ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ v Praze

Fakulta elektrotechnická
Katedra řídicí techniky

Řízení hydraulického servoventilu

Bakalářská práce

2007 Pavel KRPATA

ČVUT Praha

České vysoké učení technické v Praze, fakulta elektrotechnická

Katedra řídicí techniky

Školní rok: 2006/2007

Zadání bakalářské práce

Student: Pavel Krpata

Obor: Kybernetika a měření

Název tématu: Řízení hydraulického servoventilu

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s funkcí hydraulického servoventilu LUN.
2. Navrhněte strukturu regulátoru servoventilu a specifikujte požadavky na HW regulátoru.
3. Identifikujte regulovanou soustavu a v Simulinku navrhněte algoritmus a konstanty regulátoru.
4. Pomocí Realtime Workshopu vygenerujte kód regulátoru a ověřte jeho chování na soustavě.

Seznam odborné literatury: Dodá vedoucí práce

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Libor Waszniowski

Datum zadání bakalářské práce: zimní semestr 2006/07

Termín odevzdání bakalářské práce: 15. 8. 2007

Prof. Ing. Michael Šebek, DrSc.
vedoucí katedry

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta elektrotechnická
L.S.
-4-

v zast.
Prof. Ing. Zbyněk Škvor, CSc.
děkan

V Praze, dne 6. 3. 2007

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je navrhnout regulátor pro řízení síly, působící na směrové kormidlo letadla a simulující aerodynamickou sílu. Účelem je pozemní testování tlumiče stranových kmitů, který je součástí autopilota, vyvíjeného ve společnosti Aero Vodochody. Síla bude vyvíjena pomocí hydraulického válce, ovládaného prostřednictvím servoventilu LUN. Součástí návrhu je i stanovení technických požadavků na hardwarovou část regulátoru a pomocných obvodů.

Abstract

The aim of this Bachelor Thesis is design of a force controller that actuates to the rudder of aeroplane and simulates aerodynamic force. The purpose is a ground testing of yaw dumper, the part of autopilot, designed by Aero Vodochody company. The force will be produced by means of a hydraulic cylinder, controlled by the LUN servovalve. A part of the design is a hardware specification of the controller and auxiliary circuits.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze dne: ..... Podpis: .....

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Liborovi Waszniowskému, Ph.D. za konzultace a odborné připomínky, dále pak svému zaměstnavateli Ing. Ivanovi Mikolášovi za poskytnutí času na studium i tuto práci, svým rodičům za poskytnutí zázemí a podpory a konečně všem ostatním, kdo mi přímo či nepřímo pomáhali při vzniku této práce.

Obsah

1 Úvod do řešeného problému **2**
1.1 Aerodynamická síla 2
1.2 Tlumič stranových kmitů 4
1.3 Regulátor síly 4

2 Teorie modelování hydraulického obvodu **5**
2.1 Hydraulický odpor 5
2.2 Hydraulický válec ovládaný šoupátkovým ventilem 6

3 Popis a model servoventilu LUN **9**
3.1 Princip činnosti servoventilu 9
3.2 Model servoventilu 11

4 Model obvodu s hydraulickým válcem **13**

5 Simulace uzavřené smyčky **15**
5.1 Simulace odezvy na skok 15
5.2 Simulace odezvy soustavy s vnějším rušením 17
5.3 Diskretizace regulátoru 18

6 Řídící obvod **20**
6.1 Měření síly 20
6.1.1 Synchronní detekce 20
6.1.2 Tenzometrický můstek s teplotní kompenzací 21
6.2 Regulátor a ovládání akčního členu 23

7 Závěr **24**

A Schemata pro Simulink **26**

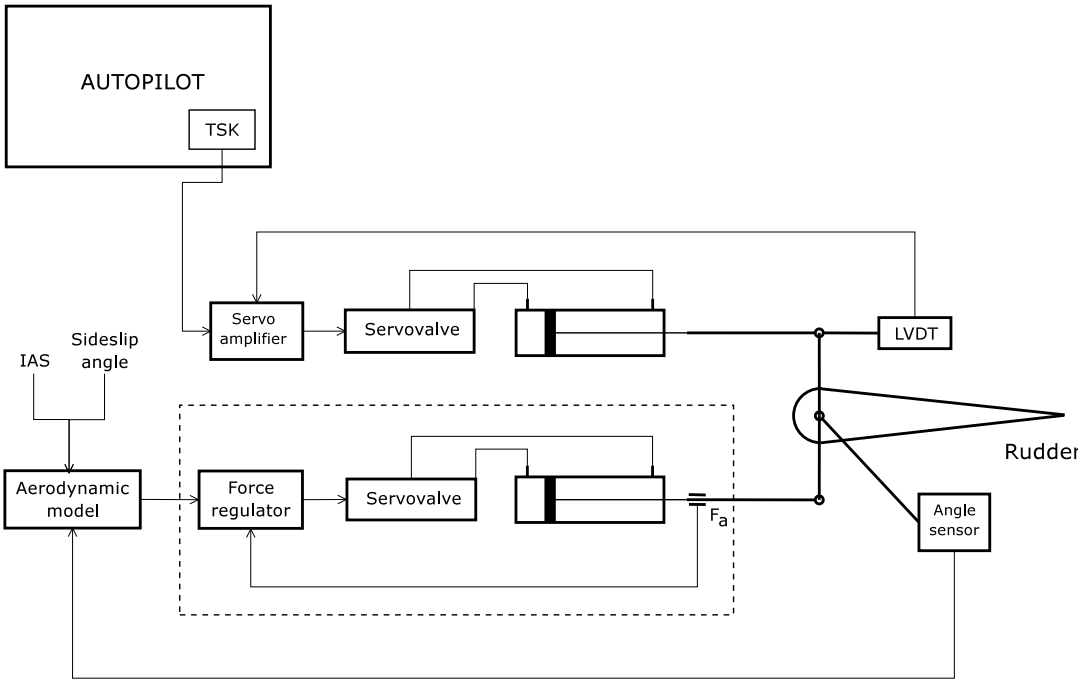
1 Úvod do řešeného problému

Navrhovaný regulátor a bezprostředně související komponenty jsou jen jedna z částí většího celku. Tato úvodní kapitola se proto věnuje nejprve popisu celé soustavy. Soustava je určena k testování autopilota vyvíjeného pro společnost Aero Vodochody a.s., konkrétně pro jednu z jeho komponent kterou je *Tlumič stranových kmitů (yaw damper)*, dále označovaný jako TSK.

Úkolem TSK je tlumení kmitů letadla kolem svislé osy (např. v turbulenci), pomocí směrového kormidla (Rudder) na nějž působí vlastním akčním členem (hydraulický člen).

Protože se jedná o pozemní testování, je potřeba vypočíst aerodynamickou sílu, působící na směrové kormidlo v daném okamžiku pomocí matematického modelu a simulovat ji pomocí pístu hydraulického válce, napevno spojeného pomocí páky se směrovým kormidlem. Řízením síly, kterou vyvíjí píst se zabývá tato práce.

Na obr. 1.1 je vyobrazeno celkové blokové schema a čárkovaně ohraničena část, kterou se práce zabývá.



Obrázek 1.1: Celkové schema testovacího zapojení tlumiče stranových kmitů

1.1 Aerodynamická síla

Velikost aerodynamické síly závisí na několika parametrech – zejména na dynamickém tlaku q vzduchu, obtékajícího kormidlo, na úhlu vychýlení kormidla θ a na úhlu vybočení letadla γ.

Dynamický tlak je závislý na rychlosti letadla oproti okolnímu vzduchu (tzv. True Airspeed – TAS) a hustotě vzduchu a je dán vzorcem

$$q = \frac{1}{2}\rho v^2$$

Všechny aerodynamické síly jsou úměrné dynamickému tlaku, koeficient úměrnosti v sobě zahrnuje tvar profilu povrchu křídla nebo kormidla, úhel náběhu proudícího vzduchu a další parametry. Dynamický tlak patří také mezi základní vstupy rychloměru letadla, proto je indikovaná rychlost (Indicated Airspeed – IAS) rozdílná od skutečné vzdušné rychlosti (TAS). Právě vzhledem k úměrnosti velikosti dynamického tlaku a hodnoty indikované rychloměrem umožňuje zavést zjednodušení matematického modelu a zanedbání vlivu změny hustoty vzduchu a tlaku s výškou. Pro komplexnější matematický model, který by nezahrnoval pouze modelování aerodynamické síly působící na jedno kormidlo, případně pro vysoké hodnoty vzdušné rychlosti by toto zjednodušení nebylo vhodné, ale pro řešený případ je dostačující.

Výsledná aerodynamická síla má dvě složky – vztlak a odpor, které se značí F_y a F_x. Působiště se nazývá *neutrální bod.*

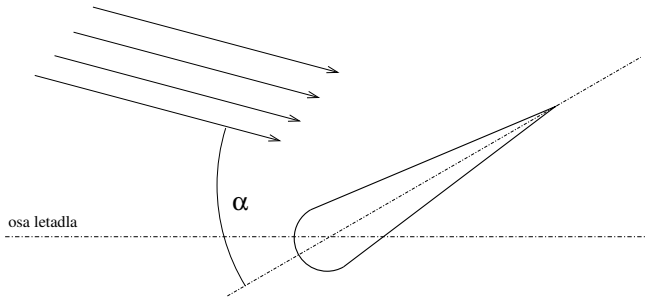
$$F_a = F_x.\cos\theta + F_y.\sin\theta$$

Pro jednotlivé složky aerodynamické síly platí

$$F_y = c_y.q.S$$

$$F_x = c_x.q.S$$

kde S je plocha kormidla a koeficienty c_x a c_y, které byly již zmíněny se mění především v závislosti na úhlu náběhu $\alpha = \beta + \theta$.



Obrázek 1.2: Úhel náběhu

Úhel náběhu (viz obr. 1.2) je definován jako úhel mezi proudnicemi nabíhajícího vzduchu a tětivou střední křivky profilu. Pro profily kormidel, které bývají symetrické je tětiva shodná s osou profilu. Pro malé hodnoty vztlaku narůstá koeficient vztlaku c_y téměř lineárně a koeficient odporu c_x se blíží nule. Obecně jsou oba koeficienty dané polárou profilu, což je křivka v rovině, která definuje jejich hodnoty pro všechny úhly náběhu až do kritické hodnoty.[1]

[1] po dosažení kritické hodnoty úhlu náběhu jakékoliv aerodynamické plochy (křídla nebo kormidla) dochází k prudkému poklesu koeficientu vztlaku a dalšímu nárůstu koeficientu odporu

Pro přibližné vyjádření pro malé úhly náběhu je možné výraz pro aerodynamickou sílu zjednodušit na lineární vztah

$$F_a = A.\theta + B.\gamma$$

kde A a B jsou pro danou vzdušnou rychlost a výšku konstanty.

1.2 Tlumič stranových kmitů

Jak již bylo zmíněno, úkolem tlumiče stranových kmitů je potlačení kmitů letadla podél svislé osy způsobených turbulencemi. Výstupní signál TSK společně se signálem od dalších částí autopilota v případě automatického řízení nebo od nožního řízení v případě manuálního řízení pilotem, je přiveden na akční člen směrového kormidla.

Směrové kormidlo samo o sobě již má stabilizační efekt – například při nulové výchylce a přímém letu při jakémkoliv vybočení letadla vznikne nenulový úhel náběhu na ploše kormidla a výsledná aerodynamická síla působí proti směru výchylky, doba ustálení je ovšem poměrně dlouhá. Tlumič stranových kmitů lze proto přirovnat například k aktivnímu tlumení u automobilu a let v turbulenci k jízdě po velmi nekvalitní silnici.

Principiálně se jedná o regulátor, jehož vstup je laserový gyroskop (senzor úhlové rychlosti podél svislé osy) a výstupem požadovaný úhel natočení směrového kormidla.

1.3 Regulátor síly

Úkolem regulátoru síly je ve spojení s hydraulickým servoventilem a válcem zajistit dosažení a udržení síly na směrovém kormidle, dané jeho vstupem a to při nulové regulační odchylce i při konstantní rychlosti nebo zrychlení. Vzhledem k tomu, že hydraulické soustavy jsou většinou používané pro dosažení a udržení dané polohy a ne síly, nejde o triviální úlohu.

Výsledná síla se měří pomocí tenzometrů nalepených na táhlu vedoucího od pístu a je vstupem regulátoru. Výstupem je velikost proudu, tekoucího cívkou servoventilu.

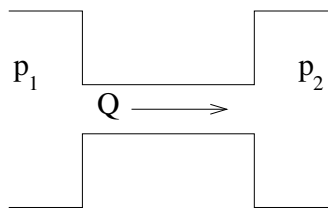
2 Teorie modelování hydraulického obvodu

2.1 Hydraulický odpor

Pro veličiny v hydraulickém obvodu lze přirovnat k veličinám v elektrickém obvodu, což umožní větší názornost při modelování a uplatnění některých vztahů známých z elektrických obvodů. Například rozdíl tlaků $\Delta p = p_1 - p_2$ [Pa] v různých místech hydraulického obvodu lze přirovnat k rozdílu elektrických potenciálů, tedy napětí. Objemový průtok Q [m^3.s^{-1}] lze zase přirovnat k elektrickému proudu (objem náboje za čas). Pokud se propojí dva body s různým tlakem (viz obr. 2.1) dojde, podobně jako u elektrického obvodu a dvou míst s různým potenciálem, k jeho vyrovnávání. Rychlost vyrovnávání (průtok) bude záviset na různých okolnostech, například průřez spojovacího potrubí, viskozitě kapaliny nebo drsnosti povrchu. Z toho vyplývá že by se dala zavést také veličina reprezentující hydraulický odpor. Analogicky k elektrickému obvodu se dá položit $R = \frac{\Delta p}{Q}$, to však platí jen pro pomalé laminární proudění (dlouhé rovné potrubí o relativně velkém průřezu). Pro běžné případy, zvláště pro modelování hydraulického odporu na ventilech nebo v úzkém potrubí s větší rychlostí proudění, které je turbulentní (Reynoldsovo číslo[2] vetší než 1000) se používá vztah [4, str. 51],

$$R = \frac{\sqrt{\Delta p}}{Q} \tag{2.1}$$

který bude využit dále pro modelování odporu v servoventilu.



Obrázek 2.1: Hydraulický odpor spojovacího potrubí

Ke vztahu (2.1) lze dojít i pomocí *Bernoulliho rovnice* [1, str. 78], která vyjadřuje vztah mezi statickým tlakem p a rychlostí proudění kapaliny v izolované soustavě.

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p = konst. \tag{2.2}$$

Uvažujme rychlost proudění před a za zúženým místem za zanedbatelně malou a statický tlak v zúženém místě rovný výstupnímu tlaku p_2, pak lze

[2] Reynoldsovo číslo vyjadřuje míru turbulentnosti proudění a používá se také v aerodynamice pro porovnávaní obtékání různých profilů křídel. Jeho definice pro průtok trubicí je $Re = \frac{v_s d}{\nu}$, kde v_s je střední hodnota rychlosti proudění, d je průměr trubice a ν je kinematická viskozita kapaliny

položit

$$p_1 = \frac{1}{2}\rho v^2 + p_2$$

odkud úpravou získáme

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{1}{2}\rho v^2 \tag{2.3}$$

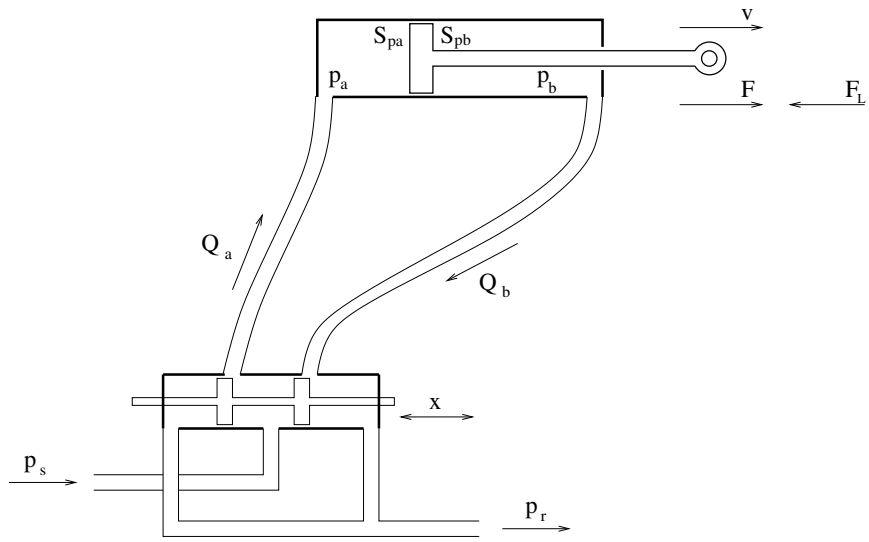
$$\sqrt{\Delta p} = \sqrt{\frac{\rho}{2}}.v \tag{2.4}$$

$$\sqrt{\Delta p} = \frac{\sqrt{\rho}}{S\sqrt{2}}.Q = R.Q \tag{2.5}$$

S je plocha průřezu ve zúženém místě, ρ hustota kapaliny a R hydraulický odpor.

2.2 Hydraulický válec ovládaný šoupátkovým ventilem

Ovládání hydraulických válců se většinou řeší pomocí ventilu s šoupátkem, který umožňuje kromě regulace průtoku kapalného média i řízení směru jeho proudění v závislosti na směru posuvu šoupátka. Na schematu 2.2 je vyobrazen princip.



Obrázek 2.2: Hydraulický válec a ventil

Při modelování se budou uvažovat pouze hydraulické odpory na štěrbinách ve ventilu, jejich šířka se reguluje posuvem šoupátka. Odpor zbytku servoventilu a potrubí je vzhledem k těmto odporům malý a lze ho zanedbat. Pokud plochu v (2.5) vyjádříme jako $S = x.d$, kde x je posun šoupátka oproti neutrální poloze a d je rozměr otvoru kolmý ke směru pohybu šoupátka, lze popsat závislost hydraulického odporu na poloze šoupátka vztahem

$$R = \frac{\sqrt{\rho}}{xd\sqrt{2}} = \frac{1}{Kx}$$

kde K je konstanta a dosazením do (2.1) závislost průtoku na rozdílu tlaků:

$$Kx\sqrt{\Delta p} = Q \tag{2.6}$$

Odpor závislý na poloze šoupátka lze v obvodu nalézt mezi napájecím potrubím s tlakem p_s a jednou polovinou válce, rozděleného pístem (tlak p_b) a dále mezi druhou polovinou válce s tlakem p_a a odtokovým potrubím s nízkým vratným tlakem p_r. Síla, působící na píst je dána rozdílem tlaků p_b a p_a a plochami na obou stranách pístu S_{pa} a S_{pb}. Je třeba vzít na vědomí, že plochy pístů na obou stranách se mohou lišit, pokud je pístnice pouze na jedné straně pístu. V konkrétním řešeném případě je pístnice na obou stranách pístu a plochy jsou tedy stejné. Pro tlaky a průtoky lze pro vyobrazený směr posunutí šoupátka napsat vztahy

$$Kx\sqrt{p_s - p_a} = Q_a \tag{2.7}$$

$$Kx\sqrt{p_b - p_r} = Q_b \tag{2.8}$$

a pro sílu F a rychlost v na pístnici

$$F = p_a S_{pa} - p_b S_{pb} \tag{2.9}$$

$$v = \frac{Q_a}{S_{pa}} = \frac{Q_b}{S_{pb}} \tag{2.10}$$

Vztah mezi sílou a rychlostí pístu lze definovat jako dynamiku pístu s dalšími pevně spojenými součástmi a popsat takto

$$F - F_L = m\dot{v} + Bv \tag{2.11}$$

m je hmotnost pístu, pístnice a dalších pevně spojených součástí, B je koeficient dynamického tření soustavy a F_L je vnější síla působící proti pístu.

Nevýhodou tohoto, relativně jednoduchého modelu je přítomnost nefiltrované derivace – pokud uvažujeme jako počáteční podmínku $v = 0$, pak pro libovolné x se na výstupu objeví ihned síla odpovídající maximálnímu tlaku p_s a bude klesat až poté co se dá píst do pohybu. Takovýto neryzí model je fyzikálně nerealizovatelný, z čehož plyne že je pro popis reálné soustavy nevhodný, navíc by se pro něj velmi obtížně navrhoval regulátor.

Řešením je například zahrnout do modelu stlačitelnost hydraulického média a pružnost potrubí mezi ventilem a válcem. Pak se napájecí tlak nepřenese k pístu nekonečně rychle, ale nejprve se bude spotřebovávat k stlačení oleje v potrubí a samotných stěn potrubí – nárůst tlaku na pístu bude tedy plynulý. Tlak v médiu lze popsat integrováním objemové změny média (rozdílu průtoku a pohybu pístu) v čase a je opět třeba řešit zvlášť tlaky na obou stranách pístu.

$$p_a = c_o . \int (Q_a - vS_{pa})\,\mathrm{d}t \tag{2.12}$$

$$p_b = c_o . \int (vS_{pb} - Q_b)\,\mathrm{d}t \tag{2.13}$$

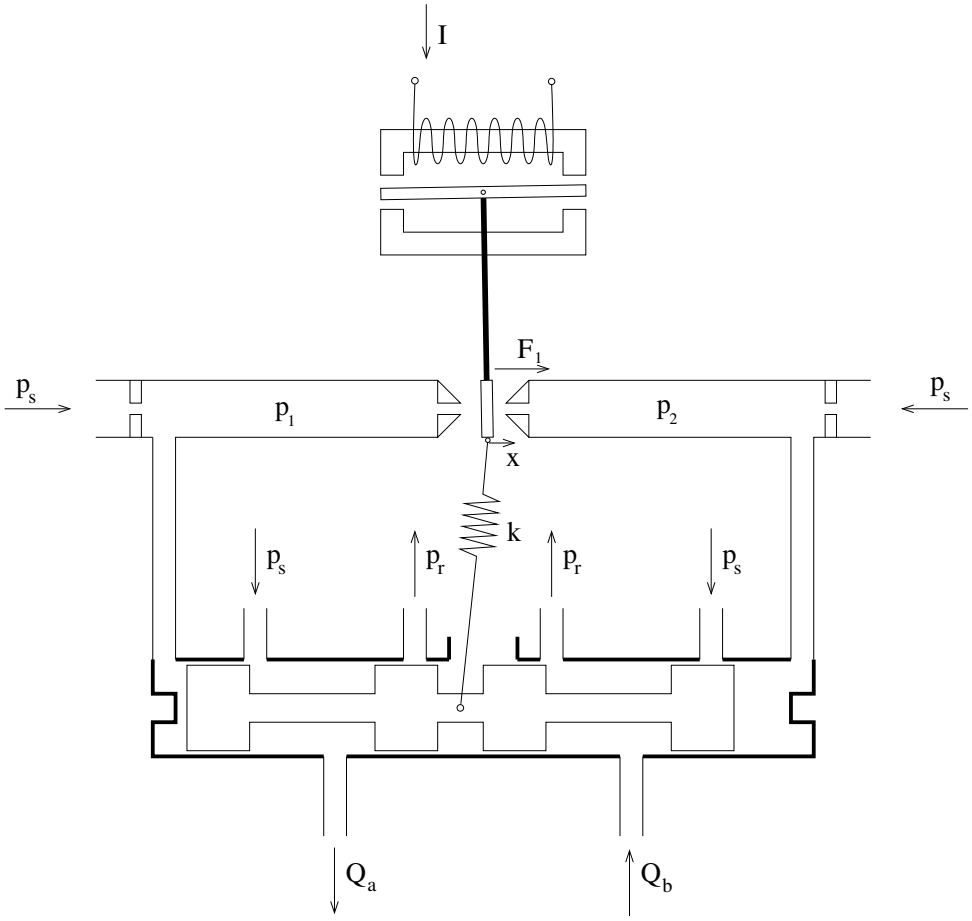
c_o je konstanta nepřímo úměrná stlačitelnosti média a pružnosti potrubí. V případě uvažování pouze stlačitelnosti kapalného média by se dala stanovit jako $c_o = \frac{K}{V_0}$, K je modul objemové pružnosti [1, str. 66] a V_0 celkový objem média.

Jak je zřejmé z uvedených vztahů, jedná se o nelineární závislosti (odmocnina, násobení dvou proměnných), které nelze jednoduše zlinearizovat – existuje teoreticky nekonečně kombinací ustálené síly a polohy pístu. Modely hydraulického okruhu postavené na uvedených vztazích, které budou rozebírány v dalších kapitolách budou tedy nelineární. Také nesmí být opomenuta symetrická funkce ventilu, protože při odvozování byla brána v potaz pouze výchylka šoupátka jedním směrem. To zanáší do modelu další nelinearity typu přepínač, případně násobení znaménkem výchylky.

3 Popis a model servoventilu LUN

3.1 Princip činnosti servoventilu

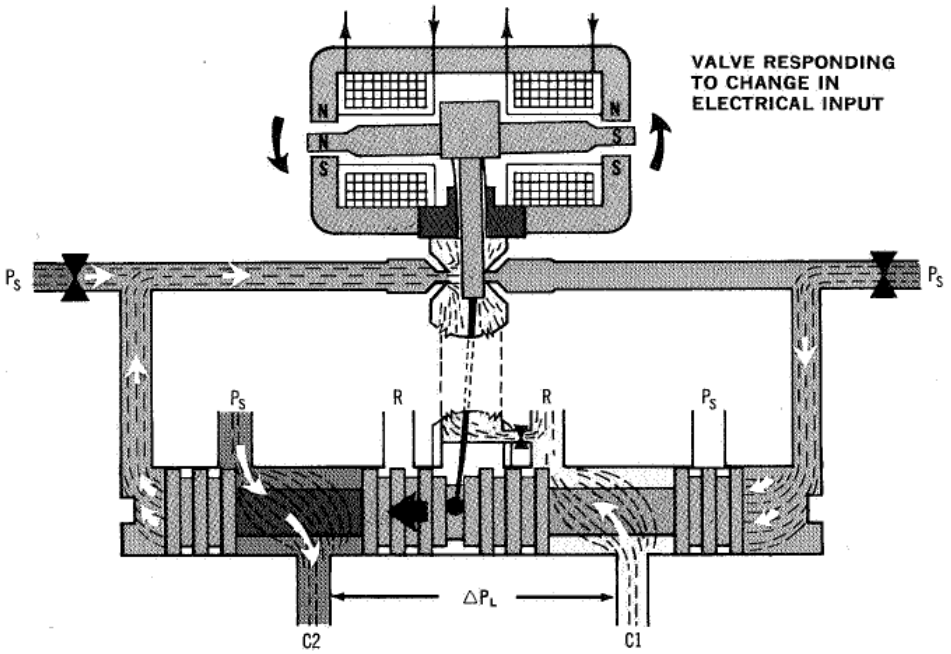
V předchozích kapitolách byly rozebrány základy matematického popisu hydraulického obvodu s šoupátkovým ventilem a válcem, ale nebyly zmíněny způsoby ovládání polohy šoupátka. Jednoduché řešení by mohlo spočívat v přímém ovládání táhla šoupátka, například elektromagnetem a pružinou, avšak z důvodu rychlejší a přesnější odezvy se zavádí dvoustupňová struktura a mechanická zpětná vazba.



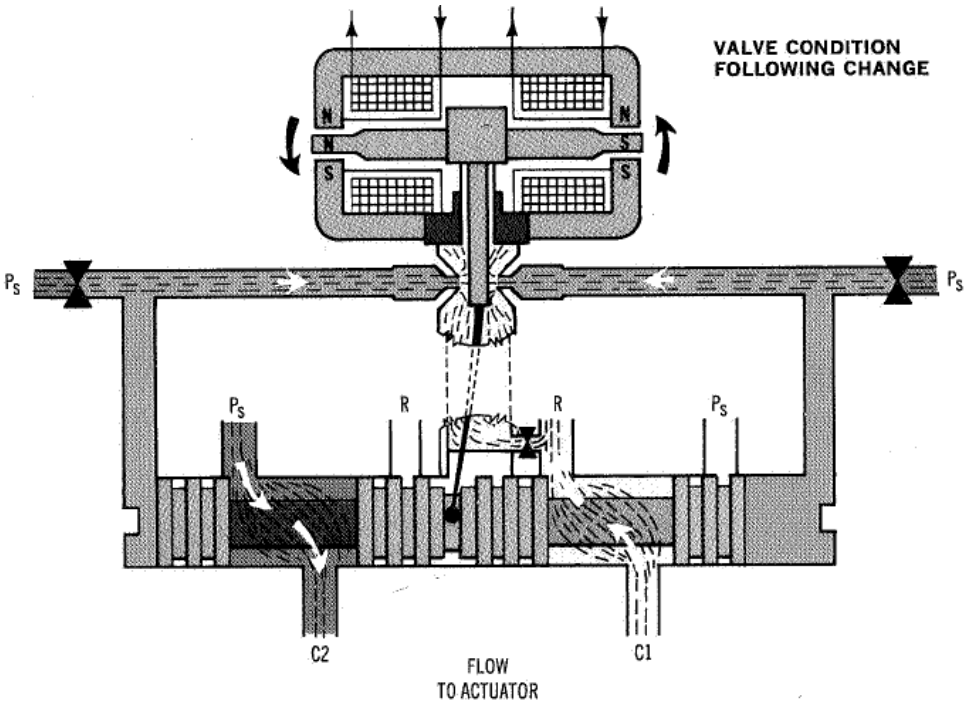
Obrázek 3.1: Princip činnosti servoventilu

První stupeň servoventilu tvoří dvojice protisměrných trysek se společnou klapkou uprostřed, jejíž poloha je ovládaná elektromagnetem. Přívodní potrubí k tryskám je opatřeno škrtícími ventily (hydraulické odpory) a obě trysky tak tvoří dva komplementární systémy tryska-klapka – hydraulický zesilovač. Okolí trysek je napojeno na návratové potrubí zpět k rezervoáru a čerpadlu. Při výchylce klapky na jednu stranu dojde ke zvýšení průtoku a tím ke snížení tlaku na jedné straně klapky, na druhé straně nastane opačný proces. Vlivem propojení s krajními částmi válce se šoupátkem začne vzniklý rozdíl tlaků $p_2 - p_1$ působit na šoupátko v sekundární části a uvede jej do pohybu. Pohybem se začne

napínat pružina s pružností k a silou, závisející na jejím prodloužení ($F = kx$) působit na klapku (zmiňovaná zpětná vazba).



Obrázek 3.2: Servoventil po změně napájecího proudu (převzato z [9, str. 7])



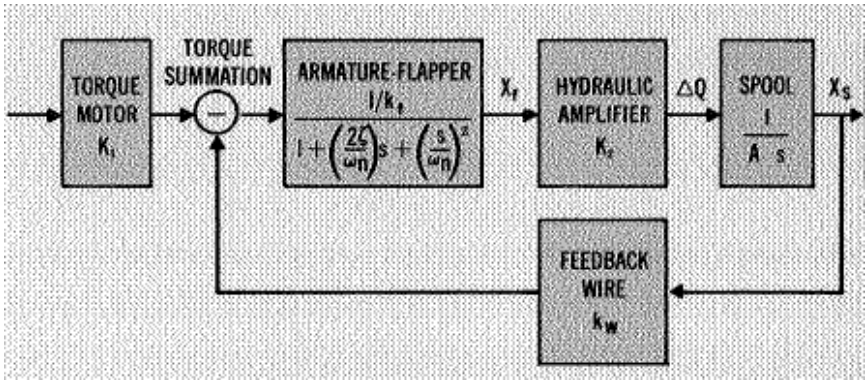
Obrázek 3.3: Servoventil po ustálení polohy šoupátka (převzato z [9, str. 7])

V momentě vyrovnání sil od elektromagnetu a pružiny dosáhne klapka neutrální polohy a rozdíl tlaků p_1 a p_2 klesne k nule. Šoupátko vlivem vlastního tření a reakce od pružiny zastaví svůj pohyb. Vnitřní část šoupátka již přímo ovládá velikost hydraulického odporu na cestě kapalného média k válci a směr jeho průtoku (jak bylo popsáno dříve).

Po přerušení napájení cívky elektromagnetu se klapka vychýlí na opačnou stranu a vzniklý rozdíl tlaků začne navracet šoupátko zpět do neutrální polohy. Podobně proběhne i přenastavení do jakékoliv jiné polohy v závislosti na změnách proudu. Pro zlepšení citlivosti na malé změny se doporučuje k napájecímu proudu cívky přičíst malý střídavý signál (např. trojúhelníkového průběhu). V našem případě toto nahradí řízení pomocí pulsně šířkové modulace.

3.2 Model servoventilu

Matematický model servoventilu, popisovaný v této kapitole a použitý v celkovém modelu pro návrh regulace byl převzat z dokumentace servoventilu, přiložené na CD [9]. Model zavádí některá zjednodušení, avšak vzhledem k jeho původu byl považován za dostatečně přesný.



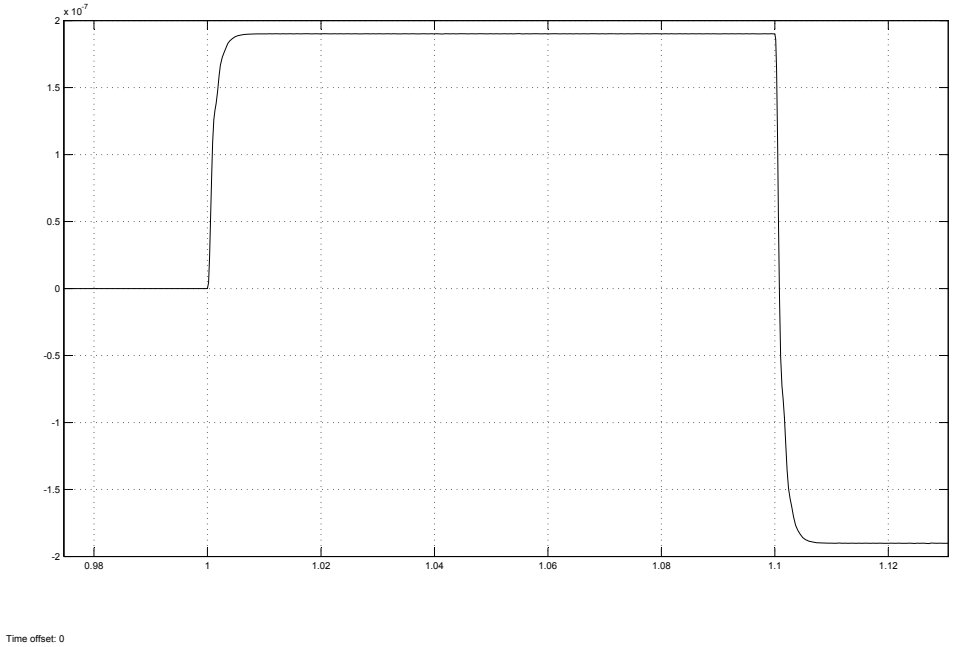
Obrázek 3.4: Model servoventilu (převzato z [9, str. 14])

Vstupem modelu je elektrický proud protékaný cívkou elektromagnetu. Elektromagnet převádějící proud na sílu působící na kotvu je v modelu vyjádřen lineárním blokem se zesílením K_1. Kotva s pákou přenášející sílu elektromagnetu na polohu klapky (primární část) je vyjádřena blokem druhého řádu, její dynamika je tedy zřejmě nezanedbatelná. Dynamiku bloku popisují přirozená frekvence ω_n, relativní tlumení ζ a zesílení K_f. Převod výchylky klapky X_f na diferenciální průtok ΔQ odbočkami k sekundární části ventilu je opět lineární s konstantou K_2. Poloha šoupátka X_s vznikne integrací diferenciálního průtoku s konstantou integrace $\frac{1}{A}$, kde A je plocha konce šoupátka – setrvačnost a tlumení šoupátka se tedy v modelu neuvažuje. Zpětnovazební pružina je popsána její tuhostí K_w, tedy lineární konstantou převodu prodloužení na sílu, která se odečítá od síly na výstupu bloku elektromagnetu – výchylky klapky jsou velmi malé a proto lze jejich vliv na prodloužení pružiny zanedbat.

Schema pro Simulink je uvedené v příloze A.1, hodnoty konstant (tabulka 3.1) byly převzaty z katalogových listů. Na výstup modelu v matlabu byla zařazena konverze z anglosaských jednotek, v kterých jsou konstanty, do metrických. Model vykazuje v simulacích velmi dobré vlastnosti – zpoždění pouze v řádu jednotek milisekund i při rychlých změnách vstupu.

max. proud elektromagnetu	I	$\pm 10\,\mathrm{mA}$
max. výchylka klapky	X_f	$\pm 0{,}0012\,\mathrm{in}$
max. výchylka šoupátka	X_s	$\pm 0{,}015\,\mathrm{in}$
konstanta elektromagnetu	K_1	$0{,}025\,\frac{\mathrm{in.lbs}}{\mathrm{mA}}$
konstanta hydraulického zesilovače	K_2	$150\,\frac{\mathrm{in}^3.\mathrm{s}^{-1}}{\mathrm{in}}$
plocha konce šoupátka	A	$0{,}026\,\mathrm{in}^2$
tuhost soustavy kotva-klapka	K_f	$115\,\frac{\mathrm{in.lbs}}{\mathrm{in}}$
tuhost pružiny ve zpětné vazbě	K_w	$16{,}7\,\frac{\mathrm{in.lbs}}{\mathrm{in}}$
tlumení soustavy kotva-klapka	B_f	$0{,}016\,\frac{\mathrm{in.lbs}}{\mathrm{in.s}^{-1}}$
moment setrvačnosti soustavy kotva-klapka	I_f	$4{,}4.10^{-6}\,\frac{\mathrm{in.lbs}}{\mathrm{in.s}^{-2}}$
přirozená frekvence primární části	$\omega_n = \sqrt{\frac{K_f}{I_f}}$	$5112{,}4\,\mathrm{Hz}$
relativní tlumení primární části	$\zeta = \frac{B_f \omega_n}{2K_f}$	$0{,}356$

Tabulka 3.1: Tabulka parametrů servoventilu série 31 (převzato z [9, str. 14])

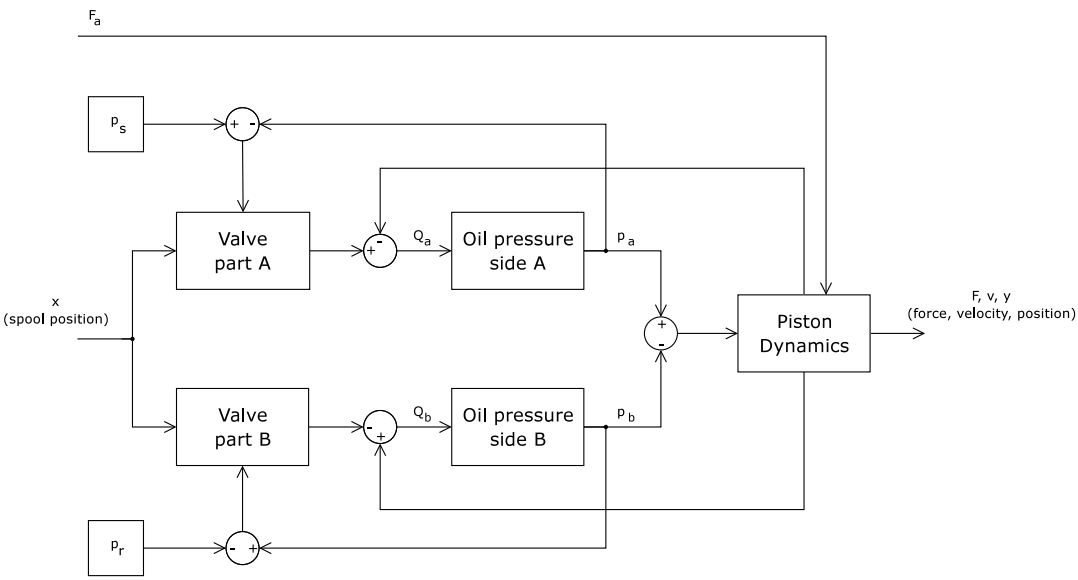


Obrázek 3.5: Odezva modelu servoventilu na skokový signál

4 Model obvodu s hydraulickým válcem

Teorie a vztahy související s modelem hydraulického válce, ventilu a přilehlého potrubí byly již uvedeny v druhé kapitole. Zde bude popsána jejich aplikace v podobě schematu pro Simulink.

Model lze logicky rozdělit do pěti bloků (obr. 4.1). První dva bloky realizují závislost průtoku hydraulického média servoventilem na rozdílu tlaků podle vztahů (2.7) a (2.8) – první mezi napájecím tlakem a tlakem v potrubí k válci, druhý mezi tlakem v potrubí od válce a vratným tlakem. Tyto bloky nemají žádnou vlastní dynamiku zato obsahují nelinearity násobení a odmocnina. Dalším vstupem obou bloků je absolutní hodnota posunu šoupátka. Další dva bloky modelují stlačitelnost hydraulického média a pružnost stěn potrubí podle vztahů (2.12) a (2.13). Jedná se o lineární člen – integrátor rozdílového průtoku, daného objemovým průtokem přes servoventil a rychlostí posuvu pístu ve válci, s konstantou závislou na stlačitelnosti kapaliny a pružnosti stěn potrubí. Poslední blok charakterizuje dynamiku pístu s táhlem a případně dalších, pevně připojených součástí. Jde o lineární blok prvního řádu (2.11), vyjadřující vztah mezi sílou danou rozdílem tlaků (2.9) a vnější silou F_a, působící na píst a rychlostí pohybu, na které přímo závisí objemový průtok kapaliny na obou stranách pístu (2.10).



Obrázek 4.1: Blokové schema modelu hydraulického válce, šoupátkového ventilu a potrubí

Schema 4.1 popisuje funkci pouze při jednostranné výchylce šoupátka, proto byly při tvorbě modelu pro Simulink přidány další nelinearity (detekce znaménka posuvu šoupátka a dva přepínače napájecích tlaků). Dále byl na vstup přidán člen zavádějící zónu mrtvého chodu (reálné šoupátko má vždy v uzavřené poloze nenulový překryv) a na výstup další integrátor pro zavedení pomocného výstupu polohy pístu.

Konečné simulační schema lze nalézt v příloze (A.2). V celkovém schematu

uvedeném dále bude nahrazen blokem subsystému. V tabulce 4.1 jsou uvedeny odhadnuté parametry (nacházejí se v souboru params.m).

hmotnost pístu a táhla	m	3 kg
plocha pístu na jedné straně	S_{pa}	0,0008 m^2
plocha pístu na druhé straně	S_{pb}	0,0008 m^2
dynamické tření (tlumení) pístu	b	500 $N.s.m^{-1}$
napájecí tlak	P_s	600 kPa
vratný tlak	P_r	0 kPa
koeficient propustnosti šoupátka	K	1.10^{-2}
pásmo necitlivosti na posun šoupátka	X_{dz}	1 %
koeficient stlačitelnosti oleje a pružnosti potrubí	C_o	5.10^{10} $Pa.m^3$

Tabulka 4.1: Tabulka použitých parametrů hydraulického obvodu s válcem (hodnoty byly stanoveny odhadem)

Uvedený model není dokonalý – bylo by možné nalézt množství parametrů, které nejsou v modelu obsaženy (například pružnost táhla pístu). Jednalo by se ovšem o další komplikace již takto komplikovaného modelu a reálné přiblížení skutečné soustavě by bylo již malé. Použitý model se v dalších simulacích jevil jako dostačující.

Při identifikaci se předpoklá stanovení všech parametrů použitého servoventilu a některých parametrů válce z dokumentace, dále získání přechodové charakteristiky soustavy servoventil-válec s vhodně zatíženým pístem (například pružinou, viz. následující kapitola) a modifikací zbylých parametrů modelu, tak aby bylo dosaženo co nejpodobnější odezvy.

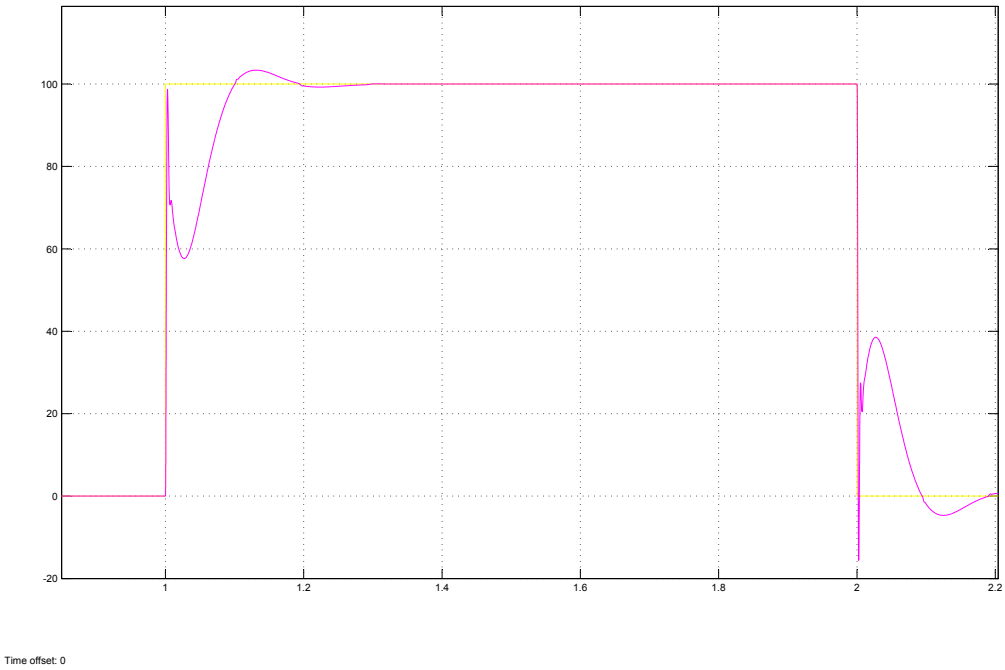
5 Simulace uzavřené smyčky

Dalším cílem po vytvoření vhodného modelu bylo otestovat jeho chování a navrhnout vhodný regulátor. Jak již bylo zmíněno dříve, nelze jednoduše nalézt lineární náhradu modelu, protože nelze stanovit pracovní bod, ve kterém by se linearizace provedla. Z řady způsobů návrhu regulátoru přicházejí v úvahu například empirické metody, dále je použita metoda experimentálního nastavování konstant PID regulátoru.

5.1 Simulace odezvy na skok

V první fázi je píst zatížen pružinou s danou tuhostí k a absolutním tlumením b a na vstup regulačního obvodu je přiveden skokový signál. Skokový signál by měl představovat nejhorší možný vstup – reálný vstup se nikdy nezmění skokem, avšak v případě ovládání polohy směrového kormidla také hydraulickým systémem může dojít k prudkým změnám síly a proto je vhodné ověřit reakci na tento typ vstupu. Cílem je nalézt takové konstanty regulátoru, při kterých bude mít odezva co nejlepší parametry – malý překmit a krátkou dobu ustálení.

Nejprve byla experimentálně postupně zvyšována proporcionální konstanta regulátoru (integrační a derivační složka zatím nulová), tak aby bylo dosaženo co nejlepšího času regulace, avšak bez nebo jen s malým překmitem. Při simulaci byla zjištěna jako vyhovující hodnota $k_P = 0,4$. Podoba přechodové charakteristiky je na obr. 5.1.



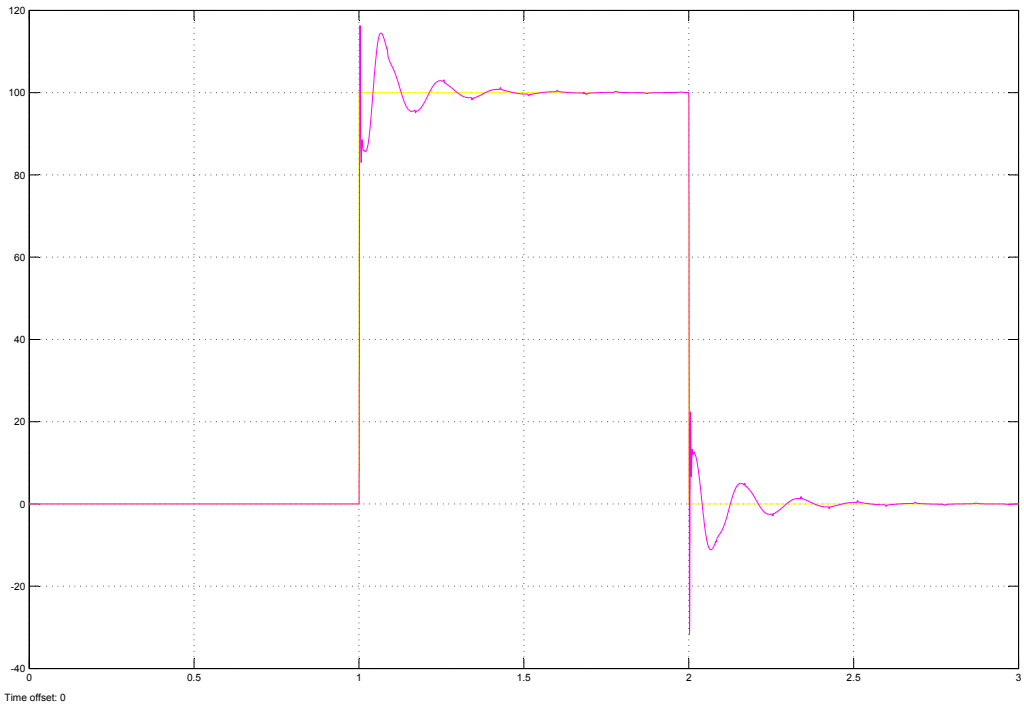
Obrázek 5.1: Odezva regulačního obvodu na skokový signál (P regulátor)

Proporcionální regulátor má dobu ustálení kolem 85 ms, pokud jako dobu regulace t_s uvažujeme dobu, po které odchylka nepřesáhne 10 %. To je relativně dobrý výsledek, z grafu 5.1 je zřejmá nulová limitní odchylka pro konstantní průběh, což ukazuje na integrační charakter regulované soustavy. V požadavcích je ovšem také požadavek na nulovou odchylku při konstantní rychlosti změny, případně dalších derivací. V následujícím kroku byla proto přidána a postupně zvyšována integrační konstanta.

k_I	1	3	5	6	7	**8**	9	10	11	12	15	18	25
%OS	20	20	18	16,5	16,5	**16**	18	20	22	24	30	36	48
t_s [ms]	160	126	105	96	96	**86,5**	82	78	75	71	60	8	13

Tabulka 5.1: Překmit a doba regulace (±10 %) v závislosti na hodnotě integrační konstanty

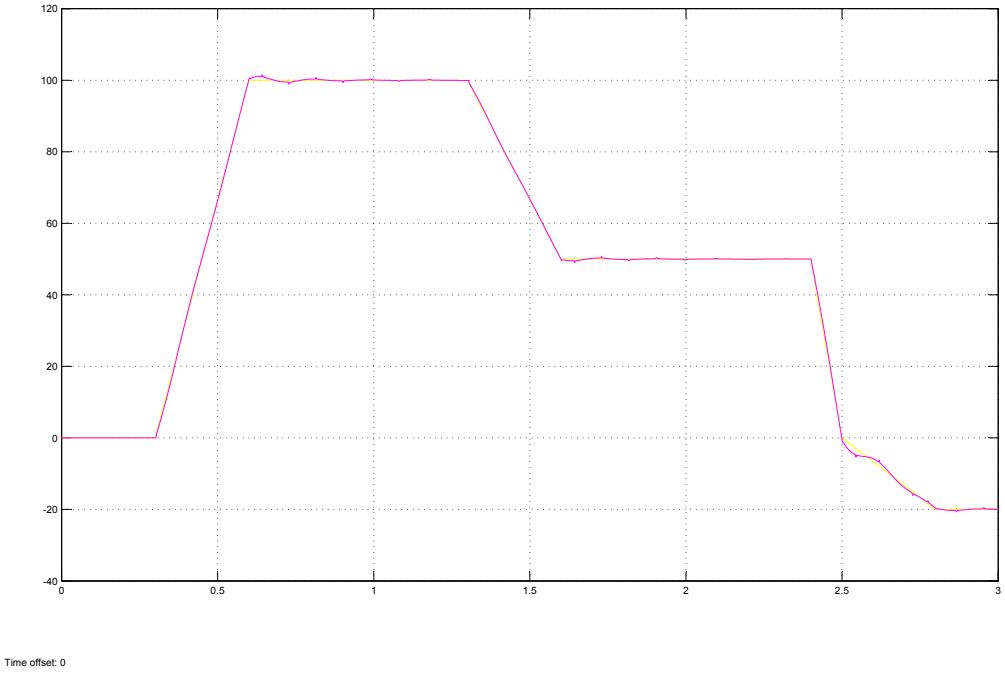
Při zvyšování hodnoty integrační konstanty se nejprve prodlužuje kmitavá fáze odezvy a tím zhoršuje doba regulace, ale vzhledem k postupnému snižování amplitudy se v určitém rozsahu dostane k hodnotám jako u P regulátoru. Při dalším zvyšování integrační konstanty dojde k velkému nárůstu počátečního ostrého překmitu a kolem $k_I = 50$ se smyčka stane nestabilní. Z odečtených hodnot (tabulka 5.1) byla vybrána $k_I = 8$, pro kterou měla odezva malý překmit a přitom krátkou dobu regulace (srovnatelnou s P regulátorem). Na grafu 5.2 je vidět přechodová charakteristika smyčky s PI regulátorem.



Obrázek 5.2: Odezva regulačního obvodu na skokový signál (PI regulátor)

Při experimentech s derivační složkou regulátoru došlo vždy ke zhoršení a velmi brzo k destabilizaci, což souvisí s přetrvávající derivační složkou přenosu soustavy (viz. druhá kapitola), proto byl pro další experimenty stanoven typ regulátoru proporcionálně-integrační.

Ověření nulové regulační odchylky při konstantní rychlosti změny bylo ověřeno nahrazením skoku signálem s konečnou strmostí hran (obr. 5.3). Z grafu je zřejmé že sledování vstupního signálu na vzestupných i sestupných hranách probíhá velmi uspokojivě.[3]



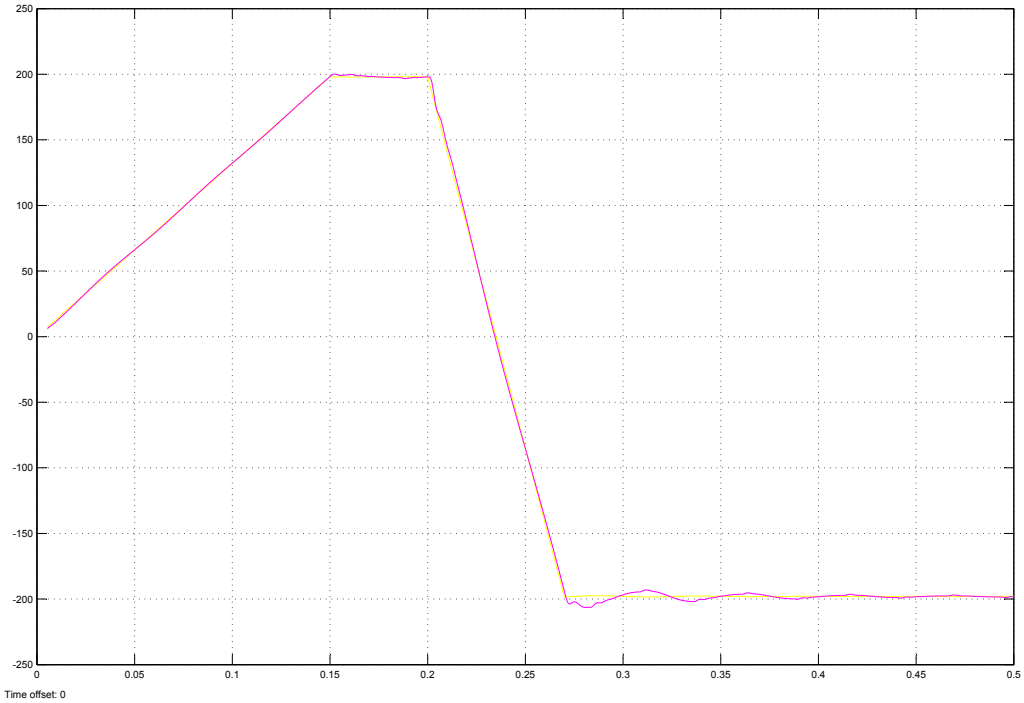
Obrázek 5.3: Odezva regulačního obvodu na signál s konečnou strmostí hran (PI regulátor)

5.2 Simulace odezvy soustavy s vnějším rušením

Ve druhé fázi byl navržený regulátor testován v obvodu simulujícím aerodynamickou sílu, závislou na výchylce kormidla se superponovaným rušením, představujícím poryvy větru (schema A.4).

Pružný a tlumící člen připojený k pístu nyní představuje tuhost samotného kormidla a táhel. Dále je zavedena proporcionální zpětná vazba od polohy pístu (střední poloha pístu odpovídá nule) na vstup regulátoru síly, která představuje aerodynamickou sílu, která je pro malé úhly úměrná výchylce kormidla. K této hodnotě se přičítá průběh simulující poryvy větru o intenzitě $\pm 100\,\mathrm{N}$ (po přepočtu na táhlo pístu).

[3]Byla ověřena schopnost dosažení nulové odchylky i u signálu s konstantním zrychlením a dokonce i vyššími derivacemi



Obrázek 5.4: Porovnání vstupu regulátoru a výsledné síly v táhlu v Newtonech (diskrétní PI regulátor)

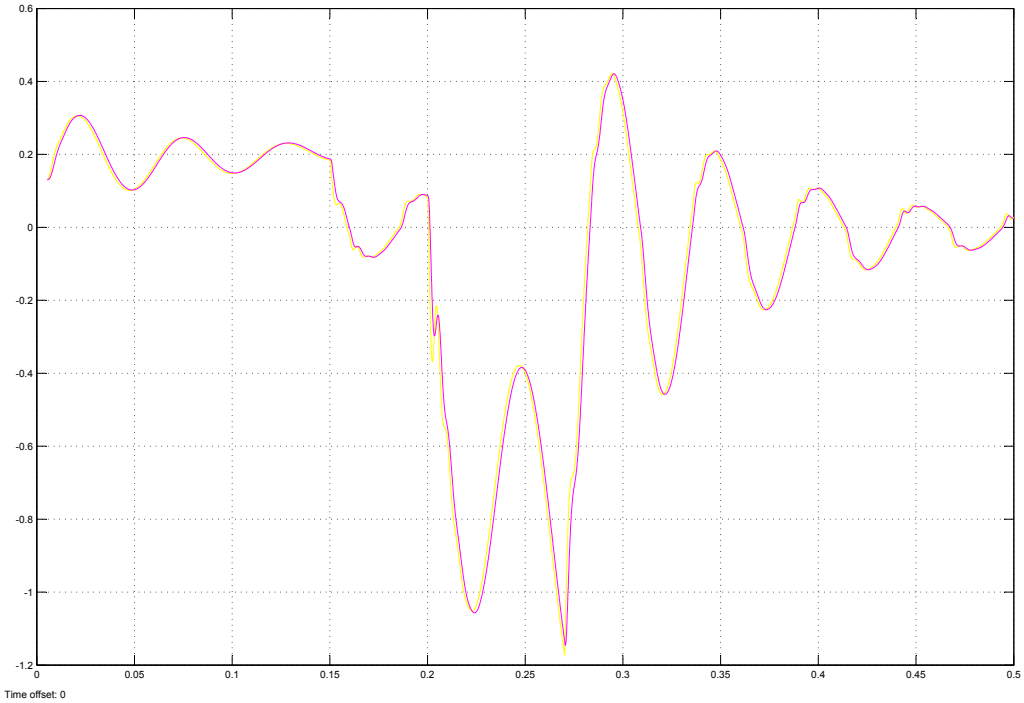
Z průběhu síly (obr. 5.4) je patrné, že i v tomto případě je funkce regulátoru uspokojivá. Zákmity viditelné za zlomem mezi změnou a stálou hodnotou síly souvisejí hlavně s kmitáním kormidla, které nemá nekonečnou tuhost (po zvětšení je viditelné sinusové tlumené kmitání, deformované vlivem nelinearit a nedokonalosti regulační smyčky).

V posledním kroku byla zařazením bloku simulujícího Butterworthovu dolní propusti čtvrtého řádu před měřící vstup regulátoru testován potřebný rozsah frekvencí pro kvalitní regulaci. Jako dostatečný se ukázal rozsah alespoň 0–5 kHz, kdy odezva smyčky nevykazovala žádné výrazné zhoršení parametrů. Tento závěr je využit při návrhu hardwarové realizace regulačního obvodu v následující kapitole.

Pro úplnost je na obr. 5.5 zobrazen průběh proudu na vstupu servoventilu a polohy šoupátka, srovnané na stejné měřítko.

5.3 Diskretizace regulátoru

Schema diskrétního PI regulátoru je na obr. A.5. Základem je proporcionální blok, který se neliší od spojité verze a diskrétní integrátor integrující podle obdélníkového pravidla bez zpoždění, definovaného vztahem $y(k) = y(k-1) + k_I.T_s.u(k)$. Mezi vstupem a výstupem integrátoru je zavedena zpětná vazba



Obrázek 5.5: Vstup a odezva modelu servoventilu v modelu uzavřené smyčky (proud v [mA], poloha šoupátka v měřítku k proudu)

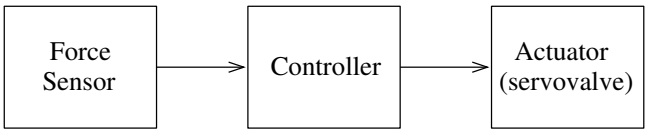
plnící úlohu antiwindupu.[4] Na vstupu jsou konverzní bloky na typ *Fixed Point - pevná řádová čárka*, které plní úlohu simulace kvantizace a převodu na interní formát MCU.

[4] Antiwindup je mechanismus regulátoru, který zamezuje neúměrnému narůstání integrační složky výstupu – tzv. *windup*, které by zhoršovalo kvalitu regulace

6 Řídící obvod

Tato kapitola se věnuje popisu a návrhu fyzické realizace řízení, kterým se předchozí kapitoly zabývaly pouze na úrovni matematického modelu. Základní tři komponenty jsou:

1. senzor síly a související obvody
2. vlastní regulátor
3. obvody pro řízení akčního členu – servoventilu



Obrázek 6.1: Celkové schema řídícího obvodu

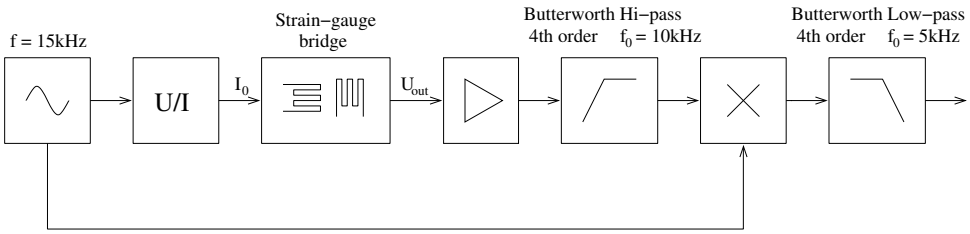
6.1 Měření síly

Pro měření síly jsou k dispozici čtyři tenzometry, nalepené přímo na táhlu od pístu. Tenzometry jsou předepjaté, aby bylo možné měřit sílu působící v tahu i tlaku. Přesnost měření síly tenzometry je ovlivňována několika rušivými vlivy, v následujících dvou kapitolách budou tyto vlivy rozebrány včetně způsobu eliminace.

6.1.1 Synchronní detekce

Pro vyloučení chyby vzniklé termoelektrickým napětím na styku tenzometru s přívodními vodiči, chyb vzniklých nestálostí nuly stejnosměrných zesilovačů a naindukovaného střídavého rušení lze využít střídavé napájení a demodulace pomocí *synchronní detekce*. Na rozdíl od obyčejného střídavého napájení umožňuje synchronní detekce vyloučit chyby vzniklé parazitními kapacitami vedení a vlastního tenzometru. Další výhodou je necitlivost na případné naindukované aditivní rušení na přívodech, pokud je jeho frekvence dále od modulačního kmitočtu než je velikost propustného pásma dolní propusti.

Princip synchronní detekce měřené veličiny (obr. 6.2) spočívá v napájení senzoru střídavým sinusovým signálem o alespoň dvojnásobné frekvenci, než je požadovaná šířka pásma výstupu senzoru. Výstupní signál senzoru obsahuje amplitudově modulovaný napájecí signál měřenou veličinou, ve frekvenční oblasti tedy obsahuje součtové $f_0 + f$ a rozdílové frekvence $f_0 - f$, kde f_0 je napájecí frekvence a f je frekvence měřeného signálu. Po zesílení prochází signál horní propustí, která odfiltruje rozdílové frekvence, vnější rušení a vnitřní stejnosměrné rušení (termoelektrická napětí, offsety zesilovačů, ...). Signál je poté vynásoben modulačním signálem, následkem čehož opět vzniknou rozdílové a



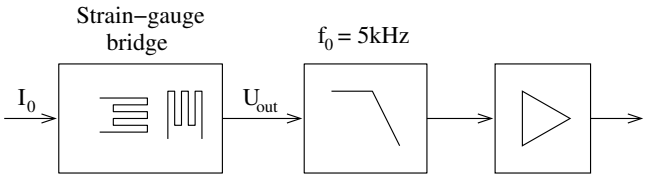
Obrázek 6.2: Blokové schema senzoru síly se střídavým napájením tenzometrického můstku a synchronní detekcí

součtové frekvence, jejichž frekvence jsou nyní ovšem $f_0 + f + f_0 = 2f_0 + f$ a $f_0 + f - f_0 = f$. První (součtová) složku odfiltruje dolní propust zařazená za násobičkou, druhá (rozdílová) složka, která je shodná s původním měřeným signálem projde dále.

Synchronní detekce tedy umožňuje pomocí posunu frekvencí ze základního pásma od nuly do jiného vhodně zvoleného pásma $f_0 \pm \Delta f_{max}$, daného frekvencí napájecího oscilátoru a mezními frekvencemi dolní a horní propusti, eliminovat rušení na frekvencích mimo tento rozsah na obě strany (tedy i stejnosměrné rušení).

Z důvodu obtížné realizace analogové násobičky se často nahrazuje řízeným usměrňovačem, což je ekvivalentní násobením obdélníkovým průběhem namísto sinusového. Nevýhodou je citlivost na rušení v okolí několika dalších lichých násobcích základní napájecí frekvence. Příčinou je spektrum obdélníkového signálu se střídou 1.

Poznámka: Vzhledem k velké požadované šířce pásma, na které již běžné zesilovače nemají dobré parametry, nízkému předpokládanému rušení (vedení od tenzometrů je krátké a poblíž se nenacházejí žádné potenciální zdroje rušení) a komplikovanosti zapojení synchronního detektoru bylo od realizace střídavého napájení upuštěno. Konečné schema vstupních obvodů měření síly je na obr. 6.3. Na výstupu můstku je zapojen rozdílový zesilovač s filtrem, který zamezí průchodu vyšších frekvencí, při kterých má již zesilovač špatné parametry a docházelo by ke zkreslení.

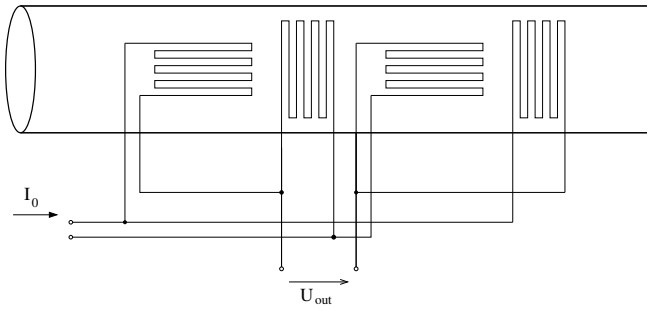


Obrázek 6.3: Blokové schema senzoru síly se stejnosměrným napájením tenzometrického můstku

6.1.2 Tenzometrický můstek s teplotní kompenzací

Ze čtyř dostupných tenzometrů lze sestavit úplný můstek tak, že dva tenzometry jsou nalepeny ve směru jejich hlavní osy (ve kterém jsou nejvíce citlivé) a

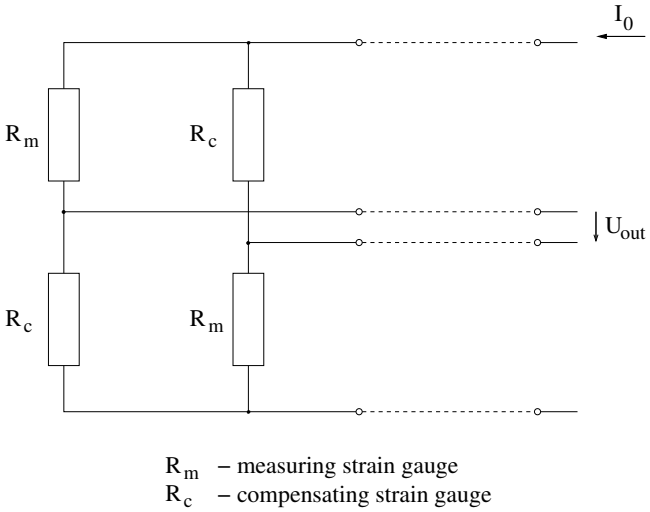
zbývající dva ve směru kolmém (obr. 6.4).



Obrázek 6.4: Uspořádání a zapojení tenzometrů do můstku na táhlu pístu

Na měření se podílejí jen první dva, zbylé dva se chovají jako pasivní odpory. Důvodem tohoto uspořádání je stejná teplota všech čtyř tenzometrů. Změny teploty způsobují nechtěnou změnu odporu tenzometru, avšak pokud se mění odpory ve všech větvích můstku, nemá to na výstupní napětí vliv. Toto kompenzační uspořádání lze realizovat také ve formě polovičního můstku, ale plný můstek poskytuje dvojnásobnou citlivost.

Pro vyloučení vlivu odporu přívodů je použito čtyřvodičové zapojení, můstek napájen proudově a na výstupu je použit zesilovač s velkým vstupním odporem.

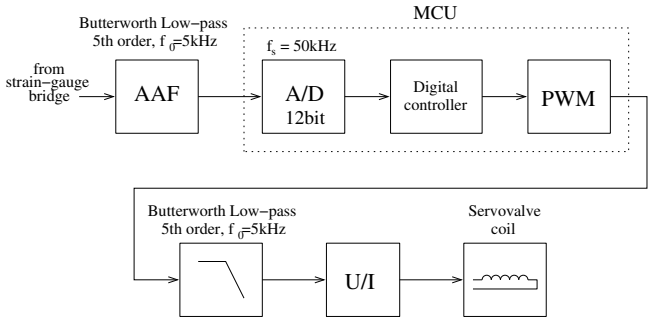


Obrázek 6.5: Schema zapojení můstku s kompenzačními tenzometry

Poznámka: Plný můstek se všemi čtyřmi tenzometry v měřícím režimu by umožňovalo čtyřnásobnou přesnost se zachováním teplotní kompenzace, avšak bylo by nutné aby byly dva z tenzometrů vystaveny opačnému směru působení síly než zbylé dva. Toho by bylo možné dosáhnout například pomocí senzoru s členem „S“. Fyzická realizace však počítá s přímým nalepením tenzometrů na táhlo, ve kterém toto uspořádání nelze realizovat.

6.2 Regulátor a ovládání akčního členu

Digitální regulátory mají oproti analogovým nesporné výhody, například stálost parametrů a snadnost úprav nejenom konstant, ale vzhledem k programové realizaci i celé struktury regulátoru. Existují také nevýhody, například omezení šířky pásma zpracovávaného signálu na polovinu vzorkovací frekvence, což vzhledem k parametrům dostupných součástek a požadavkům na regulátor není problém.



Obrázek 6.6: Schema regulátoru a řízení servoventilu

Základem regulátoru (obr. 6.6)je mikroprocesor – MCU a rozhraní pro vstup a výstup dat. Na modelu regulační smyčky byla ověřena dostatečnost kvantizace v 12bitovém rozlišení a proto bude pro vstup dat použit 12 bitový D/A převodník, vestavěný v mikroprocesoru. Na jeho vstup je zařazen antialiasingový filtr (AAF), o frekvenci 5 kHz (viz. předchozí kapitola), realizovaný Butterworthovou dolní propustí.[5] Jeho účelem je odfiltrovat vyšší frekvence, které by se po navzorkování promítly do rozsahu $0-f_s/2$ jako nežádoucí rušení (aliasing). Teoretická dostačující velikost vzorkovací frekvence je dvojnásobek nejvyšší frekvence na vstupu, což je v našem případě 10 kHz. Avšak pro zajištění co nejlepší funkce regulátoru a s ohledem na konečnou strmost frekvenční charakteristiky AAF je vhodnější použít vzorkovací frekvenci alespoň desetkrát vyšší než je očekávaný rozsah frekvencí na vstupu, tedy 50 kHz.

Pro výstup akční veličiny z regulátoru je využit PWM modulátor vestavěný v mikroprocesoru. Jeho výstup je vyhlazen dolní propustí Butterworthova typu a prostřednictvím převodníku napětí-proud připojen k cívce servoventilu. Kombinace PWM modulátor v MCU a filtr jako externí obvod je použita z důvodu jednodušší obvodové realizace než D/A převodník, který není v MCU k dispozici.

[5]Filtry typu Butterworth jsou vhodné pro regulační techniku, protože nemají zvlnění v propustné části frekvenční charakteristiky a fázi lineárně závislou na frekvenci, takže nedochází k deformaci procházejícího signálu posunem jednotlivých frekvenčních složek. Přenos Butterworthova filtru je definován zesílením filtru v čitateli a tzv. *Butterworthovým normovaným polynomem* ve jmenovateli

7 Závěr

Výsledkem práce je model soustavy servoventilu a hydraulického válce, na kterém byla testována dynamika této soustavy a pomocí navržené empirické metody stanoven typ a konstanty regulátoru. Jako další možnosti návrhu konstant regulátoru se nabízely jiné empirické metody, například metoda *Ziegler-Nichols*. Byla vyzkoušena její varianta pro návrh PI regulátoru z přechodové charakteristiky. Výsledkem byly podobné konstanty, ale výše popsanou metodou bylo dosaženo lepších výsledků. Dále byly stanoveny potřebné hodnoty vzorkovací frekvence a počet kvantizačních úrovní (rozlišení A/D převodníku) a navržena struktura hardwarové implementace regulačního obvodu a logická struktura digitálního regulátoru.

Z důvodu zpoždění realizace potřebného hardware (není součástí zadání této práce) nedošlo na testování na reálné soustavě v Aero Vodochody, nicméně postup identifikace a návrhu regulátoru byl vyzkoušen na modelu.

Reference

[1] P. Kubeš, Z. Kyncl
Fyzika I
Nakladatelství ČVUT, Praha, 2003

[2] P. Ripka, S. Ďaďo, M. Kreidl, J. Novák
Senzory a převodníky
Nakladatelství ČVUT, Praha, 2005

[3] P. Horáček
Systémy a modely
Nakladatelství ČVUT, Praha, 1999

[4] Gene F. Franklin, J. David Powell, Abbas Emami-Naeini
Feedback Control of Dynamic Systems - Fifth Edition
Pearson Prentice Hall, 2006

[5] I. Harašta, J. Procházka, R. Rečka
Učebnice pilota - Část Aerodynamika
Svět křídel, 2003

[6] A. Platil
Úvod do synchronní detekce
Pomocný text k výuce předmětu Senzory a převodníky

[7] J. Flieger, M. Vyšín
Hydraulické a pneumatické mechanismy
VUTBR - Fakulta strojního inženýrství

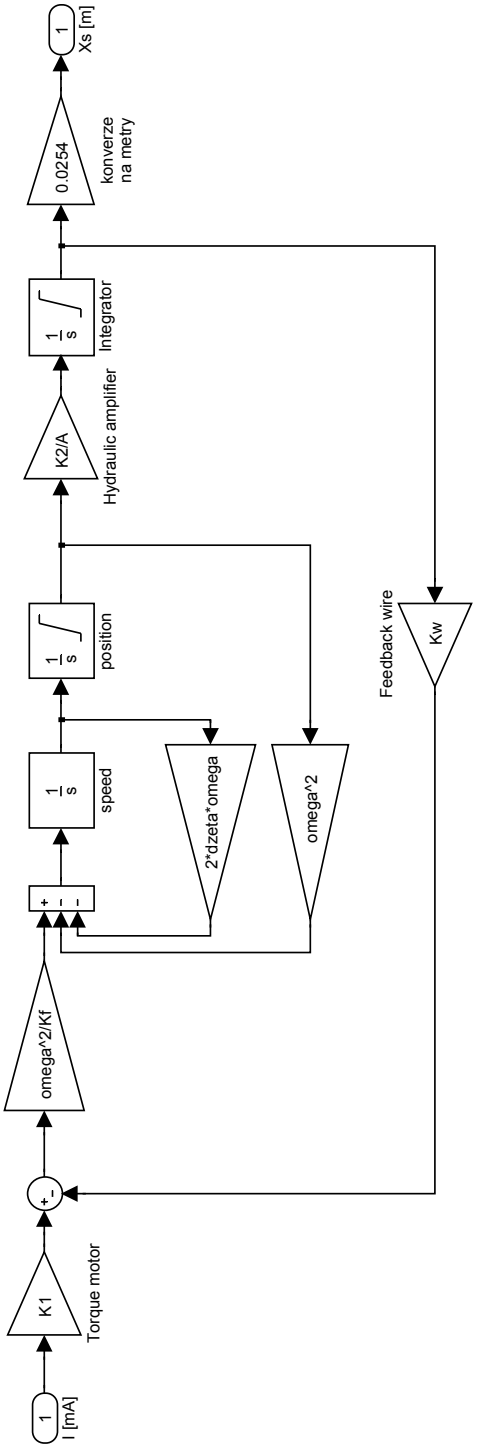
[8] *Specifikace servoventilu LUN 6874-8*
Jihostroj a.s., Velešín

[9] *Katalogové listy servoventilu LUN*
strany 6–14

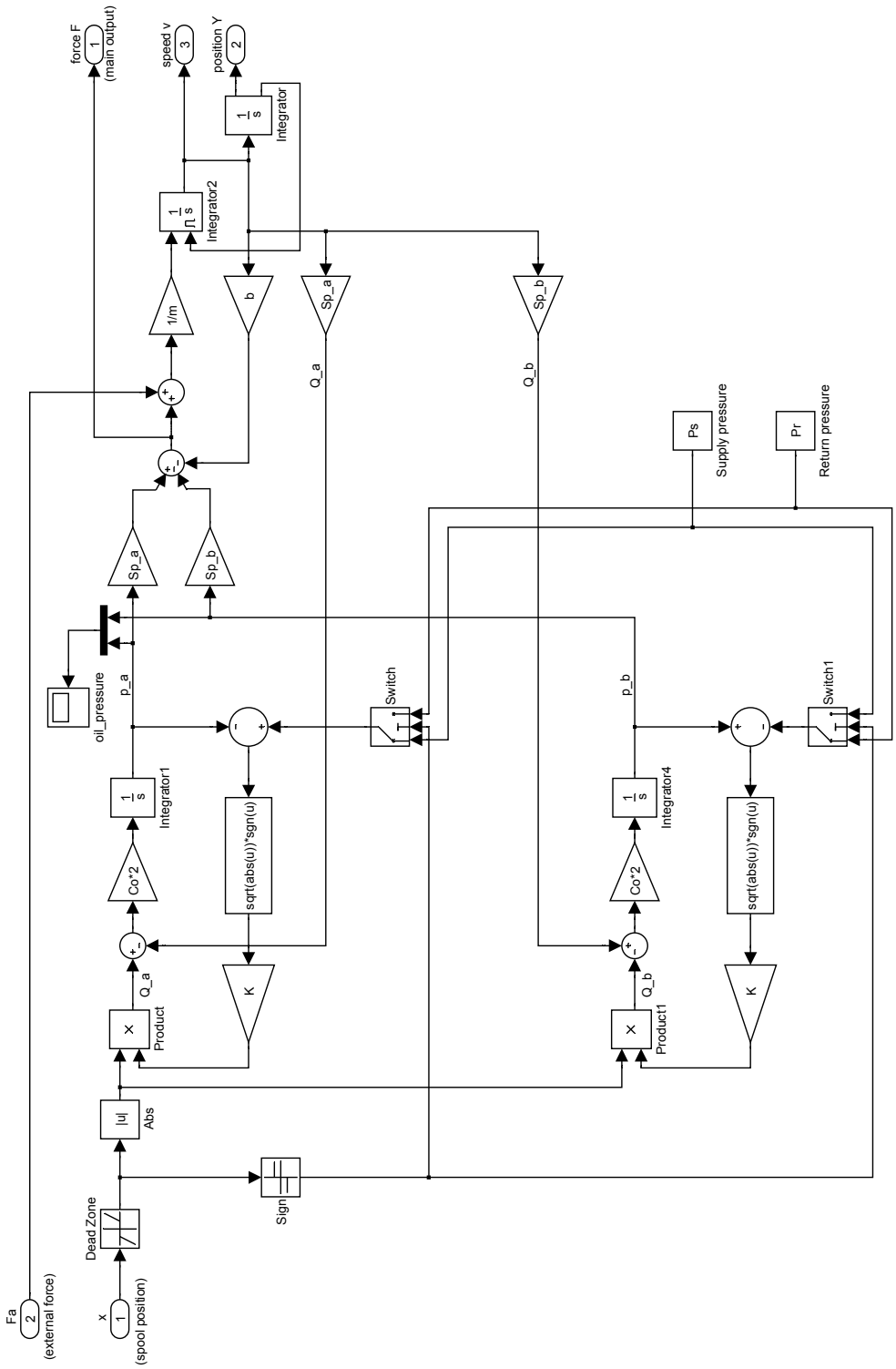
[10] *Wikipedia - The Free Encyklopedia*
http://www.wikipedia.com

Poznámka: Publikace [6] až [9] jsou umístěny v adresáři dokumentace na přiloženém CD.

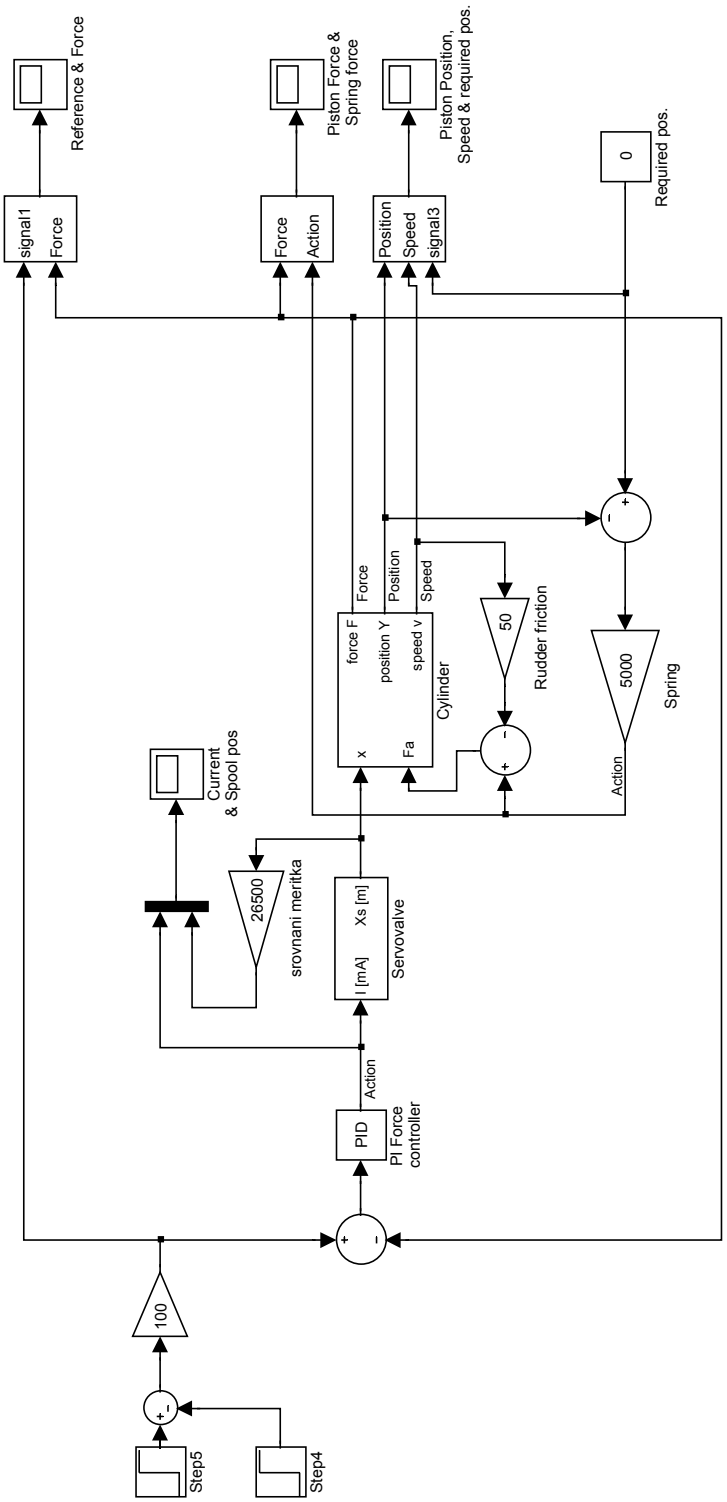
A Schemata pro Simulink



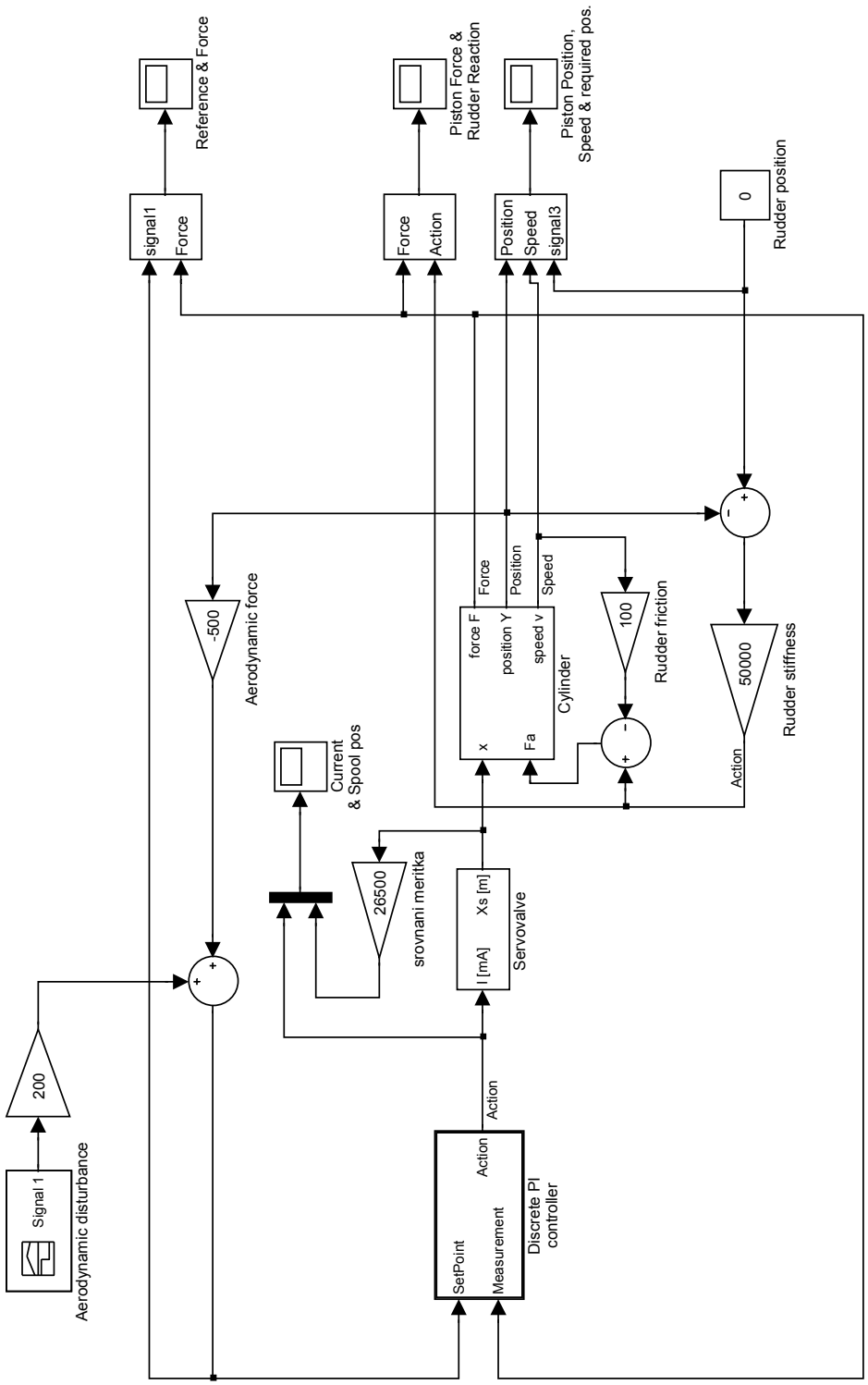
Obrázek A.1: Model servoventilu



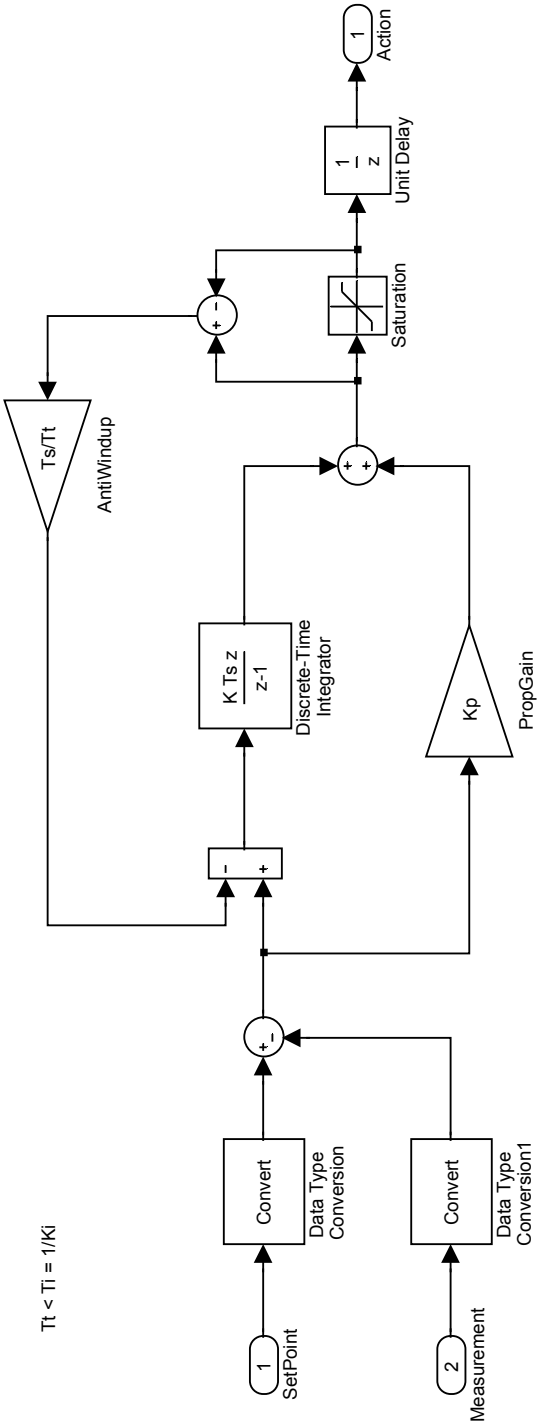
Obrázek A.2: Model hydraulického válce, šoupátkového ventilu a potrubí



Obrázek A.3: Model uzavřené smyčky pro testování odezvy na skok (s pružinovou zátěží)



Obrázek A.4: Model uzavřené smyčky se simulací aerodynamické síly s aditivní poruchou (poryvy větru)



Obrázek A.5: Model digitálního regulátoru