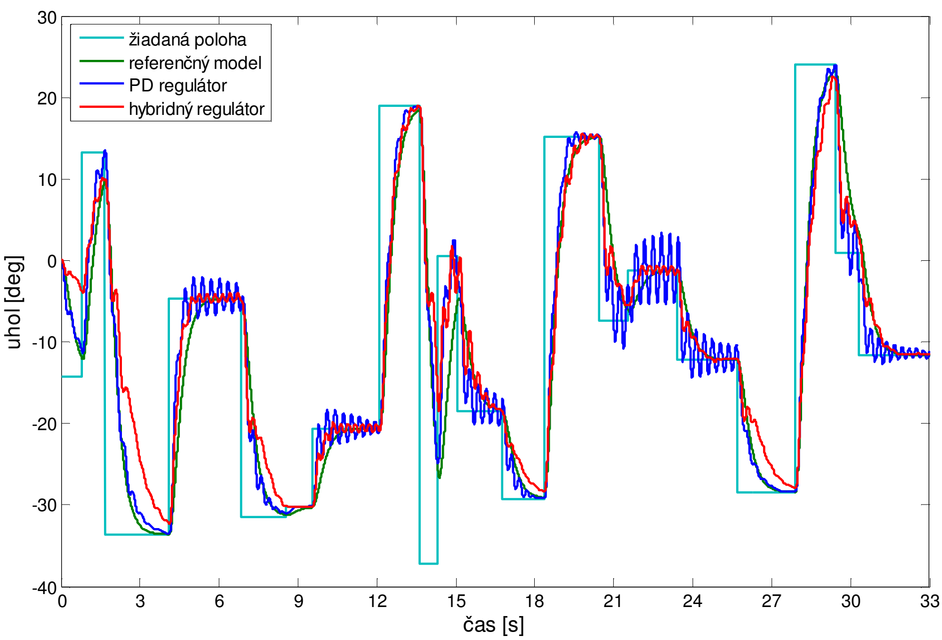
Obr. 10.90 Namerané priebehy bez zaťaženia pri rýchlych zmenách žiadanej polohy



Obr. 10.91 Namerané priebehy s 1,2 kg záťažou upevnenou na konci ramena pri rýchlych zmenách žiadanej polohy



Obr. 10.92 Namerané priebehy s 2,14 kg záťažou upevnenou na konci ramena pri rýchlych zmenách žiadanej polohy



Obr. 10.93 Namerané priebehy s 3,34 kg záťažou upevnenou na konci ramena pri rýchlych zmenách žiadanej polohy

10.3.4.2 Odozvy systému na hybridné riadenie so Sugeno fuzzy regulátorom

Pre testovanie hybridného riadenia so Sugeno fuzzy regulátorom bol v riadiacej schéme zobrazenej na Obr. 10.85 do bloku s názvom "*Fuzzy Logic*" importovaný z pracovného prostredia Matlabu Sugeno fuzzy regulátor opísaný v podkapitole 10.3.3.2 s gaussovskými funkciami príslušností a fuzzy plochou uvedenou na Obr. 10.83. Výsledky aplikácie tohto riadenia pre 6,4-násobok menovitého momentu zotrvačnosti je možné vidieť na Obr. 10.94. Zosilnenia regulátorov boli nastavené na nasledujúce hodnoty: $K_P = 0{,}058$; $K_D = 0{,}001$; $K_E = 0{,}008$; $K_{\boldsymbol{\Delta}} = 0{,}0013$. Na základe priebehov na Obr. 10.94 je možné pozorovať, že použitie hybridného riadenia malo pozitívny vplyv na potlačenie oscilácií prítomných pri regulácii iba pomocou PD regulátora. Priebeh výchylky ramena pri použití fuzzy regulátora je plynulejší a sleduje priebeh výchylky určenej referenčným modelom. V priebehoch je možné pozorovať väčšie hodnoty regulačnej odchýlky v dynamike e_M predovšetkým pri nižších hodnotách derivácie odozvy referenčného modelu (posledná fáza každého skokového priebehu). Hlavným dôvodom je prekompenzovanie vplyvu PD regulátora pre tieto fázy priebehu, čo možno spojiť s nedostatočnou presnosťou aproximácie vzťahu medzi regulačnou odchýlkou v dynamike a jej derivácie a adaptačného zosilnenia vplyvom menšieho rozsahu vybudenia sústavy (použitý APRBS signál). Celková hodnota MAE kritéria pre tento priebeh činila 1,7023.

Ovplyvnenie riadiaceho signálu PD regulátora fuzzy regulátorom je možné pozorovať na Obr. 10.95, kde sú vyznačené osobitne zásahy PD regulátora (zelená farba) a zásahy hybridného systému s fuzzy regulátorom (modrá farba). K výraznej kompenzácii dochádza pri veľkých hodnotách regulačnej odchýlky v dynamike, čo je predovšetkým na začiatku skokovej zmeny žiadanej polohy. V prípade hybridného riadenia nie sú oscilácie riadiaceho signálu (v dôsledku ktorých dochádzalo k osciláciám hlavnej regulovanej veličiny) prítomné.

Uvedený efekt vplyvu hybridného riadenia na kompenzáciu zásahov čistého PD regulátora je badateľný aj pri zvýšení momentu zotrvačnosti na 8,2 a 11-násobok menovitej hodnoty, čo je znázornené na Obr. 10.96 a Obr. 10.98. Amplitúda oscilácií vznikajúca pri zásahoch PD regulátora je úmerná momentu zotrvačnosti, čo je na vyznačených priebehoch dobre pozorovateľné. Kým pri použití PD regulátora dochádza k výrazne kmitavému regulačnému pochodu s dlhou dobou stabilizácie, hybridné riadenie poskytuje priebehy blízke priebehom referenčného modelu s minimálnymi osciláciami v oboch prípadoch, o čom svedčia aj porovnateľné hodnoty MAE kritéria: 1,8526 pre 8,2-násobok a 1,8299 pre 11-násobok menovitej hodnoty momentu zotrvačnosti.

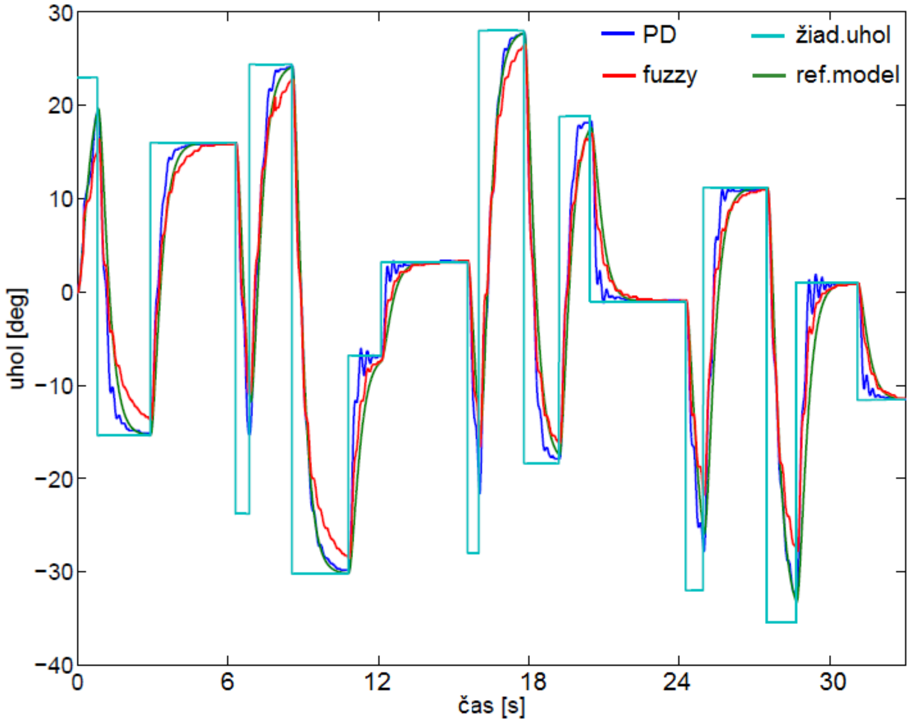
Podobne ako u 6,4-násobku menovitej hodnoty momentu zotrvačnosti je výsledný zásah prekompenzovaný vo fázach s klesajúcou hodnotou derivácie priebehu. Znázornenie fuzzy plochy poskytuje možnosť lokalizovať oblasť, v ktorej dochádza k výraznejšej kompenzácii (Obr. 10.83). Aj v tomto prípade je nutné počítať s obmedzeným rozsahom vybudenia sústavy, ktorý sa môže prejaviť v lepšom popise funkcie, ktorá aproximuje fuzzy regulátor v určitých oblastiach. Kompenzáciu vplyvu PD regulátora pre 8,2 a 11-násobok momentu zotrvačnosti je možné pozorovať na Obr. 10.97 a Obr. 10.99, na ktorých je viditeľná výrazná kmitavá zložka zodpovedná za oscilácie výchylky ramena. Kompenzovaný priebeh má podstatne hladší charakter bez výraznejších oscilácií.

Z porovnania nižšie uvedených priebehov vyplýva, že použitie hybridného riadenia zabezpečuje priebeh regulovanej veličiny s minimálnymi osciláciami, ktoré sa výrazne prejavujú pri použití samostatného PD regulátora. PD regulátor aj v prípade hybridného riadenia plní hlavnú regulačnú funkciu (v zmysle minimalizácie hodnoty regulačnej odchýlky), pričom fuzzy regulátor pomáha kompenzovať zásahy (keď je to žiaduce) hlavného regulátora pre zabezpečenie plynulého chodu ramena aktuátora. Aktuálne nedostatky hybridného riadenia sú zrejmé v neschopnosti zabezpečiť minimálnu hodnotu regulačnej odchýlky v dynamike. Táto skutočnosť otvára priestor pre modifikáciu aktuálne dosiahnutého stavu na týchto úrovniach:

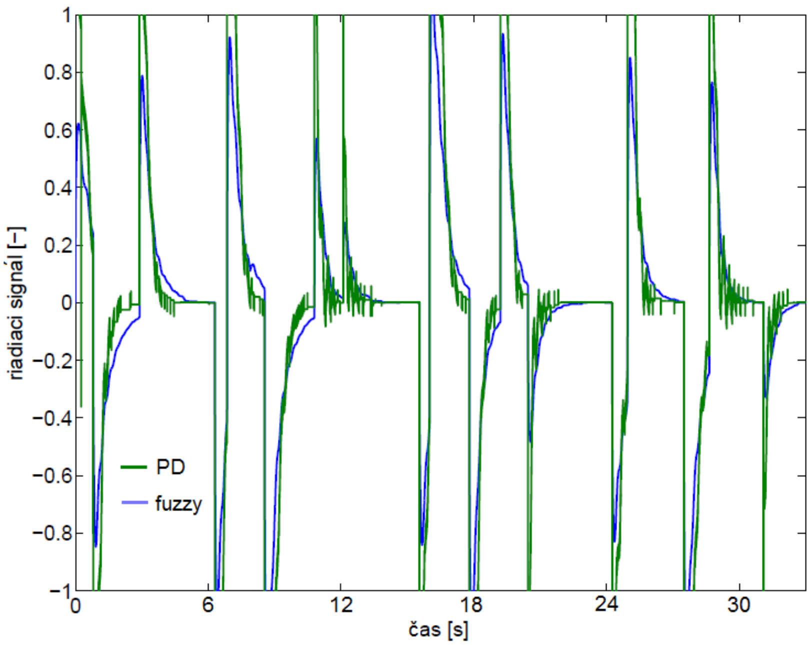
- *Referenčný model*: použitý referenčný model definuje dynamiku sústavy pre menovitý moment v špecifickom prípade. Jeho hlavný účel bol testovací pre overenie funkčnosti navrhnutej schémy riadenia. Pre ďalšie skúmanie môže byť nutné uvažovať so zakomponovaním nelinearít rešpektujúcich špecifiká dynamiky sústavy s pneumatickými umelými svalmi (mohlo by ísť napr. o sústavu prenosových funkcií určovaných podľa veľkosti budenia).

- *Fuzzy regulátor*: fuzzy regulátor má všeobecne veľký počet modifikovateľných parametrov, ktoré ovplyvňujú jeho vlastnosti. Je možné uvažovať rozšírenie evolúcie na hodnoty parametrov vstupných fuzzy množín (pre zovšeobecnenú gaussovskú funkciu tri parametre ovplyvňujúce posunutie pozdĺž osi x, šírku funkcie a jej tvar) ako aj zvýšenie počtu fuzzy množín na vstupoch a teda aj počtu fuzzy pravidiel.

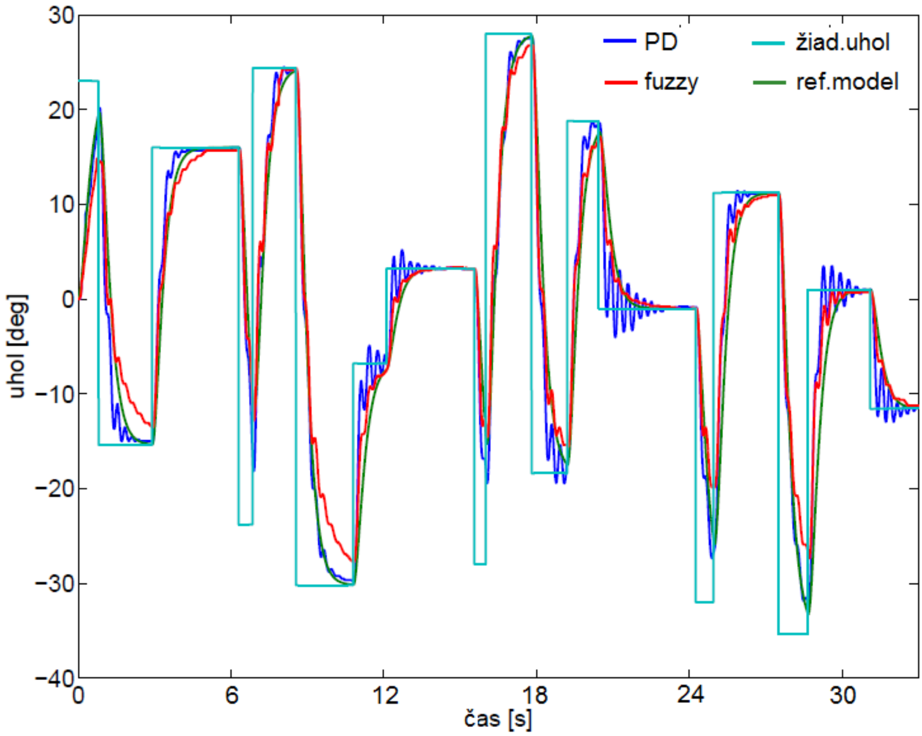
- *Budenie*: pri identifikácii nelineárnych systémov závisí aproximácia nelinearít od dostupnosti dát reprezentujúcich daný systém. Pre vybudenie systému v pracovnom rozsahu s možnosťou zabezpečenia dostatočnej reprezentácie z hľadiska dynamiky je vhodný APRBS signál. Je možné predpokladať, že modifikáciou tohto signálu je možné spresniť dáta potrebné pre aproximáciu nelineárnej funkcie adaptačného zosilnenia na regulačnej odchýlke v dynamike a jej derivácii.



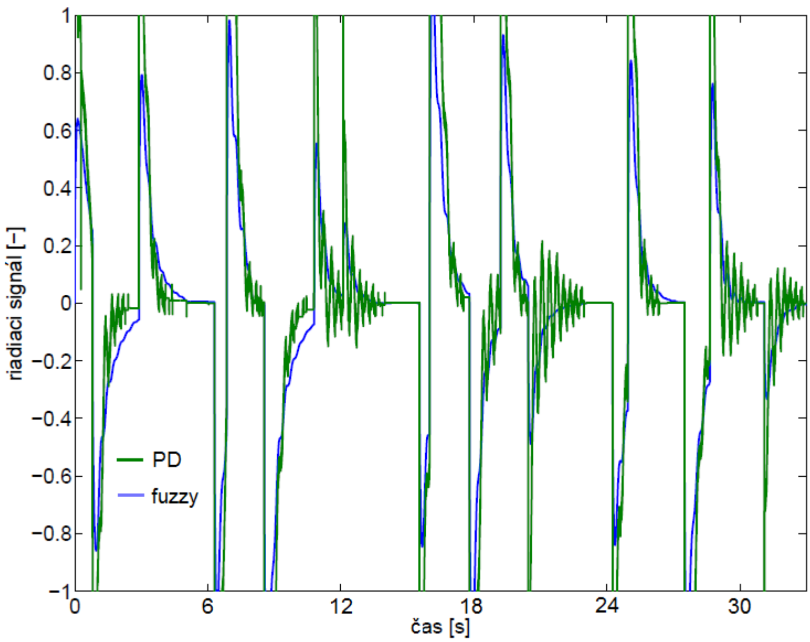
Obr. 10.94 Porovnanie priebehov iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora s referenčným modelom pre sériu náhodných skokov žiadanej polohy ramena pri $J = 6{,}4 \cdot J_{z0}$



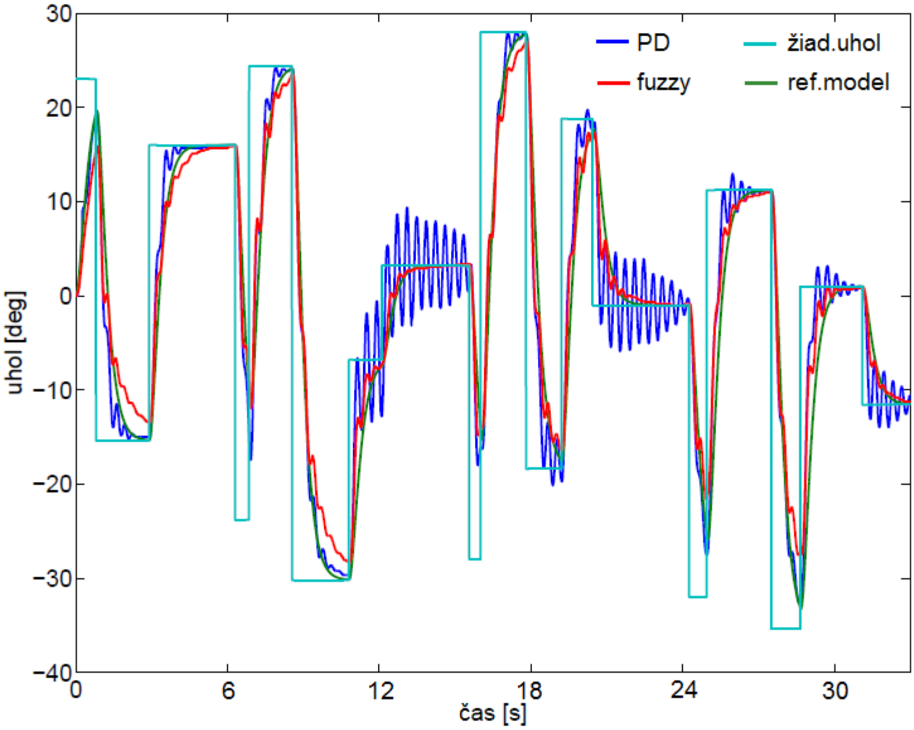
Obr. 10.95 Porovnanie riadiaceho signálu iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora pre $J = 6{,}4 \cdot J_{z0}$



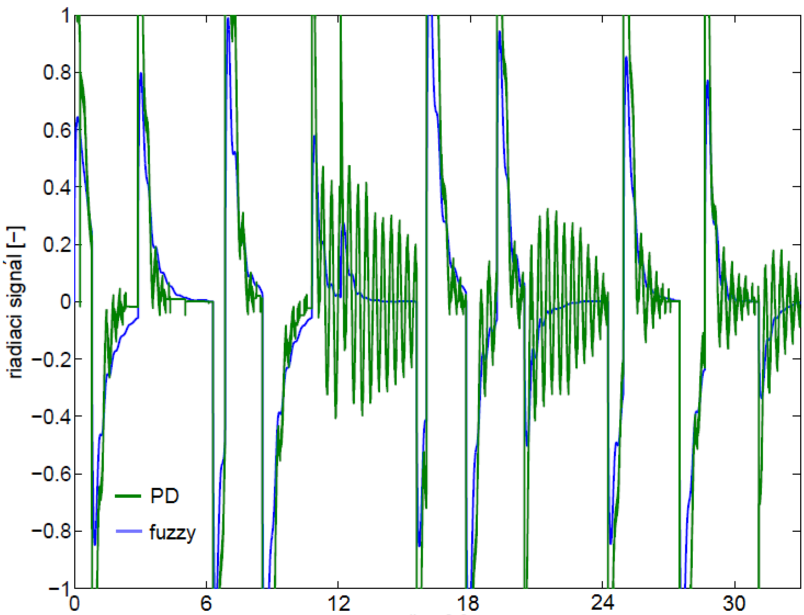
Obr. 10.96 Porovnanie priebehov iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora s referenčným modelom pre sériu náhodných skokov žiadanej polohy ramena pri $J = 8{,}2 \cdot J_{z0}$



Obr. 10.97 Porovnanie riadiaceho signálu iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora pre $J = 8{,}2 \cdot J_{z0}$



Obr. 10.98 Porovnanie priebehov iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora s referenčným modelom pre sériu náhodných skokov žiadanej polohy ramena pri $J = 11 \cdot J_{z0}$



Obr. 10.99 Porovnanie riadiaceho signálu iba PD regulátora a hybridného fuzzy regulátora pre $J = 11 \cdot J_{z0}$

Záver

Pneumatické umelé svaly vďaka niektorým vlastnostiam podobným ľudskému svalu sa v súčasnosti javia ako perspektívne nekonvenčné pohony manipulačných zariadení pre aplikácie v priemyselnej aj nevýrobnej sfére. Disponujú nízkou energetickou náročnosťou a vysokým pomerom sily k hmotnosti, čo ich predurčuje na využitie v konštrukciách ľahkých manipulačných zariadení, ktoré svojou kinematickou štruktúrou napodobňujú kinematiku hornej končatiny človeka. V konštrukciách pneumatických umelých svalov sa používajú moderné prvky a materiály zvyšujúce ich spoľahlivosť, vyrábajú sa v rôznych veľkostiach a dĺžkach a umožňujú prepojenie do zložitejších kinematických štruktúr s viacerými stupňami voľnosti. Veľkou nevýhodou ich masového použitia je problém s ich riadením vzhľadom k nelineárnym vlastnostiam svalu v dôsledku trenia vnútornej štruktúry svalu a stlačiteľnosti použitého média. Aj z tohto dôvodu je potrebné modelovať pohony manipulačných zariadení na báze pneumatických umelých svalov využitím počítačovej podpory pokročilých softvérových prostriedkov.

Matematickým opisom hlavných komponentov reprezentujúcich dynamiku aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení bolo zistené, že sa jedná o pomerne zložitý nelineárny systém s viacerými nelinearitami a dopravným oneskorením. Syntézou týchto dosiahnutých znalostí a teoretického rozboru činnosti experimentálneho aktuátora ovládaného dvojpolohovými elektromagnetickými ventilmi boli navrhnuté tri rôzne blokové schémy aktuátora využívajúce tri modely pneumatických umelých svalov zohľadňujúce ich rôzne dynamické vlastnosti pri napúšťaní a vypúšťaní vzduchu do a zo svalu. Pri návrhu blokových schém aktuátora boli zvolené rôzne prístupy získania výslednej polohy ramena aktuátora, a to pre jednoduchý geometrický model meraním statickej charakteristiky aktuátora, pre pokročilý geometrický model a modifikovaný Hill-ov model matematickým popisom pomocou pohybovej rovnice pre rotačný pohyb.

Navrhnuté blokové schémy aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení použitím jednotlivých modelov svalov boli východiskom pre tvorbu simulačných modelov v programovom prostredí Matlab/Simulink, pričom základnými nasimulovanými nelinearitami boli objemové prietoky cez ventily, zmena tlaku vo svale, zmena sily svalu a uhla natočenia ramena aktuátora. Získané výsledky simulácie (priebehy tlakov vo svaloch, sily svalov a polohy ramena aktuátora) boli porovnané s nameranými priebehmi na experimentálnom aktuátore. Výsledky porovnania potvrdili správny prístup k modelovaniu, pričom vzniknuté rozdiely medzi nameranými a simulovanými priebehmi mohli byť spôsobené rôznou zložitosťou modelovania svalov ako aj neuvažovanými niektorými vlastnosťami použitých pneumatických umelých svalov (napr. trenie, hysteréza).

Navrhnuté modely vystihovali dynamiku reálnej sústavy (experimentálneho aktuátora) s relatívne dobrou presnosťou pri menovitom momente zotrvačnosti. Avšak s rastúcou záťažou aktuátora (zvyšujúcim sa momentom zotrvačnosti) sa zväčšoval rozdiel medzi ustálenými hodnotami aj prechodovými stavmi reálneho a modelovaného priebehu veličín aktuátora. Vzhľadom k snahe zohľadniť zmenu tohto parametra pri návrhu riadenia boli zmeny v dynamike v súvislosti so zmenou momentu zotrvačnosti vnímané ako dôležité. Navrhnutá metóda identifikácie nemodelovanej dynamiky pomocou Elmanovej siete má výhodu v zachovaní analytického charakteru modelu aktuátora s jeho spresnením využitím tejto neurónovej siete. Použitie rekurentnej neurónovej siete zmiernilo potrebu znalosti dynamického rádu modelovaného procesu, čo uľahčilo implementáciu riešenia a rovnako umožnilo zlepšiť predikčné (resp. simulačné) vlastnosti pre dlhodobejší časový horizont. V ďalšom výskume bude potrebné sústrediť sa na zlepšenie generalizácie siete, ktorá umožní spresnenie modelovaných veličín pre široký rozsah vstupov nevyužitých pre tréning siete.

Na základe teoretického rozboru činnosti aktuátora s pneumatickými umelými svalmi v antagonistickom zapojení bola navrhnutá principiálna schéma riadenia a nová koncepcia činnosti aktuátora voči existujúcim spôsobom funkcie aktuátorov, a to so súčasnou zmenou tlaku iba v jednom svale. Druhý umelý sval má konštantný tlak a pôsobí ako nelineárna pneumatická pružina. Navrhnuté riešenie zjednodušuje riadenie takejto sústavy nasledujúcim spôsobom:

- poloha ramena aktuátora je súčasne nastavovaná vždy iba jedným dvojpolohovým elektromagnetickým ventilom (plniacim alebo vypúšťacím ventilom, vstupom alebo výstupom média) jedného (aktívneho) pneumatického umelého svalu,
- tuhosť mechanizmu sa nastavuje samočinne na maximálnu hodnotu zodpovedajúcu príslušnej polohe ramena aktuátora.

Navrhnutá koncepcia riadenia bola prvotne overená na funkčnom vzore experimentálneho aktuátora, pričom na riadenie aktuátora bol použitý voľne programovateľný priemyselný riadiaci systém pre otestovanie možností použitia aktuátora v praxi pre realizáciu nízkonákladového polohového servosystému jednoduchších manipulačných zariadení. Na základe navrhnutej blokovej schémy riadenia bol pre overovanie vytvorený aplikačný program riadiaceho systému s využitím klasického lineárneho PID regulátora na PWM riadenie polohy aktuátora. Overovaním sa potvrdil predpoklad možnosti regulácie polohy pneumatického aktuátora s dvoma umelými svalmi v antagonistickom zapojení súčasnou zmenou tlaku iba v jednom zo svalov pomocou dvoch dvojpolohových ventilov. Namerané výsledky potvrdili správny prístup k návrhu a realizácii riadenia aktuátora, avšak v dôsledku výrazne nelineárnej statickej charakteristiky aktuátora je reakcia ramena aktuátora na akčný zásah regulátora rôzna v jednotlivých polohách ramena aktuátora.

Z tohto dôvodu sa do schémy regulačného obvodu zaradil softvérový nelineárny kompenzačný člen, ktorého statická (nelineárna) zložka linearizuje celkový prenos otvorenej slučky obvodu riadenia aktuátora. Tým sa zabezpečilo celkové zlepšenie dynamických vlastnosti polohového systému aktuátora, zlepšila sa presnosť polohovania a kvalita regulácie. Zaradením vhodného filtra (napr. rejekčného) do kompenzačného člena možno zvýšiť mieru stability systému a potlačiť kmitavú zložku prechodových charakteristík systému pri malých zmenách riadiaceho vstupu. Pre zlepšenie kvality regulácie boli otestované aj podriadené regulačné slučky rýchlosti a zrýchlenia, pričom aplikácia akceleračnej slučky v riadení polohového servosystému aktuátora na báze pneumatických umelých svalov má pozitívny vplyv na dynamiku odoziev a prispieva ku skráteniu doby regulácie ako aj zmenšeniu trvalej regulačnej odchýlky.

Výhodou použitia metód klasického riadenia je relatívne jednoduchá integrácia so servosystémami využívanými v priemyselnej praxi, kde klasické riadenie je ešte stále dominantným. Avšak nelineárny charakter viacerých komponentov (najmä pneumatických umelých svalov) aktuátora a zmeny parametrov sústavy (hlavne v momente zotrvačnosti) počas činnosti aktuátora si vyžadovali použiť aj pokročilejšie techniky riadenia tak, aby sa zlepšila kvalita regulácie a zabezpečila stabilita a robustnosť riadenia celého systému. Navrhnuté bolo hybridné adaptívne riadenie aktuátora pozostávajúce z konvenčného PD regulátora v hlavnej vetve a fuzzy regulátora v paralelnej vetve, tzv. adaptačnom podsystéme s referenčným modelom. Aj keď metódy výpočtovej inteligencie (konkrétne použitie fuzzy logiky) umožňujú návrh riadenia bez použitia modelu (definovaním fuzzy expertných pravidiel), bolo použitie modelu vnímané ako výhodné pre optimalizáciu riadenia. Tento systém riadenia potom využíva signálovú adaptáciu prostredníctvom adaptačného zosilnenia fuzzy regulátora na základe regulačnej odchýlky dynamiky voči referenčnému modelu. Násobením výstupných signálov jednotlivých regulátorov vznikne akčný signál ovládajúci polohovací systém antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov.

Testovali sa dva druhy fuzzy regulátora použitého v adaptačnom podsystéme, a to typu Mamdani a Takagi-Sugeno. Na natrénovanie fuzzy regulátora typu Mamdani boli využité znalosti vyplývajúce zo skúmania reálnej sústavy experimentálneho aktuátora s dvojicou antagonisticky zapojených pneumatických umelých svalov. Regulátor bol typu DISO (dva vstupy, jeden výstup) a jeho jadro tvorilo sedem funkcií príslušnosti lichobežníkového tvaru. Fuzzy regulátor typu Sugeno bol taktiež typu DISO, nultého rádu s gaussovskými funkciami príslušnosti, ktoré majú schopnosť adaptácie. Pre optimalizáciu parametrov regulátora boli použité genetické algoritmy na základe simulácie dynamického modelu systému, čo umožnilo získať lepšie výsledky v porovnaní s výhradne heuristickým ladením. Napriek skutočnosti, že získané výsledky neboli porovnané s výsledkami inej metaheuristickej metódy (napr. inteligencia rojov alebo simulované žíhanie), ich vyššia kvalita voči ručnému ladeniu je nesporná. V ďalšom výskume bude vhodné zamerať sa na uvedené porovnanie výsledkov iných typov metaheuristických metód a to pri rôznych nastaveniach ich parametrov.

Výsledky overovania hybridného adaptívneho riadenie s referenčným modelom a fuzzy regulátorom potvrdzujú, že vplyv zmeny momentu zotrvačnosti, ktorý sa prejavoval vo výrazných osciláciách regulovanej veličiny (výchylky ramena aktuátora) pri použití samostatného PD regulátora bol do značnej miery potlačený pri rôznych testovaných momentoch zotrvačnosti. Systém v tomto prípade nebol obmedzený dobou adaptácie, pretože tá prebiehala na základe naladenia fuzzy regulátora v offline režime. Je možné predpokladať, že systém by bol schopný potlačiť vplyv zmien parametrov v rámci celého použitého rozsahu (až do 11-násobku menovitého momentu zotrvačnosti). Online adaptácia by mala výhodu v schopnosti prispôsobiť sa aj zmenám mimo predpokladaného rozsahu, čo by však mohlo byť problematické z hľadiska aplikácie v polohovom servosystéme s vyššími požiadavkami na rýchlosť. V takom prípade je výsledná kvalita regulácie závislá na dostupnosti dostatočne presného modelu v predpokladanom rozsahu zmien daného parametra.

Použitá literatúra

[1] AHN, K.K. – THANH, D.C. – AHN, Y.K. Intelligent Switching Control of a Pneumatic Artificial Muscle Manipulator. *International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, Vol. 48, No. 4, 2005, pp. 657-667.

[2] BALARA, A. *Regulačný obvod s kompenzačným regulátorom stavových veličín*. Úžitkový vzor č. 5730, Banská Bystrica: ÚPV SR, 2010, 4 s.

[3] BALARA, A. *Príspevok ku zdokonaľovaniu metód počítačovej podpory pohybu aktuátorov technologických zariadení*. Dizertačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2011, 150 s.

[4] BALARA, M. Lineárny, parametricky invariantný servosystém. *Automatizace*, SNTL Praha, roč. 33/11-12, 1990, s. 312-316.

[5] BALARA, M. Rejection Filter Application for Elimination the Harmonic Drives Torque Oscillations. *Proceeding of 10th Conference of PROCESS CONTROL ´95*, Tatranské Matliare, June 4-7, 1995, Bratislava: STU, 1995, pp. 47-51.

[6] BALARA, M. – BALARA, A. Štruktúra a riadenie servosystému s umelými svalmi. *Transfer inovácií*, č. 14, 2009, s. 39-44.

[7] BALARA, M. – BORŽÍKOVÁ, J. Kontrakčné statické charakteristiky pneumatického umelého svalu. *Strojárstvo EXTRA*, č. 2, 2007, s. 14-15.

[8] BALARA, M. – GOTS, I. Stabilität von Regelungkreisen Mittels eines Gliedes geringer Dämpfung für Handhabungsgeräte und Roboter. *Gép*, No 1-2, Budapest, 1998, pp. 51-54.

[9] BALARA, M. – PITEĽ, J. Koncepcia riadenia aktuátora s pneumatickými umelými svalmi. *Sborník příspěvků konference kateder automatizace a kybernetiky vysokých škol České a Slovenské republiky PRINCIPIA CYBERNETICA 2006*, Zlín, 6-8 září 2006, Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2006, s. P1-1-4.

[10] BALASAUBRAMANIAN, K. – RATTAN, K.S. Fuzzy Logic Control of a Pneumatic Muscle System Using a Linearizing Control Scheme. *Proceeding of 22nd International Conference of the North American*, July 24-26, 2003, pp. 432-436.

[11] BALATĚ, J. *Automatické řízení*. Praha: Nakladatelství BEN, 2003, 663 s.

[12] BALDWIN, H.A. Realizable models of muscle function. *Proceeding of the First Rock Island Arsenal Biomechanics Symposium* (*Biomechanics 1995*), April 5-6, 1995, pp. 139-148.

[13] BEALE, M.H. – HAGAN, M.T. – DEMUTH, H.B. *Neural Networks Toolbox – User's Guide*. Natick: The MathWorks Inc., 2012, 408 s.

[14] BEATER, P. *Pneumatic Drives: System Design, Modeling and Control*. 1st edition, New York: Springer Berlin Heidelberg, 2007, 323 p.

[15] BORŽÍKOVÁ, J. Nelineárne aproximácie statickej charakteristiky $F = f(p,k)$ antagonistického systému. *Zborník príspevkov ARTEP 2008*, Stará Lesná, 20-22 február 2008, Košice: TU v Košiciach, 2008, s. 4-1–5.

[16] BORŽÍKOVÁ, J. – BALARA, M. – PITEĽ, J. The Mathematical Model of Contraction Characteristic $k = (F,p)$ of the Pneumatic Artificial Muscle, *Proceeding of XXXII. Seminar ASR'2007 "Instruments and Control"*, Ostrava, 27 april 2007, Ostrava: VŠB-TU, 2007, pp. 21-25.

[17] BORŽÍKOVÁ, J. – PITEĽ, J. Nonlinearity of Static Characteristics of the Antagonistic System. *Sbornik trudov XXI Meždunarodnoj naučnoj konferencii „Matematičiskije metody v technike i technologijach MMTT-21"*, Saratov, May 27-30, 2008, Saratov: Saratovskij gosudarstvennyj techničeskij universitet, 2008, pp. 196-197.

[18] BRINK, S.N. *Modelling and Control of a Robotic Arm Actuated by Nonlinear Artificial Muscles*. Master of Science Thesis, Eindhoven: Technische Universiteit, 2007, 174 p.

[19] CARBONELL, P. – JIANG, Z.P. – REPPERGER, D. Nonlinear Control of a Pneumatic Muscle Actuator: Backstepping vs. Sliding-Mode. *Proceedings of International Conference on Control Applications* (*CCA 2001*), Mexico City, September 5-7, 2001, Mexico City: IEEE, 2001, pp. 167-172.

[20] DAERDEN, F. *Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and Their use as Compliant Actuation Elements*. Doctor in de Toegepaste Wetenschappen, Brussel: Vrije Universiteit, 1999, 182 p.

[21] DAERDEN, F. – LEFEBER, D. Pneumatic Artificial Muscles: Actuators for Robotics and Automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, Vol. 47, No. 1, 2002, pp. 11-22.

[22] DAVIS, S. – CALDWELL, D.G. Braid Effects on Contractile Range and Friction Modeling in Pneumatic Muscle Actuators. *International Journal of Robotics Research*, Vol. 25, No. 4, 2006, pp.359-369.

[23] DAVIS, S. – TSAGARAKIS, N. – CANDERLE, J. – CALDWELL, D.G. Enhanced Modeling and Performance in Braided Pneumatic Muscle Actuators. *International Journal of Robotics Research*, Vol. 22, No. 3-4, 2003, pp. 213-227.

[24] DORF, C.R. *Modern Control Systems*. Addison-Wesley Longman, 3 Edition, 1980, 425 p.

[25] FORESEE, D.F. – HAGAN, M.T. Gauss-Newton Approximation to Bayesian Learning. *Proceedings of International Conference on Neural Networks,* Houston, June 9-12, 1997, Houston: IEEE, 1997, pp. 1930-1935.

[26] CRAIG J. Introduction to Robotics – Mechanics and Control. Addison Wesley Longman, 1989, 450 s.

[27] GREPL, R. *Modelování mechatronických systému v Matlab SimMechanics*. Praha: Nakladatelství BEN, 2007, 152 s.

[28] HAVRAN, M. *Počítačová podpora riadenia nekonvenčného pohonu manipulačného zariadenia*. Dizertačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2012, 136 s.

[29] HESSE, S. The Fluidic Muscle in Application. *Blue Digest on Automation*, 2003, 144 s.

[30] HOŠOVSKÝ, A. *Riadenie polohového servosystému na báze pneumatických umelých svalov s aplikáciou akceleračnej slučky*. Dizertačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2008, 167 s.

[31] HOŠOVSKÝ, A. *Metódy výpočtovej inteligencie v modelovaní a riadení manipulačných zariadení poháňaných umelými svalmi*. Habilitačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2014, 135 s.

[32] HOŠOVSKÝ, A. – HAVRAN, M. Dynamic Modeling of One Degree of Freedom Pneumatic Muscle-Based Actuator for Industrial Applications. *Tehnički Vjesnik*. Vol. 19, No. 3, 2012, pp. 673-681.

[33] HOŠOVSKÝ, A. – PITEĽ, J. – ŽIDEK, K. Enhanced Dynamic Model of Pneumatic Muscle Actuator with Elman Neural Network. *Abstract and Applied Analysis*. 2015, 16 p.

[34] HOŠOVSKÝ, A. – ŽIDEK, K. Dynamický model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi s neurónovou identifikáciou porúch. *Zborník príspevkov ARTEP 2014*, Stará Lesná, 5-7 február 2014, Košice: TU v Košiciach, 2014, s. 19-1–14.

[35] HUANG, W. *Shape Memory Alloys and Their Applications to Actuators for Deployable Structures*. Dissertation work, University of Cambridge, 1998, 192 p.

[36] HyperPhysics [online] Moment of Inertia: Cylinder. Dostupné na internete: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/ hph.html>.

[37] IMMEGA, G. – KUKOLJ, M. *Axially contractable actuator*. US Patent No. 4 939 982, 1990.

[38] JANG, J.-S.R. – SUN, C.-T. – MIZUTANI, E. *Neuro-Fuzzy and Soft Computing: a Computational Approach to Learning and Machine Intelligence*. New Jersey: Prentice Hall, 1997, 614 s.

[39] JOUPPILA, V.T. et al. Sliding mode control of a pneumatic muscle actuator system with a PWM strategy. *International Journal of Fluid Power*, Vol. 15, No. 1, 2014, pp. 19-31.

[40] KELASIDI, E. – ANDRIKOPOULOS, G. - NIKOLAKOPOULOS, G. - MANESIS, S. A Survey on Pneumatic Muscle Actuators Modeling. *Proceeding of International Symposium on Industrial Electronics* (*ISIE 2011*), Gdansk, June 27-30, 2011, Gdansk: IEEE, 2011, pp. 1263-1269.

[41] KERSCHER, T. – ALBIEZ, J. – ZÖLLNER, J.M. – DILLMAN, R. FLUMUT – Dynamic Modeling of Fluidic Muscles using Quick-Release. *Proceedings of 3rd International Symposium on Adaptive Motion in Animals and Machines*, Ilmenau, September 25-30, 2005, TU: Ilmenau, 2005, p. 1-6.

[42] KERSCHER, T. – ALBIEZ, J. – ZÖLLNER, J.M. – DILLMAN, R. Evaluation of the Dynamic Model of Fluidic Muscles Using Quick-Release. *International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics* (*BioRob 2006*), Pisa, February 20-22, 2006, Pisa: IEEE, 2006, pp. 637-642.

[43] KISTEMAKER, D.A. – VAN SOEST, A.J. – BOBBERT, M.F. Is Equilibrium Point Control Feasible for Fast Goal-Directed Single-Joint Movements? *Journal of Neurophysiology*, Vol. 95, No. 5, 2006, pp. 2898-2912.

[44] KLUTE, G.K. *Artificial Muscles: Actuators for Biorobotic Systems*. Dissertation Work, Washington: University of Washington, 1999, 84 p.

[45] KLUTE, G.K. – CZERNIECKI, J.M. – HANNAFORD, B. Artificial Muscles: Actuators for Biorobotic Systems. *International Journal of Robotics Research*, Vol. 21, No. 4, 2002, pp. 295-309.

[46] KOPEČNÝ, L. – ŠOLC, F. McKibbenuv pneumatický sval v robotice. *AT&P Journal*, Roč. X, č. 2, 2003, s. 62-64.

[47] KOPEČNÝ, L. *McKibbenuv pneumatický sval – modelování a použití v hmatovém rozhraní*. Doktorská práce, Brno: Vysoké učení technické v Brne, 2009, 114 s.

[48] KOVAČIČ, Z. – BOGDAN, S. *Fuzzy Controller Design: Theory and Applications*. CRC Press, 2006, 388 p.

[49] KRIVTS, I. – KREJNIN, G. *Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment–Structure and Design*. 1. Edition, Boca Raton: CRC Press, 2006, 345 p.

[50] KUKOLJ, M. *Axially contractable actuator*, US Patent No. 4 733 603, 1988.

[51] LEWIS, F.L. – DAWSON, D.M. – ABDALLAH, C.T. *Robot Manipulator Control: Theory and Practice*. New York: Marcel Dekker Inc., 2004, 553 s.

[52] LUO, Z. et al. Advances in Research on Artificial Muscles Technology and its Control Algorithm. *Proceeding of 2nd International Conference on Advanced Computer Control* (*ICACC 2010*), Shenyang, March 27-29, 2010, Shenyang: IEEE, 2010, pp. 48-51.

[53] MORIN, A.H. *Elastic diaphragm*, US Patent No. 2 642 091, 1953.

[54] NELLES, O. *Nonlinear System Identification: From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models*. Springer, 2001, 785 s.

[55] NOSKIEVIČ, P. Modelování a identifikace systémú, 1999. 274 s.

[56] NOVÁK-MARCINČIN, J. *Umelý sval ako pohon v automatizačnej manipulačnej technike*. Kandidátska práca, Košice: SjF TU v Košiciach, 1993, 208 s.

[57] PAYNTER, H.M. *Hyperboloid of revolution fluid-driven tension actuators and methods of making*, US Patent No. 4 721 030, 1988.

[58] PETÍK, A. – BALARA, M. Pneumatický aktuátor s McKibbenovými umelými svalmi. *Automa*, Roč. 10, č. 1, 2004, s. 6-8.

[59] PITEĽ, J. *Automatizácia výrobných technológií využitím manipulačných zariadení poháňaných umelými svalmi*. Habilitačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2008, 99 s.

[60] PITEĽ, J. – BALARA, M. Model aktuátora s pneumatickými umelými svalmi. *Proceedings of the 7th International Scientific - Technical Conference PROCESS CONTROL 2006*, Kouty nad Desnou, 13–16 Jún 2006, Pardubice: University of Pardubice, 2006, pp. R140b-1-4.

[61] PITEĽ, J. – BALARA, M. Pneumatický umelý sval - perspektívny prvok mechatroniky (1). *AT&P Journal*, Roč. 15, č. 12, 2008, s. 59-60.

[62] PITEĽ, J. – BALARA, M. Pneumatický umelý sval - perspektívny prvok mechatroniky (2). *AT&P Journal*, Roč. 16, č. 1, 2009, s. 50-51.

[63] PITEĽ, J. – BALARA, M. Pneumatický umelý sval - perspektívny prvok mechatroniky (3). *AT&P Journal*, Roč. 17., č. 2, 2009, s. 77-79.

[64] PITEĽ, J. – BALARA, M. – BORŽÍKOVÁ, J. Control of the Actuator with Pneumatic Artificial Muscles in Antagonistic Connection. *TRANSACTIONS of the VŠB – Technical University of Ostrava*. Vol. LIII, No. 2, 2007, pp. 101-106.

[65] PLETTENBURG, D.H. Pneumatic Actuators: a Comparison of Energy-to-Mass Ratio's. *Proceeding of 9th International Conference on Rehabilitation Robotics* (*ICORR 2005*), Chicago, June 28 - July 1, 2005, Chicago: IEEE, 2005, pp. 545-549.

[66] RAMASAMY, R. et al. An Application of Finite Element Modelling to Pneumatic Artificial Muscle. *American Journal of Applied Sciences*, Vol. 2, No. 11, 2005, pp. 1504-1508.

[67] ROSEN, J. – FUCHS, M.B. – ARCAN, M. Performances of Hill-type and Neural Network Muscle Models – Toward a Myosignal-Based Exoskeleton. *Computers and Biomedical Research*, Issue 5, Vol. 32, 1999, pp. 415-439.

[68] SAGA, N. – NAGASE, J. – SAIKAWA, T. Pneumatic Artificial Muscles Based on Biomechanical Characteristics of Human Muscles. *Applied Bionics and Biomechanics,* Vol. 3, No. 3, 2011, pp. 191-197.

[69] SÁROSI, J. New Approximation Algorithm for the Force of Fluidic Muscles. *Proceedings of 7th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics* (*SACI 2012*), Timisoara, May 24-26, 2012, Timisoara: IEEE, 2012, pp. 229-233.

[70] SÁROSI, J. New model for the force of fluidic muscles. *Proceedings of Factory Automation 2012*, Veszprém, May 21-22, 2012, Veszprém: University of Pannonia, 2012, pp. 102-107.

[71] SERRES, J.L. *Dynamic Characterization of a Pneumatic Muscle Actuator and Its Application to a Resistive Training Device*. Dissertation work, Dayton: Wright State University, 2008, 201 p.

[72] SHADMEHR, R. – WISE, S.P. *The Computational Neurobiology of Reaching and Pointing*. MIT Press*,* 2005, 575 p.

[73] SPONG, M.W. – HUTCHINSON, S. – VIDYASAGAR, M. *Robot Modeling and Control*. Wiley, 2006, 492 p.

[74] SUMATHI, S. – SUREKHA, P. *Computational Intelligence Paradigms – Theory and Applications using Matlab*. Boca Raton: CRC Press, 2010, 829 s.

[75] ŠITUM, Ž. Pneumatski mišić kao aktuator. *Znanstveno-popularni časopis Sustavi*, Vol. 3, No. 5, 2009, pp. 54-60.

[76] ŠKULAVÍK, T. *PLC-Based Fuzzy Control System for a Robotic Manipulator*. Ilmenau: Univeritätsverlag Ilmenau, 2013, 115 p.

[77] ŠULC, B. – VÍTEČKOVÁ, M**.** *Teorie a praxe návrhu regulačních obvodů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 333 s.

[78] ŠVARC, I. *Automatizace – Automatické řízení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2002, 201 s.

[79] The MathWorks [online] Neural Network Toolbox features. Dostupné na internete: <http://www.mathworks.com/products/neural-network/whatsnew.html>.
[80] TONDU, B. – LOPEZ, P. Modelling and Control of Mckibben Artificial Muscle Robot Actuators. *Control Systems Magazine*, Vol. 20, No. 4, 2000, pp. 15-38.
[81] TÓTHOVÁ, M. *Modelovanie a simulácia dynamiky nekonvenčného pneumatického pohonu manipulačného zariadenia*. Dizertačná práca, Prešov: FVT TU v Košiciach, 2014, 112 s.
[82] TÓTHOVÁ, M. – PITEĽ, J. Klasifikácia pneumatických umelých svalov. *Strojárstvo EXTRA 2012*, Roč. XVI, č. 5, 2012, s. 12/1-4.
[83] TÓTHOVÁ, M. – PITEĽ, J. Dynamic Simulation of Pneumatic Muscle Actuator in Matlab/Simulink Environment. *Proceedings of IEEE 12th International Symposium on Intelligent Systems and Informatics* (*SISY 2014*), September 11-13, 2014, Subotica: IEEE, 2014, pp. 209-213.
[84] TRELOAR, L.R.G. *The Physics of Rubber Elasticity*. Oxford: OUP, 2005, 310 p.
[85] Tření [online] SKF česká republika. Dostupné na internete: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/spherical-plain-bearings-bushings-rod-ends/general/friction/index.html >.
[86] VERRELST, B. – DAERDEN, F. – LEFEBER, D. et al. Pleated Pneumatic Artificial Muscles for Robotic Application. *Industry-Ready Innovative Research 1st Flanders Engineering PhD Symposium*, December 11, 2003, Brussels, 2003, pp. Mech11.
[87] VERRELST, B. – DAERDEN, F. – LEFEBER, D. et al. Introducing Pleated Pneumatic Artificial Muscles for the Actuation of Legged Robots: a One-dimensional Set-up. *Proceedings of 3rd International Conference on Climbing and Walking Robots* (*CLAWAR 2000*), Madrid, October 2-4, 2000, Madrid: CSCI, 2000, pp. 583-590.
[88] WANG, Y. et al. Study od Smooth and Accurate Position Controls of Pneumatic Artificial Muscle Actuators for Robotic Arms. *Advanced Materials Research*, Vol. 317-319, 2011, pp. 799-806.
[89] WICKRAMATUNGE, K.C. – LEEPHAKPREEDA, T. Study on mechanical behaviors of pneumatic artificial muscle. *International Journal of Engineering Science,* Vol.48, No.2, 2009, pp.188-198.
[90] www.festo.com [cit. 2009-9-12]
[91] www.amit.cz [cit. 2007-12-16]
[92] YARLOTT, J.M. *Fluid actuator*, US Patent No. 3 645 173, 1972.
[93] YOU, K. *Adaptive Control*. Rijeka: InTech, 2009, 372 s.
[94] ZAK, S.H. *Systems and Control*. New York: Oxford University Press, 2003, 623 p.
[95] ZHANG, H. – LIU, D. *Fuzzy Modeling and Fuzzy Control*. Springer, 2006, 416 p.

doc. Ing. Ján Piteľ, PhD.
doc. Ing. Milan Balara, PhD.
doc. Ing. Alexander Hošovský, PhD.
Ing. Mária Tóthová, PhD.

Pneumatické umelé svaly: modelovanie, simulácia, riadenie

Vydavateľ: Technická univerzita v Košiciach
Rok: 2015
Vydanie: prvé
Náklad: 100 ks
Rozsah: 275 str.
ISBN: 978-80-553-2164-6