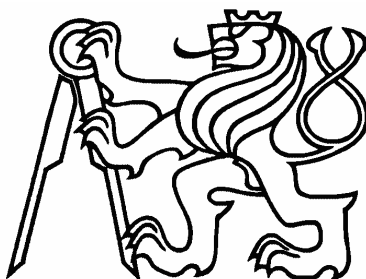


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ŘÍDICÍ TECHNIKY



Diplomová práce

Validace modelu lineárního spalovacího motoru

Stanislav Plšek
2007

Katedra řídicí techniky

Školní rok: 2005/2006

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: Stanislav Pišek

Obor: Technická kybernetika

Název tématu: Validace modelu lineárního spalovacího motoru

Zásady pro vypracování:

1. Seznamte se s navrženým modelem lineárního spalovacího motoru (LCE).
2. Proveďte všechna potřebná měření fyzikálních veličin na reálném prototyp LCE. Naměřená data použijte k validaci modelu.
3. Nastudujte metody lambda řízení použité u konvenčních spalovacích motorů.
4. Vybraný řídicí algoritmus použijte k řízení modelu i reálného prototypu.

Seznam odborné literatury: Dodá vedoucí práce.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Deutsch

Termín zadání diplomové práce: zimní semestr 2005/2006

Termín odevzdání diplomové práce: leden 2007

prof. Ing. Michael Šebek, DrSc.
vedoucí katedry



prof. Ing. Vladimír Kučera, DrSc.
děkan

V Praze dne 20.01.2006

Prohlášení

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

V Praze dne 16. ledna 2007

.....

podpis

Poděkování

Tato práce by nevznikla bez pomoci, podnětů a připomínek vedoucího diplomové práce Ing. Pavla Deutsche.

Rovněž bych rád poděkoval Ing. Zdeňku Hurákovi za cenné rady při návrhu řízení poměru vzduchu a paliva.

Můj dík také patří mým rodičům za podporu, které se mi od nich dostávalo po celou dobu studií.

Abstrakt

Tato práce se zabývá validací modelu lineárního spalovacího motoru a návrhem řízení poměru vzduchu a paliva u tohoto druhu motoru.

Lineární spalovací motor přeměňuje chemickou energii uhlovodíkového paliva na energii elektrickou. Hlavními částmi motoru jsou elektrický lineární motorgenerátor a dva protiběžné válce spalovacího motoru. Všechny jeho části jsou rozloženy v jedné ose. Pohyb motoru není rotační, ale posuvný. Výhodou této koncepce je mechanická jednoduchost a z toho plynoucí vysoká životnost. Tento typ motoru by se v budoucnu dal využít jako pohonná jednotka pro hybridní pohony, nebo případně jako základ kompaktní elektrocentrály s vyšší účinností a výkonovou hustotou. Model byl nejprve validován s prototypem lineárního spalovacího motoru a poté na něm bylo navrženo řízení.

Abstract

This thesis describes validation of the linear combustion engine model and algorithm design of air/fuel ratio control for this type of engine.

Linear combustion engine transforms chemical energy of hydrocarbon fuel to electric energy. Main parts of the engine are linear motor-generator and two opposite cylinders. All these parts are situated in one line. There is no rotating but only linear motion. A big benefit of this engines' concept is its mechanic simplicity which leads to high lifetime. The possible application of the linear combustion engine is in hybrid vehicles as a power unit. Model is firstly validated with a prototype of the linear combustion engine and then is used for developing and testing of algorithms for air fuel ratio control.

Seznam použitých veličin

m_{man}	množství vzduchu v sacím potrubí
m_{sc}	množství vzduchu ve vyplachovací komoře
m_{cyl}	množství směsi ve válci
m_{ex_man}	množství spalin ve výfukovém potrubí
m_f	množství paliva vstříknutého do válce
\dot{m}_{th}	tok vzduchu do sacího potrubí z okolí
\dot{m}_{sc_in}	tok vzduchu ze sacího potrubí do vyplachovacích komor
\dot{m}_i	tok vzduchu do válce
\dot{m}_{inj}	tok paliva vstříknutého do válce
\dot{m}_{ex}	tok spalin, které odchází do výfukového potrubí z jednotlivých válců
\dot{m}_{ex_out}	tok spalin z výfuku do okolí
$m_{exhaust}$	hmotnost pevné části výfukového potrubí
m_{head}	hmotnost pevné části válce
m_p	hmotnost pohyblivé části LCE
T_a	okolní teplota
T_{man}	teplota vzduchu v sacím potrubí
T_{sc}	teplota vzduchu ve vyplachovací komoře
T_{cyl}	teplota směsi ve válci
T_{head}	teplota hlavy válce
T_{ex_man}	teplota spalin ve výfukovém potrubí
T_{ex_wall}	teplota stěny výfukového potrubí
p_a	okolní tlak
p_{man}	tlak v sacím potrubí
p_{sc}	tlak ve vyplachovací komoře
p_{cyl}	tlak ve válci
p_{ex_man}	tlak ve výfukovém potrubí
PR_{th}	poměr tlaků p_{man} a p_a
PR_{sc}	poměr tlaků p_{sc} a p_{man}
PR_{cyl_in}	poměr tlaků p_{cyl} a p_{sc}
PR_{cyl_out}	poměr tlaků p_{ex_man} a p_{cyl}
PR_{ex_out}	poměr tlaků p_a a p_{ex_man}
PR_{critic}	kritický poměr tlaků
Ψ	rychlostní koeficient
F_f	třecí síla

F_b	brzdící síla motorgenerátoru
F_L, F_R	síly, kterými působí jednotlivé válce
x	poloha pístové tyče
s	rychlost pístové tyče
a	zrychlení pístové tyče
s_{pist}	průměrná rychlost pístu
c_v	izochorická měrná tepelná kapacita
c_p	izobarická měrná tepelná kapacita
γ	poměr c_p a c_v
k_0, k_1	konstanty pro určení γ
u	specifická vnitřní energie
h	specifická tepelná kapacita
c_{ex_man}	specifické teplo pevné části výfukového potrubí
c_{head}	specifické teplo pevné části válce
\dot{W}	práce, kterou vykonává systém vůči okolí
\dot{Q}	výměna tepla mezi okolím a systémem přes jeho hranice
\dot{Q}_{ex}	výměna tepla mezi okolím a válcem přes hlavu válce
\dot{Q}_{heat_ex}	výměna tepla mezi okolím a výfukem přes stěnu výfuku
$\varepsilon_v, \varepsilon_{v_ex}$	neizotermický koeficient
Pr, Pr_{ex}	Prandtlovo číslo
Nu	Nusseltovo číslo
Re	Reynoldsovo číslo
$\lambda_v, \lambda_{v_ex}$	tepelná vodivost
ν, ν_{ex}	kinematická viskozita
s_v, s_{v_ex}	průměrná rychlost proudění
d_{ex}	vnitřní průměr výfukového potrubí
ρ_{ex}	hustota spalin ve výfukovém potrubí
α_{fc}	koeficient přenosu tepla
R	plynová konstanta
R_{air}	plynová konstanta směsi ve válci
R_{exh}	plynová konstanta spalin
f_b	průběh Wiebeho funkce
m_w, a_w	parametry Wiebeho funkce
t_{ign}	čas zápalu
Δt	délka spalování

A_{eff}	efektivní plocha
C_d	koeficient propustnosti
A_{ex_wall}	plocha stěny výfukového potrubí
A_{ex_out}	velikost otvoru výfukového potrubí
A_p	plocha pístu
A_{cyl}	vnitřní plocha stěn válce
A_{cyl_min}	vnitřní plocha ve válci při maximální pozici
V_{sc}	okamžitý objem vyplachovací komory
V_{ex_man}	objem výfukového potrubí
V_{sc_TDC}	maximální objem vyplachovací komory
B	vrtání
S	maximální zdvih
R_v	odpor vinutí
L_v	indukčnost vinutí
u_m	napětí dodávané zvenčí
u_i	indukované napětí
D_0	délka jednoho magnetu
φ_{RO}	počáteční fázový posun
φ	fázový posun
K_a	proudová konstanta

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Způsoby uskladnění energie	1
1.2	Principy hybridních pohonů	2
1.3	Lineární spalovací motor	2
1.4	Cíle práce	3
2	Prototyp LCE	4
2.1	Struktura LCE	4
2.2	Hlavní části LCE	5
2.2.1	Spalovací motor	5
2.2.2	Lineární elektromotor	5
2.2.3	Můstek	5
2.3	Celkové provedení	6
3	Model LCE	7
3.1	Motivace tvorby modelu	7
3.2	Teorie modelu	7
3.2.1	Otevřený termodynamický systém	7
3.2.2	Proudění přes omezenou plochu	9
3.2.3	Uvolňování tepla při spalování	10
3.2.4	Výměna tepla	12
3.2.5	Elektromagnetický popis	13
3.2.6	Dynamika	15
3.3	Implementace modelu lineárního spalovacího motoru	16
3.3.1	Sací potrubí	17
3.3.1.1	Škrťací klapka	19
3.3.2	Válce motoru	20
3.3.2.1	Vstřikování paliva	22
3.3.2.2	Vyplachování	23
3.3.2.3	Vývoj tepla ve válci	26
3.3.3	Výfukové potrubí	28
3.3.3.1	Výstupní množství spalin	30
3.3.3.2	Výměna tepla	30
3.3.4	Model lineárního elektrického motorgenerátoru	32
3.3.5	Mechanická část	33
3.3.6	Výpočet AFR	34
4	Validace modelu LCE	36
4.1	Měření na prototypu LCE	36
4.1.1	Tlak ve válci	36
4.1.2	Tlak v sacím potrubí	37
4.1.3	Tlak ve vyplachovací komoře	37
4.1.4	Poloha	37
4.1.5	Zpracování naměřených dat	37
4.1.5.1	Průměr přes periodu cyklu motoru	38
4.2	Jednorozměrné parametry modelu	39
4.2.1	Parametry rozměrů LCE	39
4.2.1.1	Objem vyplachovací komory	40

4.2.2	Parametry termodynamických dějů	42
4.2.3	Počáteční hodnoty	42
4.2.4	Ostatní parametry	43
4.2.4.1	Parametry Wiebeho funkce	44
4.3	Vícerozměrné parametry motoru	46
4.3.1	Příprava paliva	46
4.3.2	Sací potrubí	47
4.3.3	Vstupní a výfukový vyplachovací port	47
4.3.4	Pasivní klapka mezi sacím potrubím a vyplachovací komorou	48
4.4	Výsledky validace	49
5	Lambda řízení	51
5.1	Definice lambdy	51
5.2	Lambda sondy	51
5.2.1	Model lineární lambda sondy	51
5.3	Tradiční metody lambda řízení	52
5.4	Robustní tvarování frekvenční charakteristiky pomocí H_{∞} -optimalizace	53
5.4.1	Nesoudělná podílová neurčitost	53
5.4.2	Robustní stabilizace systému s nesoudělnou podílovou neurčitostí	54
5.5	Návrh řízení	54
5.5.1	Identifikace systému	54
5.5.2	Návrh požadovaného tvaru přenosu otevřené smyčky	55
5.5.3	Zrobustnění regulátoru pomocí H_{∞} optimalizace	57
5.5.4	Implementace regulátoru	59
5.5.4.1	Antiwindup zapojení	60
5.5.4.2	Simulinkové schéma celého regulátoru	61
5.5.5	Výsledky simulace řízení	62
6	Závěr	65
	Literatura	67
	Příloha A	68
	Příloha B	69
	Příloha C	74

Seznam obrázků

Obrázek 1-1: Měrné energie a výkony různých forem uskladnění energie.....	1
Obrázek 2-1: Schéma LCE.....	4
Obrázek 2-2: Celkové provedení LCE.....	6
Obrázek 3-1: Průběh Wiebeho funkce hoření.....	11
Obrázek 3-2: Elektrické schéma jedné fáze motorgenerátoru.....	14
Obrázek 3-3: Model lineárního spalovacího motoru.....	16
Obrázek 3-4: Model sacího potrubí.....	17
Obrázek 3-5: Blok specifických tepel.....	18
Obrázek 3-6: Model škrťící klapky.....	19
Obrázek 3-7: Model válce.....	20
Obrázek 3-9: Model vstřikování.....	22
Obrázek 3-10: Model vyplachování válce.....	24
Obrázek 3-11: Model vyplachovací komory.....	25
Obrázek 3-12: Model všech dějů týkajících se teploty ve válci.....	27
Obrázek 3-13: Model Wiebeho funkce s určením počtu zdvihů za vteřinu.....	27
Obrázek 3-14: Model výfukového potrubí.....	29
Obrázek 3-15: Model výstupního toku z výfukového potrubí.....	30
Obrázek 3-16: Model výměny tepla ve výfukovém potrubí.....	31
Obrázek 3-17: Určení průměrné rychlosti toku z výfukového potrubí.....	32
Obrázek 3-18: Model lineárního elektrického motorgenerátoru.....	33
Obrázek 3-19: Převod napětí na proud.....	33
Obrázek 3-20: Model mechanické části.....	34
Obrázek 3-21: Výpočet AFR.....	34
Obrázek 4-1: Tlak v sacím potrubí.....	38
Obrázek 4-2: Tlak ve válci.....	38
Obrázek 4-3: Graf průběhu tlaku ve vyplachovací komoře a polohy pístu v závislosti na čase.....	40
Obrázek 4-4: Část grafu průběhu tlaku ve vyplachovací komoře a polohy pístu v závislosti na čase.....	41
Obrázek 4-5: Průběhy tlaků p_f a p_m v závislosti na čase.....	45
Obrázek 4-6: Procentuální přírůstek energie.....	45
Obrázek 4-7: Množství připraveného paliva.....	46
Obrázek 4-8: Charakteristika škrťící klapky.....	47
Obrázek 4-9: Charakteristiky vyplachovacích portů.....	48
Obrázek 4-10: Charakteristika pasivní klapky mezi sacím vedením a vyplachovací komorou.....	48
Obrázek 4-11: Srovnání modelovaného a naměřeného tlaku ve válci.....	49
Obrázek 4-12: Srovnání modelovaného a naměřeného tlaku ve vyplachovací komoře.....	50
Obrázek 5-1: Model lambda sondy.....	52
Obrázek 5-2: Nesoudělná podílová neurčitost.....	54
Obrázek 5-3: Odezva na pseudonáhodný signál.....	55
Obrázek 5-4: Amplitudová charakteristika přenosu otevřené smyčky.....	56
Obrázek 5-5: Tvarovaný model jako přenos otevřené smyčky.....	56
Obrázek 5-6: Tvarovaný model s robustním regulátorem.....	57

Obrázek 5-7: Citlivostní funkce pro regulátor nalezený pomocí GMK a robustním tvarováním.....	58
Obrázek 5-8: Doplnková citlivostní funkce pro regulátor nalezený pomocí GMK a robustním tvarováním.....	58
Obrázek 5-9: Srovnání přenosu otevřené smyčky pro ruční vytvarování a robustní verzi	59
Obrázek 5-10: Implementace regulátoru navrženého metodou robustního tvarování frekvenční charakteristiky	60
Obrázek 5-11: Realizace regulátoru W_1 v samopodmíněné formě	60
Obrázek 5-12: LCE s regulátorem a lambda sondou.....	61
Obrázek 5-13: Schéma regulátoru	61
Obrázek 5-14: Regulace na různé hodnoty lambdy.....	62
Obrázek 5-15: Regulace při různých hodnotách polohy zápalu.....	63
Obrázek 5-16: Regulace při různých hodnotách uhlu škrtkovací klapky	63
Obrázek 5-17: Vliv antiwindup zapojení	64
Obrázek 6-1: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=5\text{ms}$	74
Obrázek 6-2: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=4\text{ms}$	74
Obrázek 6-3: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=3\text{ms}$	74
Obrázek 6-4: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=5\text{ms}$	74
Obrázek 6-5: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=4\text{ms}$	74
Obrázek 6-6: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=3\text{ms}$	74
Obrázek 6-7: Tlak ve válci, model, $\alpha=10^\circ$	75
Obrázek 6-8: Tlak ve válci, model, $\alpha=24^\circ$	75
Obrázek 6-9: Tlak ve válci, model, $\alpha=90^\circ$	75
Obrázek 6-10: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=10^\circ$	75
Obrázek 6-11: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=24^\circ$	75
Obrázek 6-12: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=90^\circ$	75

Seznam tabulek

Tabulka 3-1: Vstupní veličiny modelu	17
Tabulka 4-1: Parametry rozměrů LCE	39
Tabulka 4-2: Parametry termodynamických dějů	42
Tabulka 4-3: Počáteční hodnoty	43
Tabulka 4-4: Ostatní parametry	44

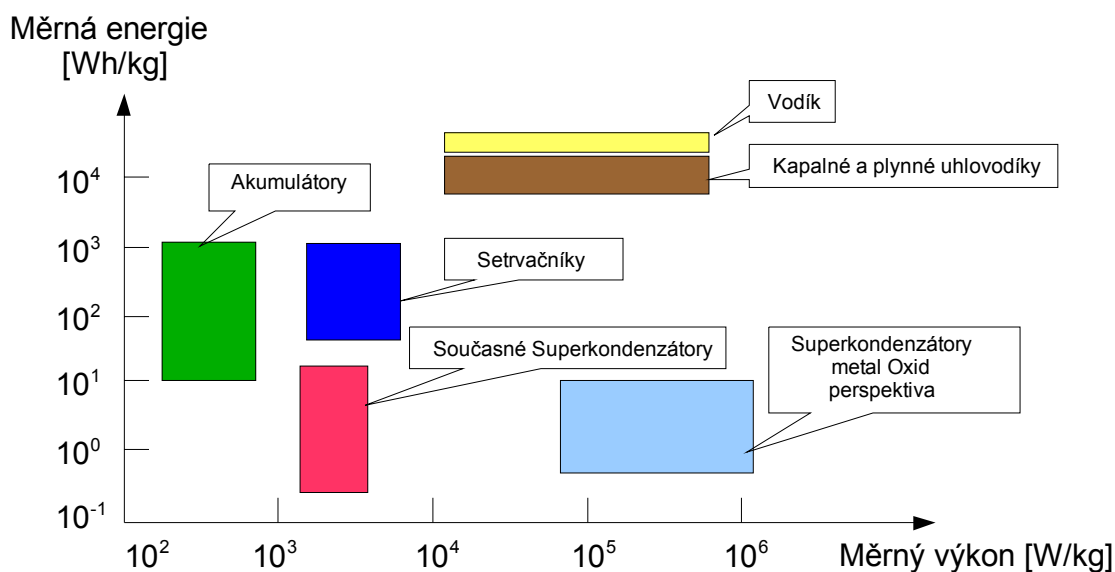
1 Úvod

Automobilová doprava je v současné době co se kvantity týče na neustálém vzestupu. Tento vzestup má negativní vliv na rychlost snižování zásob ropy a také na znečišťování ovzduší, na kterém se ve velké míře podílejí právě zplodiny z provozu spalovacích motorů.

Nejmenší účinností se vyznačují pohonné jednotky malých výkonů, které nepracují ve svém optimálním režimu, což je dáno velkým rozsahem otáček, ve kterém jsou používány. I když jsou v dnešní době klasické spalovací motory téměř na vrcholu svého vývoje, nelze u nich zabránit ztrátám způsobeným činností motoru v neoptimálních režimech, jako je například volnoběh. Tento režim odpovídá stále častějšímu čekání a popojíždění v kolonách. V takovém okamžiku nedodává motor žádný užitečný výkon a přesto neustále, i když v menší míře, spotřebovává palivo a uvolňuje do prostředí škodlivé látky. Tyto okolnosti vedou k tomu, že se v dnešní době stále více klade důraz na nové možnosti pohonných jednotek pro osobní automobilovou dopravu.

1.1 Způsoby uskladnění energie

Dalším problémem, který souvisí s pohonnými jednotkami je způsob skladování energie. Každé vozidlo si sebou musí vést určité množství energie, kterému potom odpovídá dojezd vozidla. V nynější době je stále velmi výhodné uskladňovat ji v podobě plyných, nebo kapalných uhlovodíků (Obrázek 1-1).



Obrázek 1-1: Měrné energie a výkony různých forem uskladnění energie

Problém se skladováním energie je jeden z důvodu, proč není v dnešní době možné snadno nahradit stávající automobily se spalovacím motorem automobily s elektromotorem. Ty by díky mnohem vyšší účinnosti mohly v budoucnu nahradit spalovací motory. Ale menší dojezd, ovlivněný menší měrnou energií akumulátorů a velká hmotnost akumulátorů brání masovému užívání elektromobilů. Kompromis mezi těmito dvěma druhy pohonných jednotek přináší vozidla s hybridním pohonem.

1.2 Principy hybridních pohonů

Hybridní pohon vychází ze společného použití spalovacího motoru a elektromotoru v jednom vozidle [4]. Toto spojení přináší výhodu použití paliva s vysokou měrnou energií a současně odstraňuje problém častého neefektivního využívání spalovacího motoru. Existují dvě základní varianty uspořádání hybridního pohonu:

paralelní - Spalovací motor je přes převodovku připojen na kola. Na stejnou hřídel jako spalovací motor je paralelně připojený motorgenerátor. Ten je spojený s akumulátorem pomocí měniče a dle potřeby se chová jako motor nebo jako generátor.

sériová - Spalovací motor pohání pouze generátor a ten vyrábí elektrickou energii. Kola jsou napojena na hnací motorgenerátor, který spotřebovává část vyrobené energie generátoru a v případě brzdění ji také generuje. Zbylá energie jde do akumulátoru a je využita při vyrovnávání výkonových špiček.

1.3 Lineární spalovací motor

Lineární spalovací motor¹ přesně vyhovuje filosofii sériového hybridního pohonu. Jeho úkolem v této koncepci by bylo převádět snadno uskladnitelnou chemickou energii ve formě plyných, nebo kapalných uhlovodíků na energii elektrickou. To znamená že nahradí klasický spalovací motor a generátor. Při použití LCE se odstraněním rotačního pohybu agregát zjednoduší. Zmenší se tření válce a pístu a zároveň se odstraní předepsaná trajektorie pístu. Odstraněním klikového mechanismu dojde k zmenšení a zjednodušení agregátu, což přispívá k delší životnosti soustrojí, nevýhodou je složitější řízení. A právě modelem takového LCE a řízením poměru vzduchu a paliva při chodu LCE se zabývá tato diplomová práce.

¹ Dále jen LCE (z anglického Linear combustion engine)

1.4 Cíle práce

Hlavním cílem této práce je validace modelu LCE. Model LCE je koncipován tak, aby simuloval chod prototypu LCE ve všech pracovních bodech. Model ovšem zahrnuje řadu zjednodušení, která znemožňují přesně simulovat všechny děje probíhající na prototypu. Model představuje prototyp za ideálního chodu, kdy nedochází k žádným problémům typickým pro dvoutaktní motory, jako je třeba vynechání zápalu. Z toho důvodu může pracovat model i bez vnějšího řízení pomocí LM. To u prototypu není možné. Proto není možno dosáhnout shody všech srovnávaných průběhů ve všech pracovních bodech. Model by měl tedy odpovídat prototypu alespoň na 90 % pracovních bodů s maximální odchylkou 10 %.

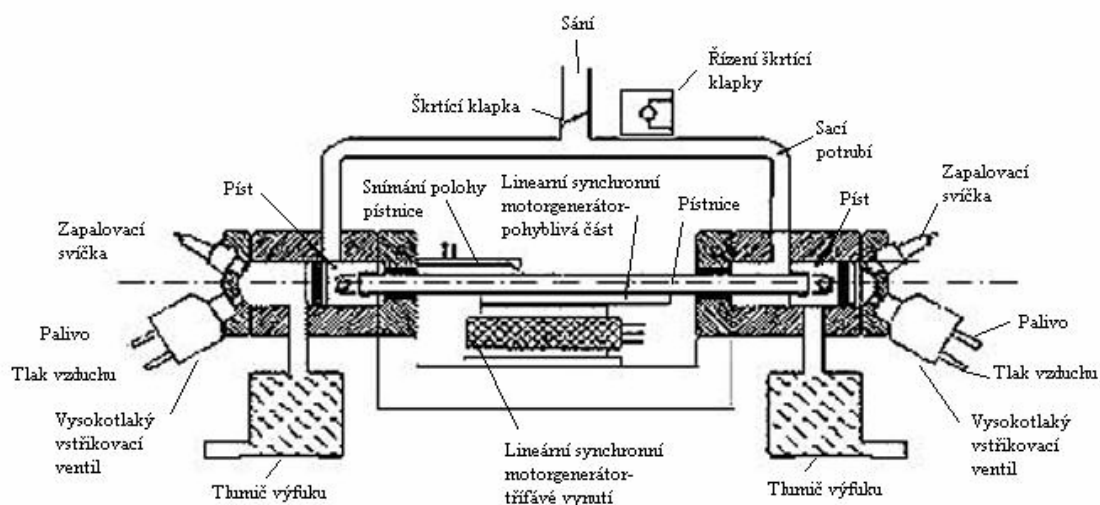
Návrh řídicího algoritmu pro řízení poměru vzduchu a paliva tvoří druhou část této práce. Kvůli nestandardnosti celého prototypu LCE vzhledem k vlastnostem, které mají vliv na množství vzduchu ve válci, je třeba prověřit možnosti tradičních metod lambda řízení pro tento motor. Cílem je navrhnout takové řízení, které bude schopné řídit hodnoty poměru vzduchu a paliva v jednotlivých pracovních bodech LCE.

2 Prototyp LCE

Prototyp LCE byl zkonstruován na katedře Řídicí techniky fakulty elektrotechnické ČVUT v Praze výzkumným týmem pod vedením doc.Vysokého. V této části stručně popíšu strukturu prototypu LCE a jeho jednotlivé části.

2.1 Struktura LCE

Obrázek 2-1 ukazuje, že podstatou LCE je spojení dvou protiběžných pístů pevnou pístní tyčí. Na této tyči je také umístěna pohyblivá část elektrického lineárního motorgenerátoru. Elektrický lineární motorgenerátor je zapojen do H-můstku. Válec spalovacího motoru a stator lineárního elektrického motorgenerátoru jsou připevněny na nosnou konstrukci celého soustrojí. Polohu pístnice snímá inkrementální magnetické čidlo polohy a optické kalibrační čidlo polohy. Sací potrubí je přivedeno přes řízenou škrtkící klapku a rozděluje se do jednotlivých válců. Výfukové potrubí je vyvedeno do společného tlumiče. V hlavě každého válce je zapalovací svíčka a zařízení přímého vstřikování.



Obrázek 2-1: Schéma LCE

Princip funkce LCE je následující. Když dojde na jedné straně k zapálení směsi, přesouvá se celá pohyblivá část motoru (rotor lineárního elektrického motorgenerátoru, pístní tyč a písty) k straně druhé, práci koná válec na té straně, kde došlo k výbuchu. V druhém válci dochází ke kompresi. Lineární elektrický motorgenerátor přitom pohyb brzdí, odebírá z pohyblivé části mechanickou energii a přeměňuje ji na elektrickou. Ve chvíli, kdy se pohyblivá část dostane do místa zápalu, dojde k zapálení směsi v druhém

válci. Nyní koná práci tento válec a v druhém dochází k výfuku a následné kompresi. Celý děj se neustále opakuje.

2.2 Hlavní části LCE

2.2.1 Spalovací motor

Spalovací motory použité na prototypu LCE jsou od italské firmy Aprillia. Tyto motory jsou dodávány do skútru typu Aprillia SR 50 Ditech. Jedná se o dvoudobé vzduchem chlazené jednoválce s přímým vstřikováním a objemem 50 ccm. Používají technologii vstřikování Ditech a díky ní patří k nejlepším ve své třídě. Technologie Ditech je založena na vstřikování do pomocné komory. Stlačený vzduch vyrábí kompresor, bez kterého motor nefunguje. Palivo je nejprve vstříknuto do komory. Vstříknutím je rozptýleno na drobné částičky o velikosti 8 mikronu a rovnoměrně se smísí se vzduchem. Za pomoci stlačeného vzduchu je poté palivo ve vhodný okamžik vstříknuto do spalovacího prostoru, který je vyplachován pouze čistým vzduchem, takže nedochází k úniku paliva. Tato technologie umožňuje dokonalejší spálení paliva a tím zvyšuje účinnost a eliminuje nežádoucí vlastnosti běžných dvoudobých motorů. Zároveň snižuje emise. Prostor pod pístem je řešen jako komora o přibližně stejném velkém objemu jako byl v originálním motoru. Tento objem byl dán velikostí klikového mechanismu.

2.2.2 Lineární elektromotor

Lineární elektromotor² je třífázový synchronního typu s rotorem z permanentních magnetů a plošným provedením. Výrobcem tohoto motoru je Brněnská firma VUES. Jedná se o typ L1SK075P-3208-JK, který je v motorickém režimu určen pro rychlosti do 2ms^{-1} . V generátorovém režimu může být používán i pro značně větší rychlosti. Motor se skládá ze tří dílů. Jedná se o primární a sekundární díl a dále chladič.

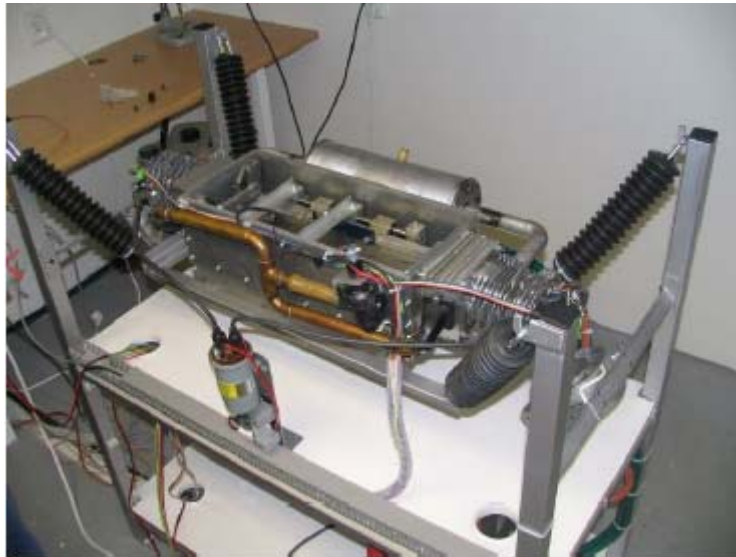
2.2.3 Můstek

LM je připojen do H můstku. Jako spínací prvky můstku jsou vzhledem k velikosti předpokládaného napětí (až 600V), použity moderní tranzistory vyrobené technologií IGBT sdružující v sobě výhody bipolárních tranzistorů i unipolárních tranzistorů MOS. Z vlastností bipolárních tranzistorů je to schopnost spínat vysoká napětí (až řádu tisíců voltů) a z vlastností tranzistorů MOS je to napěťový způsob řízení. H můstek umožňuje jak řízený režim motorický tak i režim generátoru.

² Dále jen LM (z anglického linear motor-generator)

2.3 Celkové provedení

Jak je vidět na obrázku 2-2, je celý LCE uchycen na tlumičích, které jsou zavěšeny na pevné konstrukci. Součástí této konstrukce jsou všechny přístrojové prvky používané při chodu motoru, jako je například kompresor přímého vstřikování, měřící čidla, nebo palivová nádrž. Řídicí jednotka je umístěna mimo tuto konstrukci a je s ní propojena.



Obrázek 2-2: Celkové provedení LCE

Celý systém je řízen průmyslovým počítačem s procesorem Motorola Power PC. Algoritmy řízení jsou tvořeny jako systémy v prostředí Matlab - Simulink. Matlab je vybaven rozhraním RTI (Real-Time Interface) verze 5.0 od firmy dSpace, jež umožňuje překlad simulinkového programu pro průmyslový počítač. K měření průběhů jednotlivých veličin slouží software Control desk developer opět od firmy dSpace.

3 Model LCE

Na počátku práce bylo nejprve potřeba seznámit se s modelem vytvořeným v Matlab-Simulink dle koncepce popsané v článku [1]. Mým úkolem v tomto okamžiku bylo osvojit si všechny aspekty tohoto modelu, testováním odhalit jeho případné nedostatky a uvést ho do stavu, kdy bude jeho chod odpovídat chodu prototypu s požadovanou přesností. Jednalo se většinou o pokusy na samotném modelu a hledání eventuálních nedostatků pomocí předpokladů na jednotlivé průběhy veličin. Dále jsem do modelu zahrnul část, která přesně simuluje sílu, kterou působí na pístní tyč LM, tato část byla převzata z [2].

3.1 Motivace tvorby modelu

V rámci projektu LCE bylo už vytvořeno několik modelů LCE, které ovšem sloužili hlavně k testování řízení polohy a rychlosti pístní tyče a proto jejich hlavním směrem zájmu byly silové přenosy z jednotlivých částí LCE. Tento nový model se oproti tomu podrobněji zabývá spalovací částí LCE, v tom směru, aby na něm bylo možno testovat řízení předstihu, poměru vzduchu a paliva a dalších algoritmů vedoucích k optimalizaci chodu LCE.

3.2 Teorie modelu

Model je navržen jako otevřený termodynamický systém a popisuje termodynamiku, tok tekutin, výměnu tepla a proces spalování. Předpokládá, že vlastnosti a složení plynu uvnitř otevřeného termodynamického systému jsou v daném čase ve všech místech této ohraničené oblasti stejné. Tyto vlastnosti a složení se mění díky přenosu tepla, přenosu práce a díky toku hmoty přes hranice dané oblasti. Tato teoretická část vychází z článku [1] a je zde uvedena, protože na předpoklady v ní stanovené navazuje další práce s modelem.

3.2.1 Otevřený termodynamický systém

Základními rovnicemi pro model LCE jsou rovnice pro zákon zachování hmoty a rovnice pro zákon zachování energie, s časem jako nezávislou proměnou. Velikost hmotnostního průtoku v otevřeném systému je dána součtem toků hmoty, které směřují do systému a ven ze systému

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j . \quad (3.1)$$

Tok hmoty do systému má v tomto součtu kladné znaménko a tok hmoty směřující z oblasti systému naopak znaménko záporné. Zákon zachování energie popisuje rovnice

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j h_j, \quad (3.2)$$

kde \dot{Q} je výměna tepla mezi okolím a systémem přes jeho hranice, \dot{W} je práce, kterou vykonává systém vůči okolí a zbylý člen rovnice představuje energii hmoty, která opouští systém a nebo je do něj přiváděna. Cílem je nadefinovat změnu stavů otevřeného systému pomocí změny teploty T a tlaku p . Pro tento účel, můžeme výměnu energie \dot{E} vyjádřit rovnicí

$$\dot{E} = \frac{d}{dt}(mu). \quad (3.3)$$

Pokud provedeme zjednodušení předpokladem ideálního plynu s měnícím se poměrem měrných tepelných kapacit, pak můžeme tento poměr vyjádřit jako lineární funkci T (pro teploty 300 až 4500 K)

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = k_0 + k_1 T, \quad (3.4)$$

kde c_p je izobarická měrná tepelná kapacita a c_v je izochorická měrná tepelná kapacita. Vztah mezi jednotlivými měrnými tepelnými kapacitami je

$$c_p = c_v + R, \quad (3.5)$$

kde R je plynová konstanta. Ze vzorců (3.4) a (3.5) dostaneme vztah pro c_v

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1}. \quad (3.6)$$

Specifickou vnitřní energii u z (3.3) můžeme vyjádřit rovnicí

$$u = c_v T. \quad (3.7)$$

Levoá strana vzorce (3.2) je přepsána na

$$\frac{d}{dt}(mu) = \dot{m}c_v T + m \left(c_v + T \frac{dc_v}{dT} \right) \dot{T}. \quad (3.8)$$

Pokud specifickou tepelnou kapacitu označíme jako

$$h = c_p T, \quad (3.9)$$

můžeme spojit vzorce (3.2) a (3.8). Pro \dot{T} potom platí

$$\dot{T} = \frac{c_p \sum_j \dot{m}_j T_j + \dot{Q} - \dot{W} - \dot{m}c_v T}{m \left(c_v + T \frac{dc_v}{dT} \right)}. \quad (3.10)$$

Okamžitý tlak lze potom podle zákona pro ideální plyn určit jako

$$p = \frac{Rm}{V} T. \quad (3.11)$$

3.2.2 Proudění přes omezenou plochu

Proudění přes omezenou plochu závisí na podílu tlaků mezi vstupem a výstupem omezené plochy. Kdykoliv jsou tlaky rozdílné, bude tímto otvorem proudit plyn v závislosti na jeho vlastnostech, na velikosti rozdílu tlaků a také na omezení plochy otvoru. Tento děj lze popsat pomocí rovnice

$$\dot{m} = \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} A_{eff} \Psi(PR), \quad (3.12)$$

kde p_1 a T_1 a jsou tlak a teplota na vstupu, tedy v místě, ze kterého plyn proudí. Rychlostní koeficient $\Psi(PR)$, je funkcí poměru tlaků

$$PR = \frac{p_2}{p_1}. \quad (3.13)$$

Rychlostní koeficient je definován dvěma různými vztahy v závislosti na rychlosti proudícího plynu:

$$\Psi(PR) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(PR^{\frac{2}{\gamma}} - PR^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \quad (3.14)$$

$$\Psi(PR) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right)}. \quad (3.15)$$

V případě podzvukové rychlosti plynů je platná rovnice (3.14). V opačném případě, kdy rychlost proudícího plynu přesáhne rychlost zvuku je platná rovnice (3.15). Hranicí mezi těmito dvěma oblastmi je kritický poměr tlaků

$$PR_{critic} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (3.16)$$

Z rovnic (3.14) a (3.15) je zřejmé, že když tlak p_l klesá, tak velikost toku v oblasti nadzvukového poměru tlaků není touto změnou tak ovlivněna, jako velikost toku pod kritickou hodnotou. Jakmile se dosáhne kritické hodnoty poměru tlaků při poklesu p_l v nadzvukové oblasti, je tato změna tlaků následována vlnovým jev. Tento jev se popisuje jako náhlá vlna, během které se tok náhle změní z nadzvukového na podzvukový. Při kritickém poměru tlaků dosahuje rychlost toku hmoty maxima, protože při nadzvukovém běhu se sice zvyšuje rychlost průtoku, ale současně dochází k prudkému poklesu hustoty a hodnota toku klesá.

Efektivní plocha A_{eff} z rovnice (3.12), je reálná plocha, přes kterou látka proudí a určuje se dle rovnice

$$A_{eff}(\alpha) = A(\alpha)C_d(\alpha). \quad (3.17)$$

V případě škrťací klapky je efektivní plocha závislá na úhlu otevření klapky. Jak je vidět v rovnici (3.17), tato závislost se dělí ještě na závislost na vlastní ploše škrťací klapky a na koeficientu propustnosti $C_d(\alpha)$, který je definován jako poměr aktuálního toku a toku ideálního plynu za stejných podmínek a se stejnou entropií.

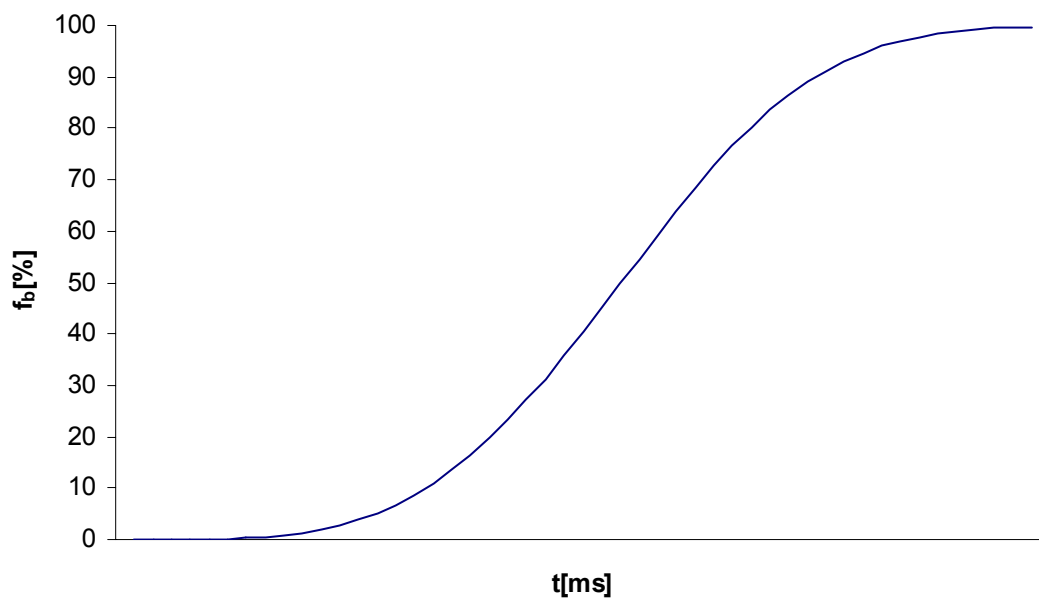
3.2.3 Uvolňování tepla při spalování

Použitý model spalování má dva zjednodušující předpoklady. Prvním je ten, že palivo, vzduch a zbytkové plyny tvoří ve všech místech rovnoměrně rozloženou směs. Druhým předpokladem je, že obsah spalovací komory během spalování můžeme analyzovat jako dvě různé zóny – zóna ve které směs již hoří a zóna ve které ke spalování zatím

nedochází. Vyhořelé procento paliva oproti času má bezrozměrný průběh, takový jako je na obrázku 3-1. Tento průběh se dá vyjádřit pomocí Wiebeho funkce [5]

$$f_b = 1 - \exp\left[-a_w \left(\frac{t - t_{ign}}{\Delta t}\right)^{m_w + 1}\right], \quad (3.18)$$

kde t_{ign} je čas zápalu a Δt je délka spalování od $f_{b,ign} = 5\%$ do $f_{b,end} = 95\%$. Parametry m_w a a_w jsou nastavitelné parametry, které určují tvar křivky.



Obrázek 3-1: Průběh Wiebeho funkce hoření

Konečný vztah k vyjádření uvolňování tepla při spalování je potom

$$\dot{Q}_{heat} = m_f C_{heat} \frac{df_b}{dt}, \quad (3.19)$$

kde m_f je množství paliva ve válci při zážehu. C_{heat} je palivová konstanta, která reprezentuje množství tepla na jednotku hmotnosti a df_b/dt je diferenciální forma Wiebeho funkce

$$\frac{df_b}{dt} = a_w (m_w + 1) \Delta t \left(\frac{t - t_{ign}}{\Delta t}\right)^{m_w} \exp\left[-a_w \left(\frac{t - t_{ign}}{\Delta t}\right)^{m_w + 1}\right]. \quad (3.20)$$

3.2.4 Výměna tepla

V modelu LCE uvažujeme jako hlavní způsob přenosu tepla konvekci. Přenos tepla konvekci je přenos tekutinou v pohybu a mezi tekutinou a pevným povrchem při relativním pohybu. Když je pohyb způsoben jinou silou než gravitační, používá se termín nucená konvekce. Teplo je přenášeno nucenou konvekci také z tekutin, které protékají potrubím.

Při stálém toku a nucené konvekci je přenos tepla do pevné stěny o teplotě T_w (teplota stěny) z tekoucí látky o teplotě T dán Newtonovým teplotním zákonem

$$\dot{Q} = \alpha_{fc} (T - T_w) A, \quad (3.21)$$

kde A je plocha, přes kterou dochází k nuceným přestupům tepla a α_{fc} je empirický koeficient, zvaný koeficient přenosu tepla. Tento koeficient je funkcí parametrů, které ovlivňují proudění tekutiny v blízkosti stěny

$$\alpha_{fc} = \frac{Nu \lambda_t}{d}. \quad (3.22)$$

Parametr d je charakteristická délka systému (např. vnitřní délka potrubí), λ_v je tepelná vodivost závislá na teplotě a Nu je Nusseltovo číslo. Nusseltovo číslo je implicitní vyjádření koeficientu přenosu tepla a převádí strukturu empirické rovnice do explicitního výrazu. Pro neizotermické turbulentní proudění můžeme Nusseltovo číslo vyjádřit jako

$$Nu = 0.023 \varepsilon_v Pr^{0.4} Re^{0.8}, \quad (3.23)$$

kde ε_v je neizotermický koeficient obsahující vliv teploty

$$\varepsilon_v = 1.27 - 0.27 \frac{T_w}{T}. \quad (3.24)$$

Parametr Pr je Prandtlovo číslo a zahrnuje v sobě přepravní prvky kapaliny. Spalinám ze spalované směsi odpovídá rovnice pro Pr

$$Pr = 0.05 + 4.2(\gamma - 1) - 6.7(\gamma - 1)^2. \quad (3.25)$$

Další parametr z (3.23) je Reynoldsovo číslo Re , které je definováno rovnicí

$$\text{Re} = \frac{s_v d}{\nu}, \quad (3.26)$$

kde s_v je rychlost tekutiny a ν je kinematická viskozita tekutiny, která je závislá na teplotě. Konečný vzorec pro koeficient přenosu tepla nucenou konvekcí vychází ze vzorců (3.22) a (3.26)

$$\alpha_{fc} = 0.023 \varepsilon_t \frac{\text{Pr}^{0.4} s_v^{0.8} \lambda_v}{d^{0.2} \nu^{0.8}}. \quad (3.27)$$

Co se týče přenosu tepla nucenou konvekcí ve válci během indukce, komprese, expanze, a procesu výfuku, je zde použit také vzorec (3.21). Ovšem pro výpočet koeficientu přenosu tepla ve válci se používá Eichelbergova formule

$$\alpha_{fc} = 7.8 \cdot 10^{-3} s_{pist}^{1/3} p_{cyl}^{1/2} T_{cyl}^{-1/2}, \quad (3.28)$$

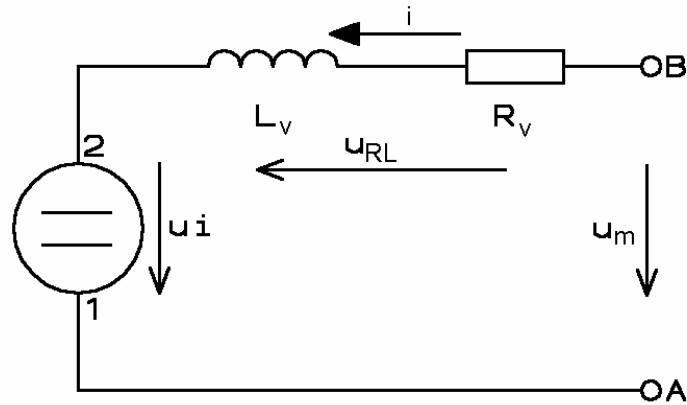
kde s_{pist} je průměrná rychlost pístu, p_{cyl} a T_{cyl} jsou tlak a teplota válce. Dalším způsobem přenosu tepla je kondukcce – vedení. Kondukcí se teplo přenáší molekulovým pohybem, přes hlavu válce, stěny válce a rozvodné potrubí. Teplotní přenos kondukcí je v celém LCE považován za ideální. Model bere v úvahu pouze výměnu tepla do pevných částí motoru. To je popsáno v rovnici

$$dQ = mc_p dT, \quad (3.29)$$

kde m je hmotnost pevné části motoru a c_p je specifická tepelná kapacita. Přenos tepla z pevné části LCE do okolí není v modelu uvažován. Z toho důvodu, že teplota pevné části motoru stejně roste jen vlivem (3.29). Nicméně je v modelu nastavena maximální hodnota pevných částí motoru. Při překročení maximální teploty je přenos tepla z pevné části do okolí ustálen na rovnovážném bodě s teplem jdoucím nucenou konvekcí z plynu do pevné části.

3.2.5 Elektromagnetický popis

Lineární motorgenerátor umožňuje obousměrný přenos energie mezi spalovacím motorem a akumulátory energie. V prototypu LCE je použit 3-fázový elektrický motorgenerátor (2.2.2). Náhradní elektrický obvod pro jednu jeho fázi je na obrázku 3-2.



Obrázek 3-2: Elektrické schéma jedné fáze motorgenerátoru

Rezistor R_v je odpor vinutí, cívka L_v je indukčnost vinutí, u_m je napětí dodávané zvenčí a u_i je indukované napětí. Indukované napětí dostaneme ze vztahu

$$u_i = K_v v, \quad (3.30)$$

kde K_v je napěťová konstanta motorgenerátoru (je dána konstrukcí a představuje závislost amplitudy indukovaného napětí na rychlosti motoru) a v je rychlost pístní tyče motoru. Aktuální hodnota jednotlivých indukovaných napětí je dána polohou rotoru a proto je napětí na jednotlivých fázích

$$\begin{aligned} u_1 &= K_v v \sin(\varphi) \\ u_2 &= K_v v \sin\left(\varphi + \frac{2}{3}\pi\right) \\ u_3 &= K_v v \sin\left(\varphi + \frac{4}{3}\pi\right). \end{aligned} \quad (3.31)$$

Abychom se dostali k silovým účinkům indukovaného napětí musíme nejprve určit proud protékající vinutím. Z náhradního zapojení lze určit rovnice pro výpočet proudu

$$u_{RL} = u_m - u_i = i R_v + L_v \frac{di}{dt}, \quad (3.32)$$

úpravou dostaneme

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L_v} (u_m - u_i - i R_v). \quad (3.33)$$

Výsledná síla vyvolaná účinky proudu, který protéká vinutím je závislá právě na aktuálním proudu, na aktuální pozici (dané fázovým úhlem) a také na proudové konstantě K_a

$$F_b = \sum_{n=1}^3 \left(i_n \cdot \sin \left[\varphi + (n-1) \frac{2}{3} \right] \right) \cdot K_a . \quad (3.34)$$

Ještě zbývá uvést vzorec pro převod aktuální pozice na aktuální fázový posun

$$\varphi = \frac{2\pi}{D_0} x + \varphi_{R0} , \quad (3.35)$$

kde D_0 je délka jednoho magnetu (vzdálenost od okraje kladného pólu k okraji záporného pólu) a φ_{R0} je počáteční fázový posun. Více o elektromagnetickém popisu LM se lze dozvědět v [2] a [3]. Z této práce vychází všechny teoretické předpoklady k modelu LM.

3.2.6 Dynamika

Je zřejmé, že výsledná síla je součtem všech sil působících na pohyblivou část LCE. V našem modelu uvažujeme tři druhy síly. Síla, kterou je celý motor poháněn, vzniká při spalování paliva a vypočítá se dle

$$F_{L,R} = A_p p_{cyl_{L,R}} , \quad (3.36)$$

kde A_p je plocha na kterou působí tlak p_{cyl} . Indexy L a R označují levý a pravý válec. Druhým druhem síly je ta, kterou působí motorgenerátor (3.34) proti pohybu LCE (v režimu generátoru). Na pohyblivou část dále působí třecí síla. Dalším důležitým vzorcem pro mechanickou část modelu je převod síly na rychlost

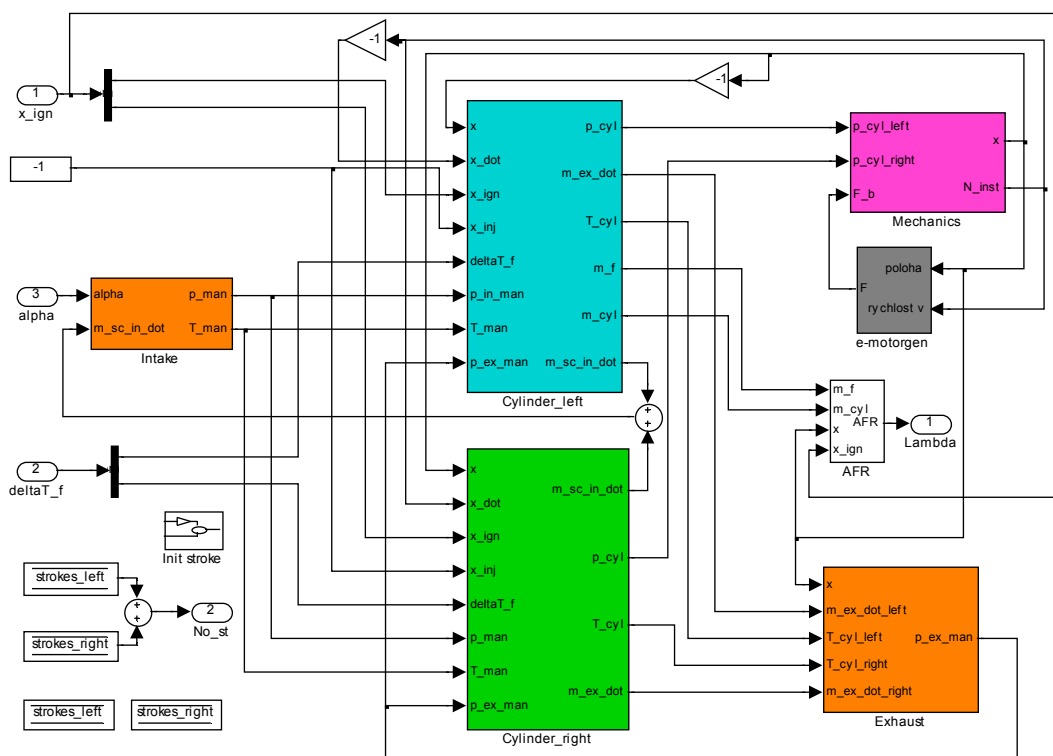
$$v(t) = \frac{1}{m_p} \int F(t) dt , \quad (3.37)$$

kde m_p je hmotnost pohyblivé části LCE. Následuje ještě přepočet rychlosti na polohu

$$x(t) = \int v(t) dt . \quad (3.38)$$

3.3 Implementace modelu lineárního spalovacího motoru

Tato kapitola se zabývá matematickým a fyzikálním popisem všech částí z nichž se model lineárního spalovacího motoru skládá. Model je realizován v prostředí Matlab/Simulink. Jednotlivé jeho části jsou koncipovány tak, aby co nejvěrněji kopírovaly funkční prvky LCE (Obrázek 3-3).



Obrázek 3-3: Model lineárního spalovacího motoru

Popis modelu začíná od bloku sacího potrubí (*Intake*), kde se pomocí velikosti vstupního parametru α určuje tlak uvnitř tohoto potrubí, které vede k oběma válcům (*Cylinder_left* a *Cylinder_right*), ve kterých jsou řešeny děje v nich probíhající. Dalšími bloky jsou blok modelující procesy ve výfukovém potrubí (*Exhaust*), blok dynamiky LCE (*Mechanics*), blok simulující elektrický motorgenerátor (*e-motorgen*) a blok pro určení poměru vzduchu a paliva³ (*AFR*).

Čtyři vstupy modelu jsou totožné s nastavitelnými parametry reálného prototypu (Tabulka 3-1). První tři vstupní parametry se vztahují k palivu. Představují množství paliva, dané délkou doby přípravy paliva, pozici vstříknutí paliva a pozici zapálení paliva.

³ Dále jen AFR (z anglického Air fuel ratio)

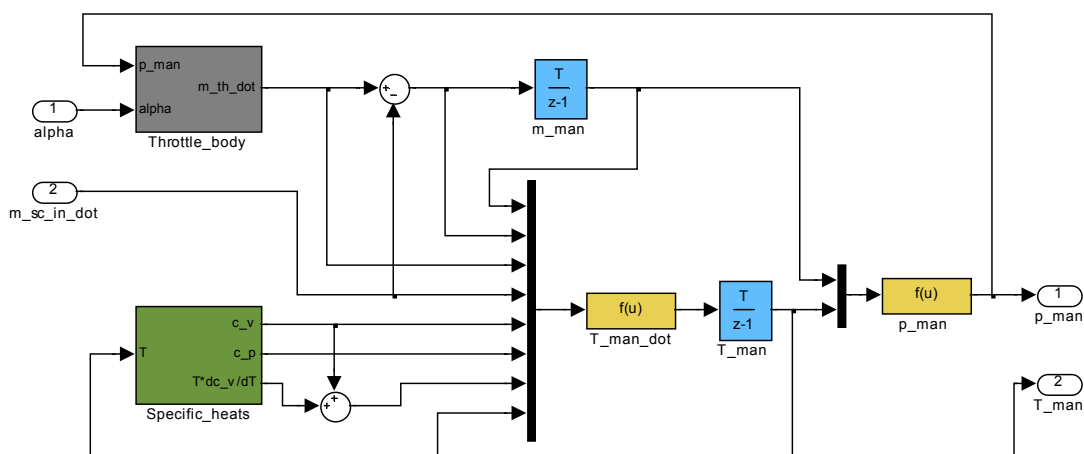
Konstanta	Popis	Jednotka
deltaT_f	Doba přípravy palivy	[ms]
x_inj	Pozice vstříknutí paliva	[mm]
x_ign	Pozice zápalu paliva	[mm]
alpha	Úhel otevření klapky sacího potrubí	[°]

Tabulka 3-1: Vstupní veličiny modelu

Výstupy si můžeme určit libovolně ze všech modelovaných veličin. Pro lambda řízení bude potřeba snímat hlavně poměr množství vzduchu a paliva ve válci.

3.3.1 Sací potrubí

Tento blok simuluje tlak a teplotu v sacím potrubí (Obrázek 3-4). Má dva vstupy. Jedním vstupem je tok vzduchu do vyplachovacích komor obou válců \dot{m}_{sc_in} a druhým je úhel otevření škrťící klapky sacího potrubí α .



Obrázek 3-4: Model sacího potrubí

Model sacího potrubí je řešen jako otevřený termodynamický systém. Přírůstek množství vzduchu je dán rovnicí pro zákon zachování hmoty

$$\dot{m}_{man} = \dot{m}_{th} - \sum_n \dot{m}_{sc_in_n} \quad (3.39)$$

kde \dot{m}_{th} je proud vzduchu, který se do sacího potrubí dostane přes škrťící klapku (*Throttle_body*) a n je číslo válce. V rámci tohoto bloku platí rovnice

$$\sum_n \dot{m}_{sc_in_n} = \dot{m}_{sc_in} \quad (3.40)$$

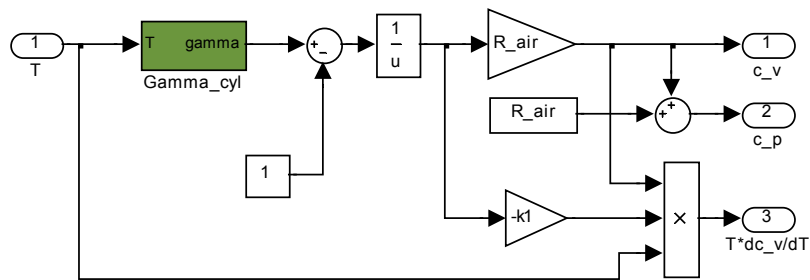
Objem sacího potrubí je konstantní. Přenos tepla přes povrch sacího potrubí není řešen, protože se hodnota teploty vzduchu v sacím potrubí blíží hodnotě teploty okolního vzduchu a rozdíl je zanedbán. Proto platí

$$\dot{E} = \sum_j \dot{m}_j h_j = \dot{m}_{th} h_a - \sum_n \dot{m}_{sc_in_n} h_{man_n} \quad (3.41)$$

Z rovnic (3.3) - (3.9) a (3.41) můžeme odvodit rovnici pro výpočet změny teploty uvnitř sacího potrubí

$$\dot{T}_{man} = \frac{c_p \left(\dot{m}_{th} T_a - T_{man} \sum_n \dot{m}_{sc_n} \right) - c_v \dot{m}_{man} T_{man}}{m_{man} \left(c_v + T_{man} \frac{dc_v}{dT} \right)}, \quad (3.42)$$

kde c_p a c_v jsou specifická tepla popsána dle rovnic (3.4) - (3.6) jako funkce teploty vzduchu uvnitř sacího potrubí (blok *Specific_heats*, Obrázek 3-5), T_a je okolní teplota, T_{man} je teplota vzduchu v sacím potrubí a m_{man} je množství vzduchu v sacím potrubí.



Obrázek 3-5: Blok specifických tepel

Tlak v sacím potrubí se vypočítá z rovnice

$$p_{man} = \frac{R_{air} m_{man}}{V_{man}} T_{man}, \quad (3.43)$$

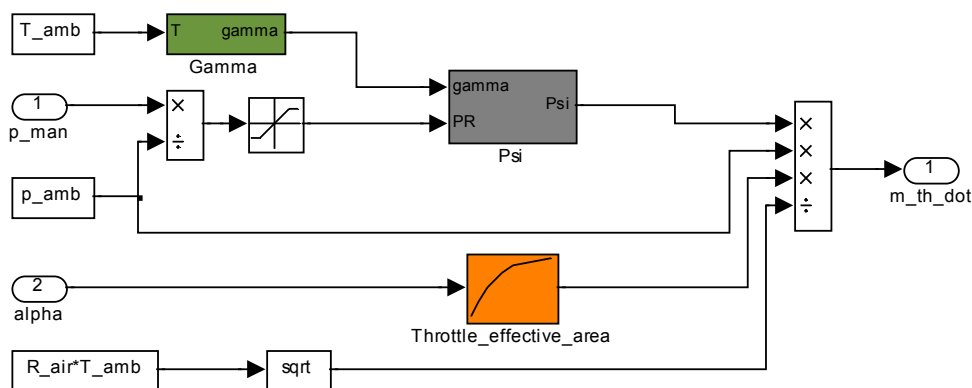
kde R_{air} je plynová konstanta vzduchu a V_{man} je objem sacího potrubí.

3.3.1.1 Škrtící klapka

Průtok vzduchu škrtící klapkou \dot{m}_{th} je ovlivňován hlavně tlakem v sacím potrubí a pozicí škrtící klapky. Tok vzduchu je dán modifikací rovnice (3.12) pro škrtící klapku

$$\dot{m}_{th} = \frac{P_a}{\sqrt{R_{air} T_a}} A_{eff}(\alpha) \Psi(PR_{th}), \quad (3.44)$$

kde p_a a T_a jsou okolní tlak a okolní teplota. Efektivní plocha otevření A_{eff} škrtící klapky je závislá na úhlu jejího otevření $alpha$ a to závislostmi přes dvě vlastnosti. Přes velikost škrtící oblasti a přes koeficient propustnosti (3.17). Ve skutečnosti je tato závislost modelována pouze jedním prvkem a to závislostí efektivní plochy na úhlu otevření škrtící klapky (Obrázek 3-6).



Obrázek 3-6: Model škrtící klapky

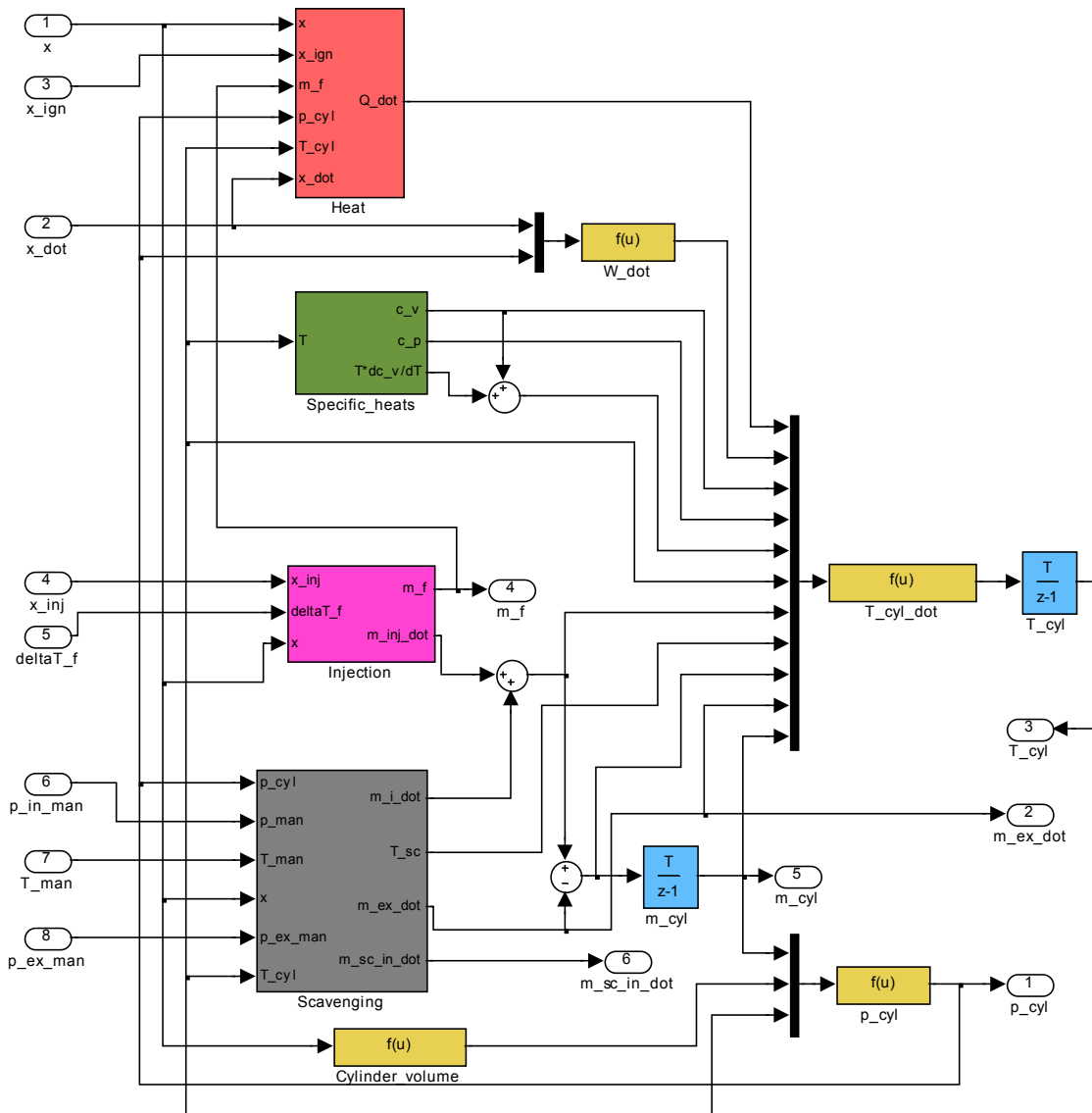
Koeficient rychlosti průtoku vzduchu $\Psi(PR_{th})$ je funkcí poměru tlaku v sacím potrubí a okolního tlaku

$$PR_{th} = \frac{P_{man}}{P_a}. \quad (3.45)$$

Pokud je poměr tlaků větší než kritický poměr, pak je koeficient rychlosti průtoku vzduchu počítán podle (3.15). Koeficient rychlosti průtoku pro ostatní poměry tlaků je vzduchu určen dle (3.14). Kritický poměr tlaků je dán (3.16). Tyto rovnice jsou řešeny v bloku Psi . Blok $Gamma$ je pouze realizací rovnice (3.4).

3.3.2 Válců motoru

Zde je detailně popsána činnost obou válců, levého i pravého. Díky možnosti použití opačného znaménka pro polohu pístu mohou být oba válce modelovány totožně. Tento blok (Obrázek 3-7) simuluje průběhy teplot a tlaků ve válci během celého spalovacího cyklu, kdy výfukové plyny odchází do výfukového potrubí a do válce se dostává vzduch z vyplachovací komory pod válcem a ten je dále smíchán s palivem.



Obrázek 3-7: Model válce

Model válců LCE je poměrně složitá součást celé simulace, proto se skládá z několika jednodušších pomocných bloků. Blok *Injection* modeluje vstřikování paliva (3.3.2.1), blok *Scavenging* modeluje vyplachování (3.3.2.2) a blok *Heat* modeluje vývoj tepla ve válci (3.3.2.3). Blok *Specific_heats* byl popsán již dříve (3.3.1).

Celkový model válce je vytvořen jako otevřený termodynamický model. Zákon zachování hmoty v tomto případě je

$$\dot{m}_{cyl} = \dot{m}_i + \dot{m}_{inj} - \dot{m}_{ex}, \quad (3.46)$$

kde m_{cyl} je množství směsi ve válci, \dot{m}_i je tok vzduchu do válce, \dot{m}_{inj} je tok paliva vstříknutého do válce a \dot{m}_{ex} je tok plynů, které odchází do výfukového potrubí. Určení vstupního a výstupního toku je popsáno v sekci 3.3.2.2. Tato část modelu vychází ze zákona zachování energie

$$\dot{E} = (\dot{m}_i + \dot{m}_{inj})h_i - \dot{m}_{ex}h_{ex} + \dot{Q} - \dot{W}. \quad (3.47)$$

Výměna tepla skládající se z uvolňování a přenosu tepla \dot{Q} bude popsána níže. Práce která je vykonávána ve válci vůči okolí se vypočítá podle rovnice

$$\dot{W} = A_p (p_{cyl} - p_a) \dot{x}, \quad (3.48)$$

kde A_p je plocha pístu, p_{cyl} je tlak směsi ve válci, p_a je okolní tlak a \dot{x} je rychlost motoru, která je simulována v bloku mechanické části (3.3.5).

Tlak směsi se vypočítá ze zákona ideálního plynu

$$p_{cyl} = \frac{R_{air} m_{cyl}}{V_{cyl}} T_{cyl}, \quad (3.49)$$

kde R_{air} je plynová konstanta směsi, T_{cyl} je teplota směsi ve válci a V_{cyl} je objem válce, který se počítá jako funkce polohy pístu x podle rovnice

$$V_{cyl} = S_p \left(\frac{S}{2} - x \right) + V_{cyl_min}. \quad (3.50)$$

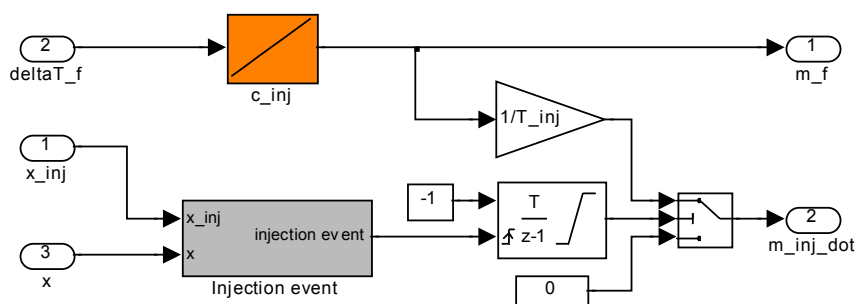
Parametr S v rovnici (3.50) je zdvih válce a V_{cyl_min} je minimální objem válce ve chvíli, tedy objem odpovídající krajní poloze pístu. Změna teploty směsi ve válci je odvozena z rovnic (3.3), (3.9) a (3.47) a počítá se dle

$$\dot{T}_{cyl} = \frac{c_p \left\{ (\dot{m}_i + \dot{m}_{inj}) T_{sc} - \dot{m}_{ex} T_{cyl} \right\} + \dot{Q} - \dot{W} - c_v \dot{m}_{cyl} T_{cyl}}{m_{cyl} \left(c_v + T_{cyl} \frac{dc_v}{dT_{cyl}} \right)}, \quad (3.51)$$

kde c_p a c_v jsou specifická tepla popsána dle rovnic (3.4) - (3.6) jako funkce teploty vzduchu uvnitř válce (blok *Specific_heats*, Obrázek 3-5).

3.3.2.1 Vstřikování paliva

Uvnitř prototypu LCE je použit vzduchový systém přímého vstřikování od firmy Orbital Engine Company. Pracuje se dvěma rozdílnými tlaky uvnitř vstřikovacího zařízení: vnitřní tlak paliva a vnější tlak vzduchu. Množství vstříknutého paliva do spalovací komory je odvozeno od délky trvání otevření elektronicky ovládaného palivového ventilu a od rozdílu mezi vnitřním tlakem paliva a tlakem vzduchu. Hodnota tlaku vzduchu je určena externím vzduchovým kompresorem. Regulace tlaku paliva se zajišťuje pomocí pasivního ventilu, který udržuje zpětný tok paliva dokud vnitřní tlak paliva je nižší než mechanicky nastavená mez. Tak rychle jako se zvyšuje tlak paliva nad mez, pasivní ventil odvádí palivo zpět do palivové nádrže. Tím se provádí vyrovnání tlaku paliva.



Obrázek 3-8: Model vstřikování

Proces vstřikování začíná otevřením palivového elektronického ventilu pro přesně definovaný čas přípravy požadovaného množství paliva v komoře předběžného namíchání. Dalším krokem je samotné vstříknutí. To se provede otevřením elektronicky kontrolovaného vzduchového ventilu. Díky tomuto principu, je proces vstřikování pouze minimálně ovlivňován tvorbou palivového filmu a proto může být celá dynamika paliva zanedbána.

Obrázek 3-8 znázorňuje model vstřikovacího systému. Tok paliva do válce během vstřikování je dán

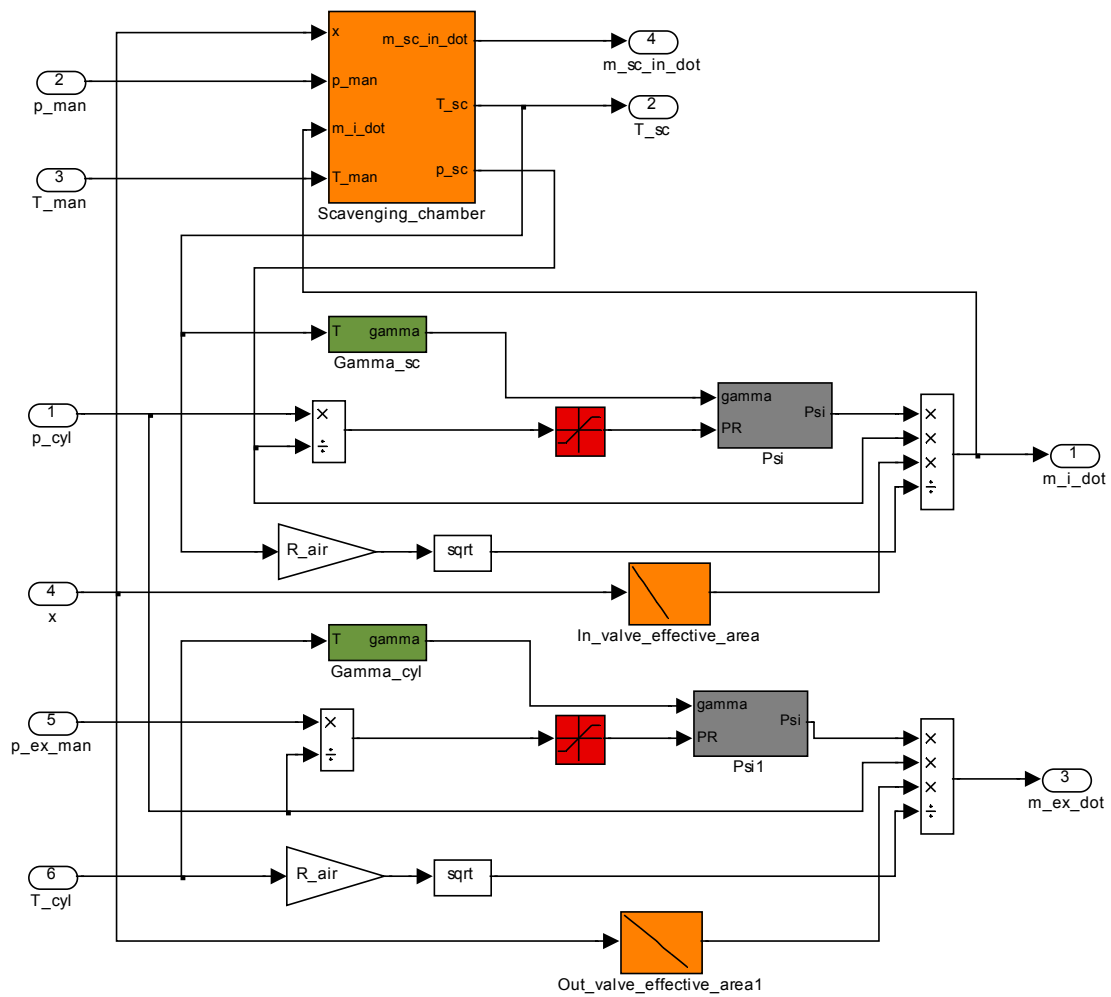
$$\begin{aligned} \dot{m}_{inj} &= \frac{m_f}{\Delta T_{inj}} && \text{pro } t_{inj} \leq t < t_{inj} + \Delta T_{inj} \\ \dot{m}_{inj} &= 0 && \text{pro ostatní } t, \end{aligned} \quad (3.52)$$

kde ΔT_{inj} je doba po kterou se připravená směs vstříkují do válce. Tato doba je konstantní pro všechny množství paliva, protože množství vstříkované směsi je také konstantní. Množství paliva ve vstříkované směsi je dáno délkou trvání přípravy (blok C_{inj}). Začátek vstříkování je určen polohou, ve které k němu má dojít. K rozpoznání správné polohy slouží blok *Injection event*. Od chvíle kdy se píst dostane do polohy, ve které má začít vstříkování odpočítá integrátor dobu, po níž k procesu vstříkování dochází ΔT_{inj} .

3.3.2.2 Vyplachování

U dvoutaktních motorů znamená každý zdvih pístu uvolňování energie z paliva. Čerstvá náplň musí být dodávána do válce motoru dostatečně vysokým tlakem, aby nahradila již vyhořelou směs z předchozího cyklu. Kompresi vstupujícího vzduchu se jednoduše dosahuje samotným motorem, protože vzduch přicházející do válce nejde rovnou ze sacího potrubí, ale je nejprve nasát do prostoru pod válcem (vyplachovací komora), kde je stlačován během expanzního procesu příslušného válce a nakonec, když se otevře vstupní vyplachovací kanál při odpovídající pozici pístu, proudí tento stlačený vzduch do válce. Proces čištění válce od vyhořelého paliva a jeho plnění čerstvým vzduchem se nazývá vyplachování.

Prototyp LCE používá cross-scavenging systém, který zahrnuje použití výfukového vyplachovacího a vstupního vyplachovacího portu ve stěně válce, které se otevírají dle pozice pístu. Princip je následující. Když píst otevře výfukový vyplachovací port začnou se odstraňovat spaliny. To jakým způsobem (nadvukový nebo podzvukový tok) proudí spaliny do výfukového potrubí je dáno poměrem tlaků ve válci a ve výfukovém potrubí. Tok spalin pokračuje směrem k výfukovému vyplachovacímu portu. Tlak ve válci mezitím klesne pod hodnotu tlaku ve vyplachovací komoře a také se otevře vstupní vyplachovací port, vzduch začne proudit do válce a tím začne proces vyplachování. Tento tok vzduchu pokračuje tak dlouho dokud je vstupní vyplachovací port otevřen a dokud tlak ve vyplachovací komoře je vyšší než tlak ve válci. Část čerstvého vzduchu se smíchá se spalinami a odchází společně s nimi do výfuku. Tok vyplachovacími porty je ovlivňován mnoha parametry, které se týkají převážně geometrie jednotlivých portů. Obě konfigurace odporu toku vstupního vyplachovacího portu a výfukového vyplachovacího portu stejně tak jako detaily toků válcem jsou velmi důležité.



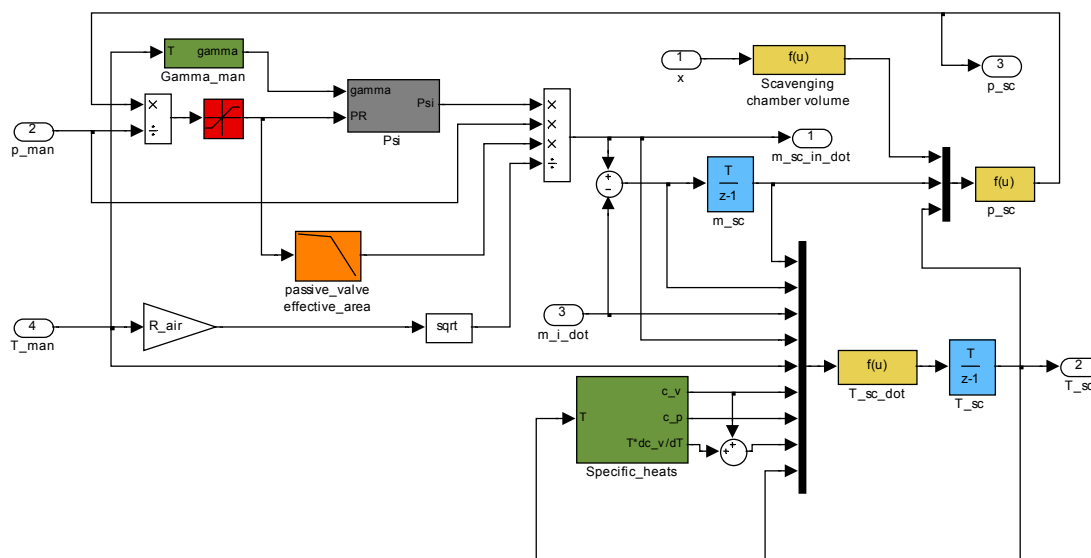
Obrázek 3-9: Model vyplachování válce

Koeficient propustnosti portů se měří jako funkce velikosti otevření portu, poměru tlaků a geometrie portu. Porty vyplachování u našeho prototypu LCE mají obdélníkový tvar, což dovoluje zanedbání geometrii portu. Proto je tok hmoty přes vyplachovací porty počítán pouze jako závislost na velikosti otevření portu a poměru tlaků na jednotlivých stranách portů. Ze srovnání obrázků 3-6 a 3-9 je zřejmé, že pro výpočet toku hmoty přes vyplachovací porty jsou použity stejná simulační schémata a stejné rovnice jako pro škrťací klapku (3.3.1.1). Poměry tlaků pro vstup a výstup válce se určí dle rovnic

$$PR_{cyl_in} = \frac{P_{cyl}}{P_{sc}} \quad (3.53)$$

$$PR_{cyl_out} = \frac{p_{ex_man}}{p_{cyl}}, \quad (3.54)$$

kde p_{cyl} je tlak ve válci, p_{sc} je tlak ve vyplachovací komoře a p_{ex_man} je tlak ve výfukovém potrubí.



Obrázek 3-10: Model vyplachovací komory

S odpovídajícím koeficientem rychlosti je tok masy vzduchu do válce a z válce vyjádřen rovnicemi

$$\dot{m}_i = \frac{p_{sc}}{\sqrt{R_{air} T_{sc}}} A_{in}(x) \Psi(PR_{cyl_in}) \quad (3.55)$$

$$\dot{m}_{ex} = \frac{p_{cyl}}{\sqrt{R_{ex} T_{cyl}}} A_{out}(x) \Psi(PR_{cyl_out}). \quad (3.56)$$

Funkce A_{in} a A_{out} jsou okamžité plochy vstupního vyplachovacího portu a výfukového vyplachovacího portu závislé na poloze pístní tyče (bloky *In_valve_effective_area* a *Out_valve_effective_area*).

Teplota a tlak vzduchu uvnitř vyplachovací komory jsou simulovány v bloku *Scavenging_chamber* (Obrázek 3-10). Průtok vzduchu ze sacího potrubí do vyplachovací komory se spočítá podle rovnice

$$\dot{m}_{sc_in} = \frac{P_{man}}{\sqrt{R_{air} T_{man}}} A_{sc} (PR_{sc}) \Psi(PR_{sc}), \quad (3.57)$$

kde poměr tlaků PR_{sc} je

$$PR_{sc} = \frac{P_{sc}}{P_{man}}. \quad (3.58)$$

Sací potrubí je od vyplachovací komory odděleno pasivním ventilem, který je závislý na poměru tlaků z rovnice (3.58). Proto je použita jednodimenzionální převodní charakteristika jejímž vstupem je poměr tlaků PR_{sc} a výstupem je efektivní plocha. Tlak ve vyplachovací komoře se určí ze zákona ideálního plynu

$$P_{sc} = \frac{R_{air} m_{sc}}{V_{sc}} T_{sc}. \quad (3.59)$$

Teplota T_{sc} odpovídá teplotě vzduchu ve vyplachovací komoře a V_{sc} je okamžitý objem vyplachovací komory. Tento objem se počítá jako funkce polohy pístu

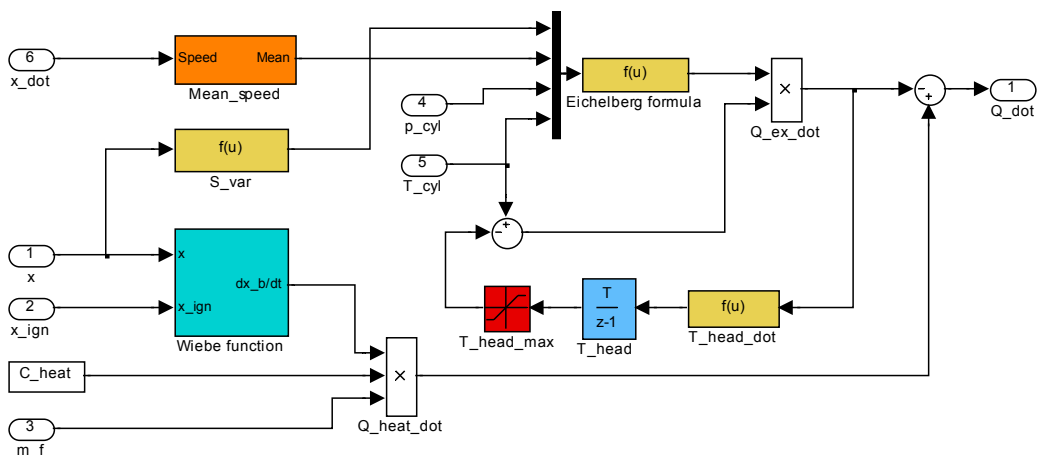
$$V_{sc} = V_{sc_TDC} - A_p \left(\frac{S}{2} - x \right), \quad (3.60)$$

kde V_{sc_TDC} je objem vyplachovací komory v okamžiku, kdy se píst nachází v maximální pozici. Derivace teploty vzduchu ve vyplachovací komoře se vypočítá dle rovnice

$$\dot{T}_{sc} = \frac{c_p (\dot{m}_{sc_in} T_{man} - \dot{m}_i T_{sc}) - c_v \dot{m}_{sc} T_{sc}}{m_{sc} \left(c_v + T_{sc} \frac{dc_v}{dT_{sc}} \right)}. \quad (3.61)$$

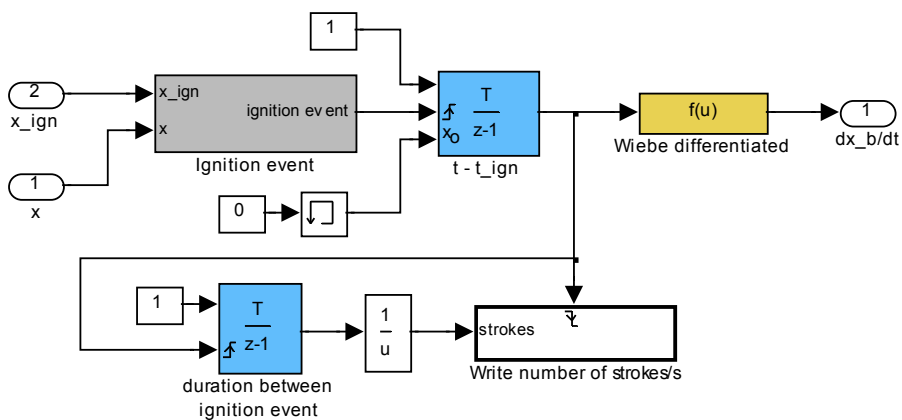
3.3.2.3 Vývoj tepla ve válci

Blok Heat zahrnuje uvolňování a přenos tepla ve válci (Obrázek 3-11). Uvolňování tepla odpovídá vzorec (3.19). Množství paliva se určuje v bloku *Injection* (3.3.2.1) a C_{heat} je konstanta, určující energii obsaženou v daném palivu. Další součást, diferenciální forma Wiebeho funkce, je realizována v bloku *Wiebe function*. Ta se počítá dle vzorce (3.20).



Obrázek 3-11: Model všech dějů týkajících se teploty ve válci

Jak je vidět na obrázku 3-12, čas spalování realizuje časový integrátor, který je resetován signálem z bloku *Ignition event*. Zápal nastane v chvíli, kdy se píst pohybuje správným směrem a okamžitá pozice pístu se shoduje s pozicí zápalu. Z indikace polohy zápalu se řeší také počet zdvihů za vteřinu. Určuje se z převrácené hodnoty časového intervalu mezi jednotlivými zápalu.



Obrázek 3-12: Model Wiebeho funkce s určením počtu zdvihů za vteřinu

Výměna tepla ve válci je popsána rovnicemi (3.21) a (3.28) z nichž plyne

$$\dot{Q}_{ex} = 7.8 \cdot 10^{-3} s_{pist}^{1/3} p_{cyl}^{1/2} T_{cyl}^{1/2} (T_{cyl} - T_{head}) A_{cyl} \cdot \quad (3.62)$$

Průměrná rychlost s_{pist} , se určí jako průměr rychlosti pístu v aktuálním cyklu (blok *mean_speed*). Plocha válce A_{cyl} je funkcí polohy pístu

$$A_{cyl} = 2\pi B \left(\frac{S}{2} - x \right) + A_{cyl_TDC}, \quad (3.63)$$

kde B je vnitřní průměr (vrtání), S je zdvih válce a A_{cyl_TDC} je vnitřní plocha ve válci při maximální pozici. Díky přenosu tepla prouděním spálených plynů se teplota hlavy válce zvyšuje, což je také příčinou růstu přenosu tepla z pevné části válce do okolí. Modelování tohoto děje je provedeno nastavením maximální teploty hlavy válce. Ve chvíli kdy její teplota dosáhne maximální hodnoty, uvažujeme rovnovážný stav mezi oběma přenosy tepla. Vztah pro výpočet změny teploty hlavy válce vychází z rovnice (3.29)

$$\dot{T}_{head} = \frac{\dot{Q}_{ex}}{m_{head} c_{head}}, \quad (3.64)$$

kde m_{head} je hmotnost a c_{head} je specifické teplo pevné části válce. Změna teploty pevné části válce je přímo úměrná přenosu tepla z hořícího paliva.

3.3.3 Výfukové potrubí

V bloku *Exhaust* (Obrázek 3-13) se simuluje teplota a tlak uvnitř výfukového potrubí. Tento model vychází ze stejných předpokladů jako model sacího potrubí. Zákon zachování hmoty odpovídá pro výfukové potrubí rovnicí

$$\dot{m}_{ex_man} = \sum_n \dot{m}_{exn} - \dot{m}_{ex_out}, \quad (3.65)$$

kde n je číslo válce a \dot{m}_{exn} je tok hmoty spalin z jednotlivých válců do výfukového potrubí. Objem výfukového potrubí je konstantní, proto je práce kterou působí výfukové potrubí na okolí nulová. Zákon zachování energie vypadá pro výfukové potrubí takto

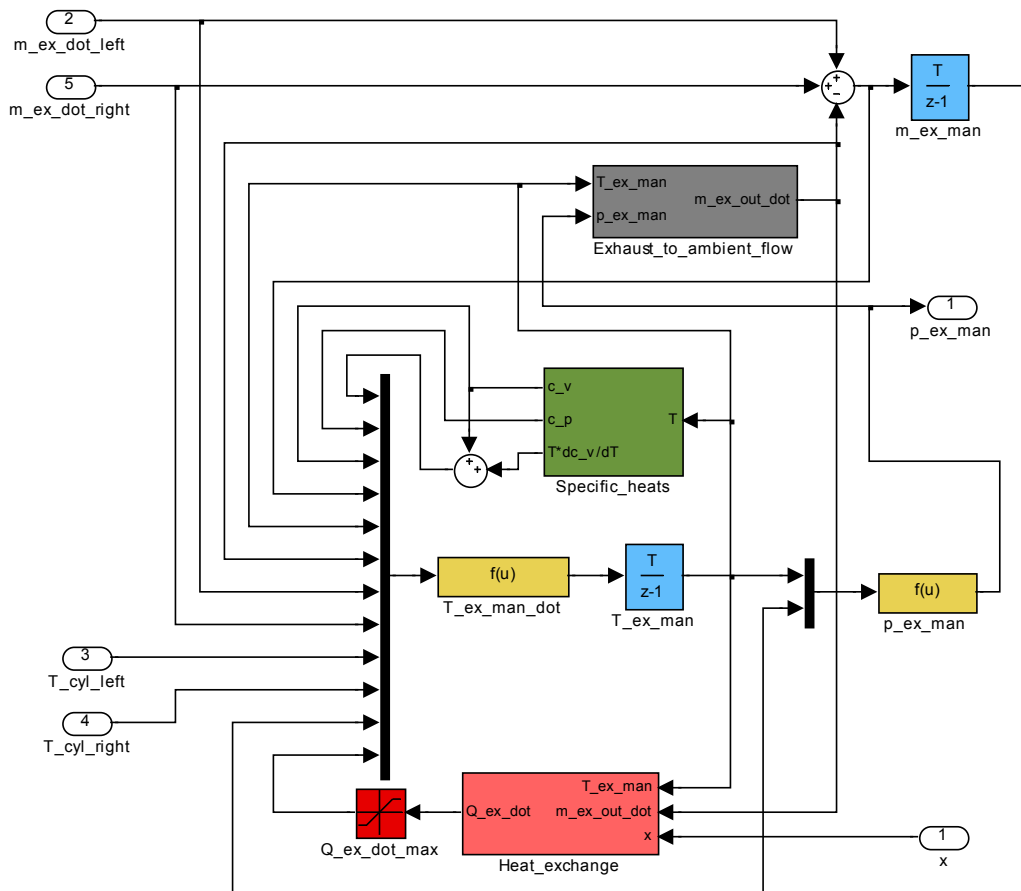
$$\dot{E} = \sum_j \dot{m}_j h_j + \dot{Q} = \sum_n \dot{m}_{exn} h_{cyl_n} - \dot{m}_{ex_out} h_{ex} - \dot{Q}_{heat_ex}. \quad (3.66)$$

Přenos tepla z výfukových plynů do stěny výfukového potrubí \dot{Q}_{heat_ex} (blok *Heat_exchange*) je detailně popsán dále. \dot{m}_{ex_out} je výstupní množství spalin a určuje se v bloku *Exhaust_to_ambient_flow*.

Z rovnic (3.3), (3.9) a (3.66) můžeme určit derivaci teploty spalin ve výfukovém potrubí

$$\dot{T}_{ex_man} = \frac{c_p \left(\sum_n \dot{m}_{ex_n} T_{cyl_n} - \dot{m}_{ex_out} T_{ex_man} \right) - \dot{Q}_{heat_ex} - c_v \dot{m}_{ex_man} T_{ex_man}}{m_{ex_man} \left(c_v + T_{ex_man} \frac{dc_v}{dT_{ex_man}} \right)}, \quad (3.67)$$

kde c_p a c_v jsou specifická tepla popsaná dle rovnic (3.4) - (3.6) jako funkce teploty spalin ve výfukovém potrubí (blok *Specific_heats*, Obrázek 3-5) a m_{ex_man} je hmotnost plynů uvnitř výfukového potrubí.



Obrázek 3-13: Model výfukového potrubí

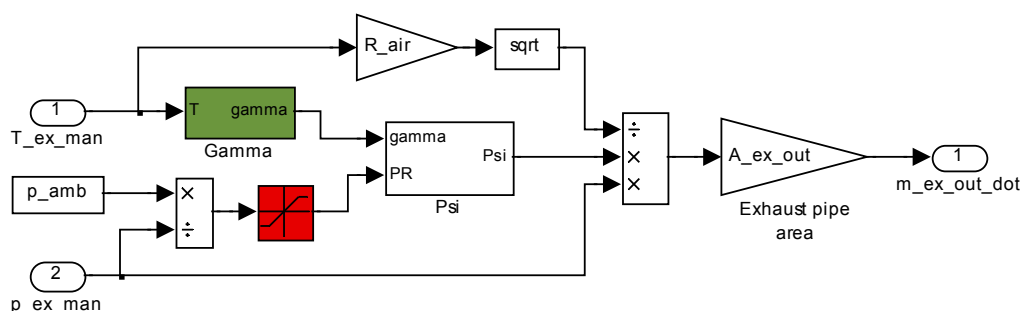
Tlak ve výfukovém potrubí se určí podle rovnice

$$p_{ex_man} = \frac{R_{exh} m_{ex_man}}{V_{ex_man}} T_{ex_man}, \quad (3.68)$$

kde R_{exh} je plynová konstanta spalin a V_{ex_man} je objem výfukového potrubí.

3.3.3.1 Výstupní množství spalin

Množství výfukových plynů, které proudí z výfukového potrubí do okolí \dot{m}_{ex_out} (Obrázek 3-14) je hlavně ovlivňováno tlakem plynů uvnitř výfukového potrubí. Protože plocha výstupu z výfukového potrubí se nemění, může být efektivní plocha ze vzorce (3.12) jednoduše nahrazena plochou výstupu výfukového potrubí A_{ex_out} .



Obrázek 3-14: Model výstupního toku z výfukového potrubí

Tok vzduchu pro výfukové potrubí se určí dle modifikace rovnice (3.12)

$$\dot{m}_{ex_out} = \frac{p_{ex_man} A_{ex_out}}{\sqrt{R_{exh} T_{ex_man}}} \Psi(PR_{ex_out}). \quad (3.69)$$

Rychlostní koeficient $\Psi(PR_{ex_out})$ je funkcí poměru tlaků PR_{ex_out} , který se určí dle

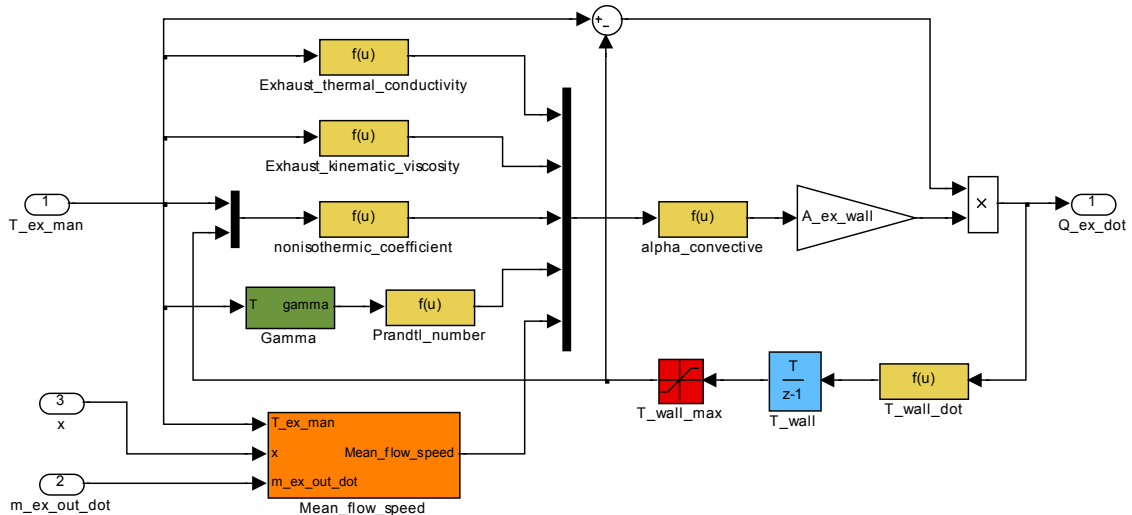
$$PR_{ex_out} = \frac{p_a}{p_{ex_man}}, \quad (3.70)$$

kde p_a je okolní tlak. Předpokládáme pouze podzvukový tok výstupním otvorem výfukového potrubí. Proto je rychlostní koeficient počítán dle vzorce (3.14). Blok *Gamma* je pouze realizací rovnice (3.4).

3.3.3.2 Výměna tepla

Zde se uvažuje přenos tepla z proudícího plynu do pevné části výfukového potrubí a zjednodušený přenos tepla z pevné části do okolí (Obrázek 3-15). Proud tepla je nejprve přenášen z proudícího plynu v potrubí do pevné části potrubí pomocí nucené konvekce.

Kvůli přenosu tepla prouděním se teplota stěn potrubí zvyšuje, což má za příčinu růst přenosu tepla z pevné části do okolí.



Obrázek 3-15: Model výměny tepla ve výfukovém potrubí

Přenos tepla z pevné části potrubí do okolí je realizován nastavením maximální teploty stěny výfuku. Když teplota stěny výfuku dosáhne maximální hodnoty dostává se systém do rovnovážného stavu a přenos tepla mezi zmiňovanými částmi je stejný.

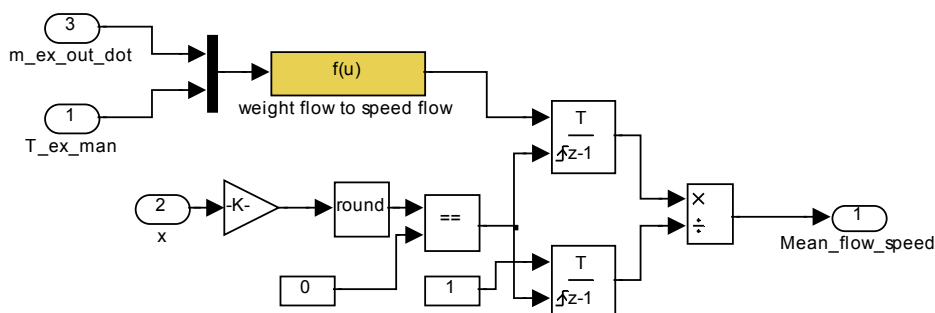
Přenos tepla nucenou konvekcí je vyjádřen rovnicí (3.21). Z určení koeficientu přenosu tepla pro nucenou konvekcí (3.27) můžeme odvodit přenos tepla z proudících plynů ve výfukovém potrubí do stěny

$$\dot{Q}_{heat_ex} = 0.023 \varepsilon_{v_ex} \frac{Pr_{ex}^{0.4} s_{v_ex}^{0.8} \lambda_{v_ex}}{d_{ex}^{0.2} v_{ex}^{0.8}} (T_{ex_man} - T_{ex_wall}) A_{ex_wall} \quad (3.71)$$

kde ε_{v_ex} je neisotermický koeficient, Pr_{ex} je Prandtlovo číslo, λ_{v_ex} je tepelná vodivost, v_{ex} je kinematická viskozita, s_{v_ex} je průměrná rychlost proudícího toku, d_{ex} je vnitřní průměr výfukového potrubí a A_{ex_wall} je plocha stěny výfukového potrubí na které dochází k výměně tepla. Jak je vidět z obrázku 3-15, tepelná vodivost a kinematická viskozita jsou funkcemi teploty výfukových plynů. Neisotermický koeficient a Prandtlovo číslo se určí dle vzorců (3.24) a (3.25) a jsou také funkcí teploty spalin. Průměrná rychlost proudu spalin výfukovým potrubím se určuje v bloku *Mean_flow_speed* (Obrázek 3-16) pomocí vzorce

$$s_{v_ex} = \frac{\dot{m}_{ex_out}}{\rho_{ex} A_{ex_out}} \quad (3.72)$$

Parametr ρ_{ex} je hustota spalín ve výfukovém potrubí, která je závislá na teplotě.



Obrázek 3-16: Určení průměrné rychlosti toku z výfukového potrubí

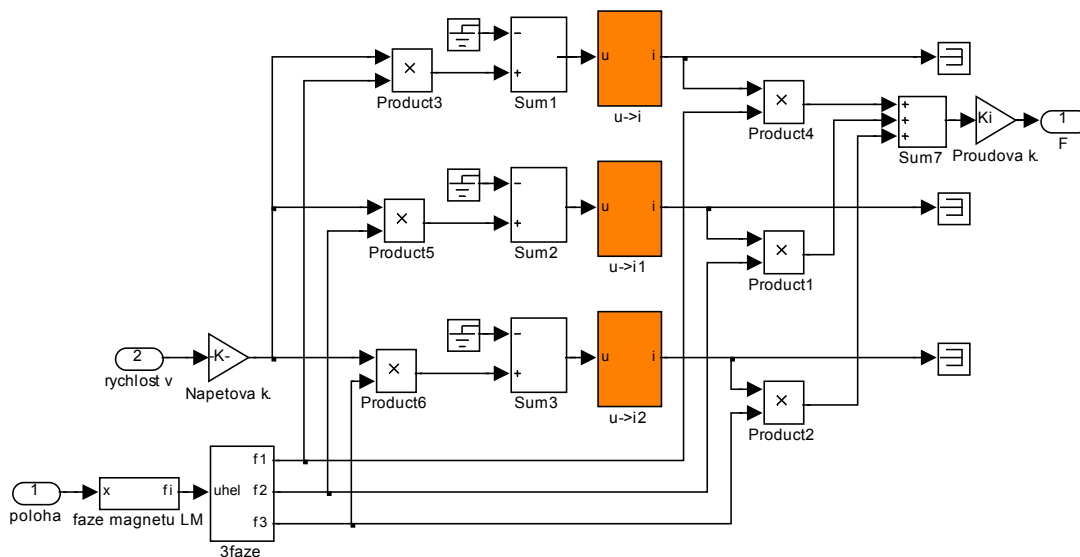
Změna teploty na stěně výfukového potrubí se určí inverzní funkcí k rovnici (3.29)

$$\dot{T}_{ex_wall} = \frac{\dot{Q}_{heat_ex}}{m_{exhaust} \cdot c_{ex_man}}, \quad (3.73)$$

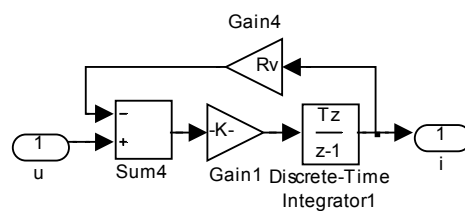
kde $m_{exhaust}$ je hmotnost a c_{ex_man} je specifické teplo pevné části výfukového potrubí. Změna teploty je přímo úměrná přenosu tepla nucenou konvencí s omezením maximální hodnoty teploty stěny výfukového potrubí.

3.3.4 Model lineárního elektrického motorgenerátoru

Tento model (Obrázek 3-17) byl převzat z [2] a [3]. Vstupem modelu jsou rychlost a poloha pístní tyče. Pomocí rovnic (3.35) a (3.31) se určí napětí generované pohybem pístní tyče spolu s rotorem LM. Toto napětí je následně pomocí bloku $u \rightarrow i$ převedeno na proud (Obrázek 3-18). V bloku $u \rightarrow i$ je realizována rovnice (3.32). Tyto převody jsou realizovány samozřejmě pro všechny tři fáze LM. V tomto bloku jsou zahrnuty také prvky pro ovládání celého soustrojí LCE napětím zvenčí pomocí LM. Tyto části nejsou zapojeny a nemají vliv na chod modelu, ale počítá se s jejich využitím v budoucnosti při testování řídicích a optimalizačních algoritmů. Jsou to vlastně prvky, které určují vliv zvenčí dodávaného napětí na chod celého LM.



Obrázek 3-17: Model lineárního elektrického motorgenerátoru



Obrázek 3-18: Převod napětí na proud

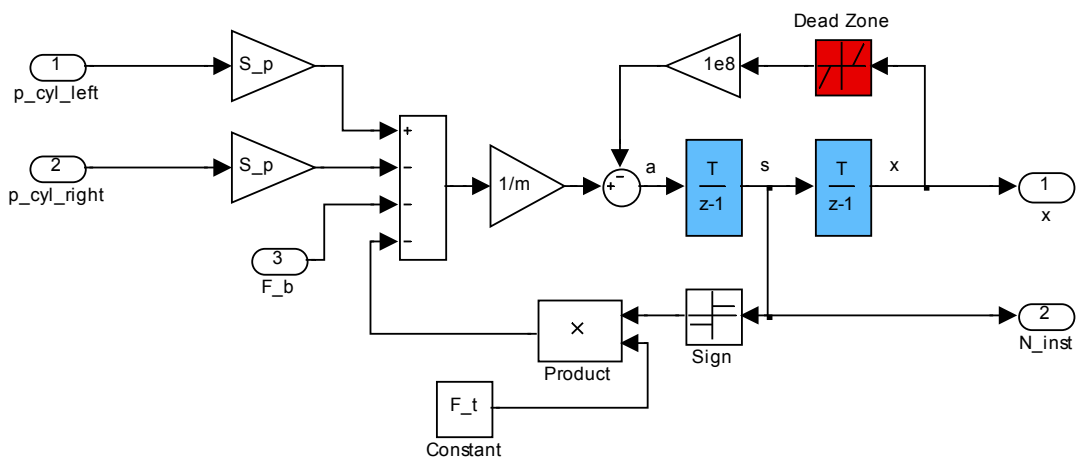
Pomocí rovnice (3.34) se vypočítá síla kterou působí elektrický motorgenerátor na celé soustrojí. Tato síla je také jedinou výstupní proměnou tohoto bloku.

3.3.5 Mechanická část

Blok *Mechanics* popisuje silové působení na pístovou tyč, která spojuje oba válce (Obrázek 3-19). Tento blok má tři vstupy: tlak v pravém válci, tlak levém válci a brzdící sílu z motorgenerátoru. Stavové proměnné tohoto bloku, rychlost motoru a poloha pístu jsou současně i výstupní proměnné. Výsledná síla se vypočítá dle

$$F = F_L - F_R - (F_b + F_f), \quad (3.74)$$

kde F_f je třecí síla, F_b je brzdící síla z motorgenerátoru a F_L spolu s F_R jsou síly kterými působí jednotlivé válce a určí se dle rovnice (3.36).



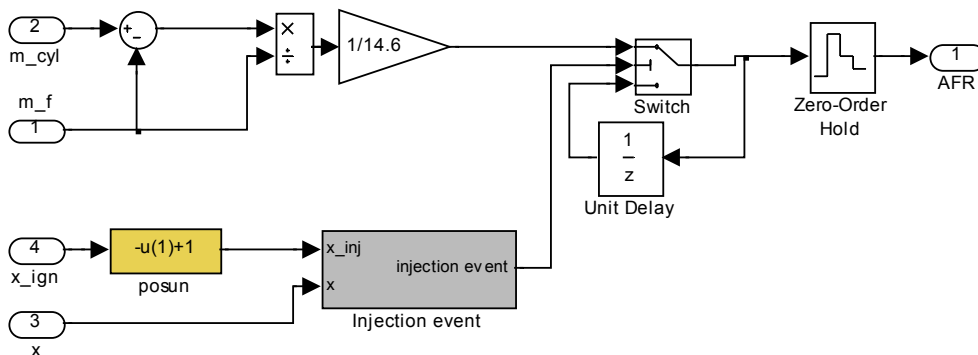
Obrázek 3-19: Model mechanické části

Rychlost a poloha se počítají dle rovnic (3.37) a (3.38). Hodnota třecí síly je uvažována konstantní a směr jejího působení se mění v závislosti na směru pohybu motoru. Omezení *Dead Zone* představuje mechanickou mez polohy pístu, která je dána maximálním zdvihem pístů.

3.3.6 Výpočet AFR

Výpočet AFR (Obrázek 3-20) provádím pouze z dat pro jeden válec. Pro výpočet AFR se používají hmotnosti m_{cyl} , což je hmotnost směsi ve válci a m_f , což je hmotnost paliva ve válci a rovnice pro jeho určení je

$$AFR = \frac{m_{cyl} - m_f}{14,6 \cdot m_f} \quad (3.75)$$



Obrázek 3-20: Výpočet AFR

Hodnota 14,6 je stechiometrická hodnota AFR, kterou je normalizován určený poměr vzduchu a paliva. Více informací o této normalizaci se nachází v sekci 5.1. Dalšími vstupními proměnnými jsou aktuální poloha a poloha zápalu. Pomocí těchto proměnných se určuje okamžik, kdy se počítá AFR (blok *Injection_event*). Tento způsob určení AFR funguje za předpokladu dokonalého vyplachování. To znamená, že vyhořelá směs je úplně nahrazená směsí čerstvou. Pro zjednodušení se zde zanedbává množství vzduchu, které je do válce vstříknuto společně s palivem pomocí systému přímého vstříkávání.

4 Validace modelu LCE

Jedním z hlavních úkolů této diplomové práce je validace modelu LCE s prototypem LCE. Aby bylo možné porovnávat model s prototypem, bylo nutné se o prototypu dozvědět co nejvíce technických informací, které mohly být přeneseny do modelu. Kromě technických parametrů prototypu LCE bylo nutné na něm určit průběhy důležitých fyzikálních veličin.

4.1 Měření na prototypu LCE

Jak už je uvedeno v sekci 2.3, k měření veličin se používá program Control desk developer. Jedná se o verzi 2.5. Tento program se umí připojit k programu běžícímu na průmyslovém počítači a monitorovat stavy jednotlivých kanálů. Po spuštění programu Control desk je třeba načíst soubor proměnných (variable file), který vzniká při překladu simulinkového schématu regulátoru a je jakýmsi seznamem všech výstupu veškerých prvků. Control desk načte tento seznam a uživatel si pak může vybrat libovolný výstup jakéhokoliv prvku a ten měřit a zaznamenávat. Naměřené průběhy lze uložit do souboru jako proměnnou programu Matlab *.mat. V Matlabu pak lze naměřené průběhy dále zpracovat. Měření jsem prováděl s frekvencí 5 kHz.

Co se samotného měření týče, bylo nejdříve nutné si rozmyslet průběh měření dle požadavků na validaci, ke které bylo potřeba mít co nejvíce naměřených dat ve velkém rozsahu všech pracovních nastavení motoru. Měření byla prováděna hlavně za chodu, kdy je motor poháněn spalováním paliva a pouze pro několik hodnot vstupních veličin byly změřeny průběhy tlaků i v chodu, kdy je celé soustrojí poháněno pouze pomocí LM. Tyto průběhy byly užitečné při určení parametrů Wiebeho funkce (4.2.4.1). Jednotlivá měření se lišila podle nastavení dvou vstupních veličin, úhlu otevření klapky a doby trvání vstřikování paliva. Úhel otevření škrtkové klapky sacího vedení byl nastavován pro hodnoty 90 °, 50 °, 38 °, 24 °, 14 °, 10 °. Množství paliva potom v takovém rozmezí, kdy byl prototyp ještě schopen pracovat, což je na intervalu $t \in (3,6) \text{ ms}$ pro dobu přípravy paliva.

Podstatnou veličinou v jednotlivých částech LCE je tlak. Proto byl měřen v sacím potrubí, ve vyplachovací komoře a také ve spalovacím prostoru válce. Při měření byla k dispozici tři čidla pro tlak a jedno čidlo pro měření polohy. Všechna čidla jsou propojena s počítačem.

4.1.1 Tlak ve válci

Tlak ve válci byl měřen čidlem od firmy AVL, jehož typové označení je GU21D. Dokumentaci k čidlu lze nalézt na příloženém CD-ROM. Tlak je tímto čidlem měřen v rozsahu 0 - 25 MPa, s chybou linearit ± 0.3 . Maximální pracovní teplota je 673 K.

4.1.2 Tlak v sacím potrubí

Pro měření tlaku v sacím potrubí bylo použito čidlo od firmy Motorola MPX4115, které měří tlak v rozmezí 15 - 115 *kPa*. Dokumentaci k čidlu lze opět nalézt na přiloženém CD-ROM.

4.1.3 Tlak ve vyplachovací komoře

Tlak ve vyplachovací komoře byl měřen pomocí čidla OMEGA - PX105-025G5V. Dokumentaci k čidlu lze nalézt na přiloženém CD-ROM. Jedná se čidlo relativního tlaku. Hodnota absolutního tlaku se určí součtem naměřené hodnoty s hodnotou tlaku atmosférického. Čidlo měří v rozsahu -5 až 25 *Psig*, což je 66 – 260 *kPa* absolutního tlaku.

4.1.4 Poloha

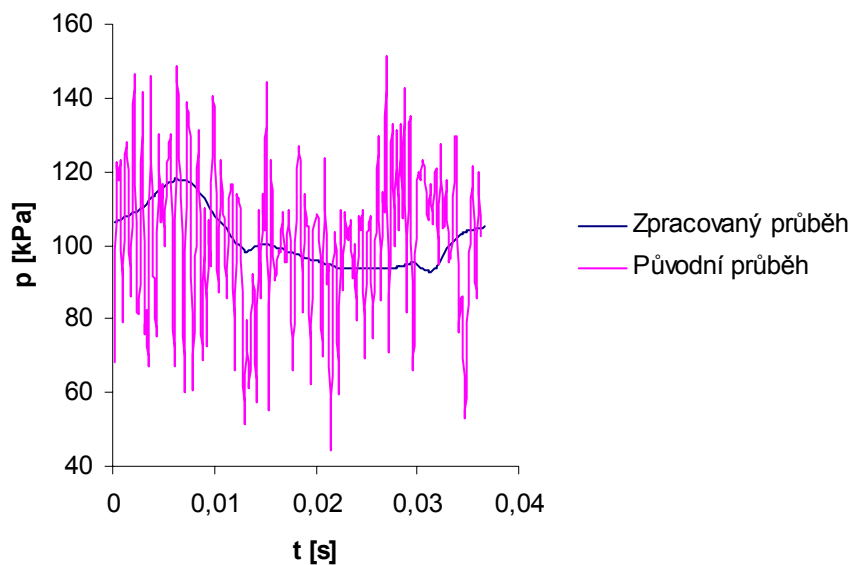
Při měření polohy se používá magnetické čidlo polohy a optické kalibrační čidlo. Poloha je ve skutečnosti měřena magnetickým čidlem polohy, které je inkrementální a optické čidlo slouží pouze k jeho kalibraci při rozběhu motoru. Magnetické čidlo vyrábí kolínská firma Elgo Electric, jedná se o typ LMIX. Skládá se z magnetické pásky, přilepené na rotoru a snímače, který je ukotven na klec motoru. LMIX mění průběh magnetického pole pásku na signál charakteristický pro inkrementální snímače. Frekvence výstupního signálu je přímo úměrná rychlosti posuvu. Rozlišitelnost a opakovatelnost je 0,1 *mm*. Dokumentaci k čidlu lze nalézt na přiloženém CD-ROM.

4.1.5 Zpracování naměřených dat

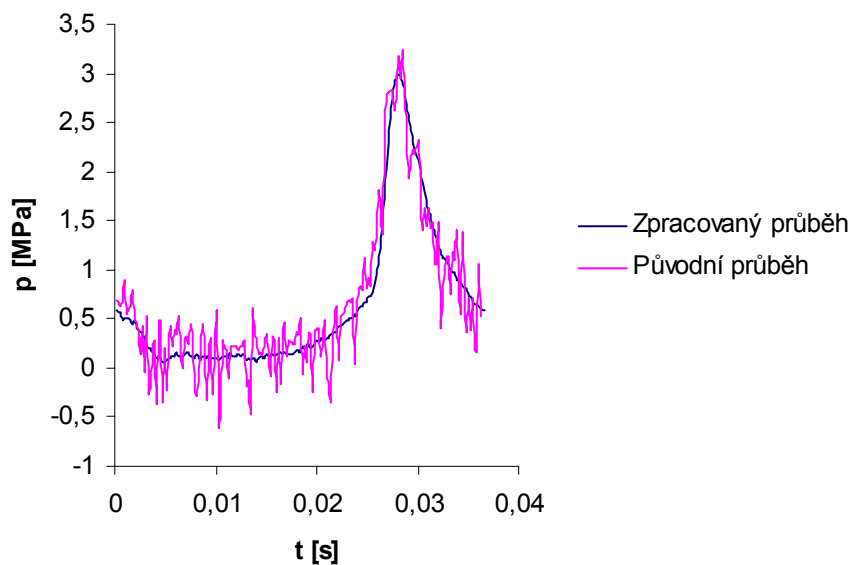
Vzhledem k tomu, že naměřená data byla zatížena výrazným šumem, nebylo možno je použít pro další práci bez předchozí úpravy. Výjimkou bylo měření polohy, u kterého nebylo potřeba naměřená data nijak upravovat. Naměřené tlaky ve válci a ve vyplachovací komoře byly šumem značně zatíženy a tudíž bylo nutné udělat průměr přes všechny naměřené periody cyklu motoru. U tlaků ve vyplachovací komoře byly průběhy ještě před provedením průměru přes periodu cyklu motoru částečně odšuměny provedením průměrů v okolí každé naměřené hodnoty. Tlak v sacím potrubí byl zašuměn do takové míry, že nebylo z naměřených dat možno přesně rekonstruovat jeho průběh. Ale vzhledem k tomu, že v sacím potrubí dochází jen k malým rázům tlaku v souvislosti s chodem motoru je dostačující z naměřených hodnot určit jen průměrnou hodnotu tohoto tlaku, která se výrazně liší pro jednotlivé pracovní body motoru.

4.1.5.1 Průměr přes periodu cyklu motoru

Jako vztažná veličina pro identifikaci jednotlivých period je brána poloha pístní tyče. Pomocí ní jsou rozděleny naměřené průběhy na jednotlivé periody. Rozdělení bylo provedeno indikací místa průchodu polohy nulovou pozicí ve směru ze záporné polohy do kladné. Každý tento bod je začátkem jedné periody a současně i koncem periody předchozí.



Obrázek 4-1: Tlak v sacím potrubí



Obrázek 4-2: Tlak ve válci

Samotné průměrování bylo omezeno výběrem jednotlivých period použitých pro průměrování. Aby konečná hodnota nebyla zkreslená, vybíral jsem pouze ty cykly naměřeného tlaku, jejichž maximální hodnota se nacházela v předem dané vzdálenosti od průměrného maxima. Tato vzdálenost odpovídá desetina délky periody. Zdrojové texty pro určení jednotlivých tlaků se nachází v příloze (Příloha B) a soubory pro matlab na příloženém CD-ROM.

Příklady výsledků tohoto zpracování naměřených dat jsou vidět na obrázcích 4-1 a 4-2. Jedná se o srovnání výsledného naprůměrovaného průběhu s průběhem v jedné periodě nezpracovaných dat.

4.2 Jednorozměrné parametry modelu

Jedná se o parametry modelu které jsou součástí inicializačního souboru modelu (Příloha B).

4.2.1 Parametry rozměrů LCE

Nejprve uvedu parametry související s rozměry jednotlivých částí motoru (Tabulka 4-1). Budu je označovat stejně, jako je jejich značení v modelu.

Konstanta	Popis	Hodnota	Jednotka
m	Hmotnost pohyblivé části LCE	4,51	[kg]
weight_ex	Hmotnost výfukového potrubí	3,02	[kg]
weight_cyl	Hmotnost těla válce	0,99	[kg]
V	Maximální objem válce	50e-6	[m ³]
V_cyl_min	Minimální objem válce	4e-6	[m ³]
V_man	Objem sacího potrubí	2.826e-4	[m ³]
V_sc_TDC	Maximální objem vyplachovací komory	150e-6	[m ³]
S_ex_out	Velikost otvoru výfuku	7e-4	[m ²]
S_p	Plocha pístu	11e-4	[m ²]
S	Maximální zdvih	44e-3	[m]
d_ex_man_in	Vnitřní průměr výfukového potrubí	0.15	[m]
L_ex	Délka výfukového potrubí	0.5	[m]
bore	Vrtání	0.04	[m]

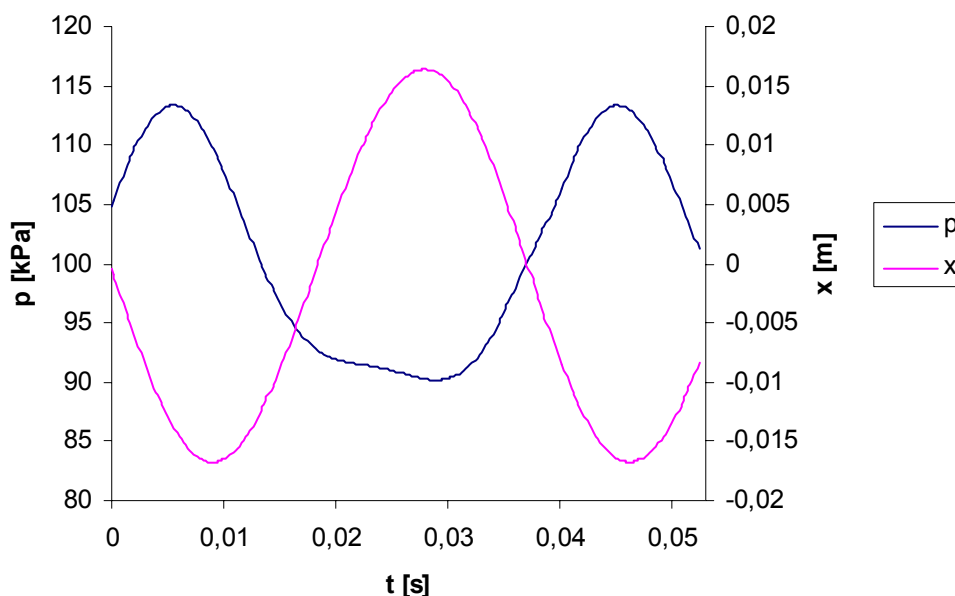
Tabulka 4-1: Parametry rozměrů LCE

Pohyblivá část se skládá z konstrukce s uchyceným rotorem, z ojnice a z pístů. Výfukovým potrubím se myslí tělo výfuku společně s vedením výfuku od obou válců. Hmotnost těla válce je hmotnost jednoho z válců LCE. Úplný objem válce, zdvih a vrtání jsou údaje dodané výrobcem válců. Minimální objem válce je objem válce ve chvíli, kdy se píst dostane do krajní polohy. Objem sacího potrubí byl jednoduše změřen po jeho odmontování z motoru pomocí objemu kapaliny, kterou bylo sací potrubí naplněno. U výfukového potrubí nebyl problém změřit všechny parametry přímo na prototypu. Objem vyplachovací komory nebylo možno změřit a proto musel být použit jiný způsob jak ho určit a ten je popsán v sekci 4.2.1.1.

Další případné konstanty týkající se rozměrů v souvislosti s rozběhem modelu (sekce 4.2.3) jsou už pouze odvozeny z těch uvedených v tabulce 4-1.

4.2.1.1 Objem vyplachovací komory

Vzhledem k tomu, že objem vyplachovací komory nebylo možno změřit žádnou přímou metodou, bylo nutné ho zjistit pomocí změny tlaku ve vyplachovací komoře v závislosti na poloze pístu (Obrázek 4-3). Jedná se o data naměřená při úplném otevření klapky sacího vedení při době přípravy paliva 4ms. Pro zpracování naměřených dat jsme musel vybrat část cyklu, ve které je vyplachovací komora uzavřena a neproudí do ní vzduch ze sacího vedení a ani se z ní pod tlakem nevhání vzduch do válce.

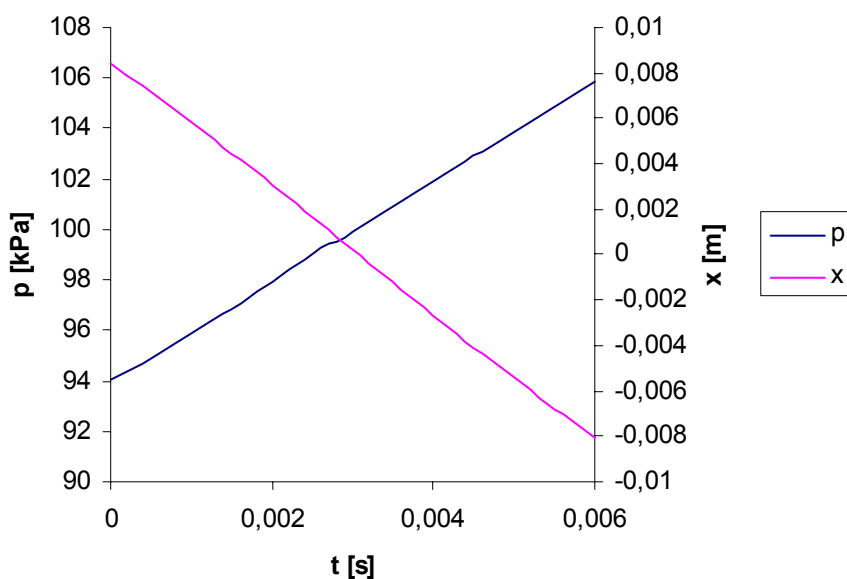


Obrázek 4-3: Graf průběhu tlaku ve vyplachovací komoře a polohy pístu v závislosti na čase

Při zjednodušujícím předpokladu ideálního plynu a konstantní teploty můžeme děj, který probíhá uvnitř vyplachovací komory, považovat za izotermický a tudíž pro něj platí rovnice

$$p \cdot V = konst. \quad (4.1)$$

Pro výpočet je nejvhodnější oblast, kdy dochází ve vyplachovací komoře ke zvyšování tlaku v důsledku pohybu pístu dovnitř vyplachovací komory. Tento děj probíhá v časovém intervalu, kdy se pro daný válec a vyplachovací komoru uzavře vstupní vyplachovací port a klapka do sacího potrubí je uzavřená díky vyššímu tlaku vyplachovací komory oproti tlaku v sacím potrubí. Vstupní vyplachovací port je úplně uzavřen ve chvíli, kdy se píst nachází v pozici, které odpovídá podmínka $x > -10 \text{ mm}$. K výpočtu jsem vybral část průběhu, která je na obrázku 4-4 a odpovídá všem daným podmínkám.



Obrázek 4-4: Část grafu průběhu tlaku ve vyplachovací komoře a polohy pístu v závislosti na čase

Aktuální objem vyplachovací komory se vypočítá dle vzorce (3.60). Dosazením do vzorců (3.60) a (4.1) vychází rovnice

$$V_{sc_TDC} = \frac{p_1 \cdot S_p \left(\frac{S}{2} - x_1 \right) - p_2 \cdot S_p \left(\frac{S}{2} - x_2 \right)}{p_1 - p_2}, \quad (4.2)$$

kteřá byla pouřžita pro vřpočet objemu vyplachovací komory V_{sc_TDC} . Vřslednřý objem je uveden v tabulce 4-1.

4.2.2 Parametry termodynamickřch dřřů

Model se zabřvřvř z velké řásti termodynamickřmi dřři v jednotlivřch řástech LCE a proto bylo zapotřřebř opatřřit matematicko-fyzikálnř aparát zabřvřvajřci se třmito dřři dostatkem vstupnřch informacř o vlastnostech okolř, vlastnostech jednotlivřch systřmů a vlastnostech hranic mezi třmito systřmy. Tyto parametry shrnuje tabulka 4-2. Teplota okolř představuje teplotu v mřstě, kde je prototyp LCE umřstěn. Ta sice není konstantnř, ale v rřmci modelu zpřsobř toto zjednoduřenř minimálnř odchylku. Stejnř předpoklad platř pro okolnř tlak.

Konstanta	Popis	Hodnota	Jednotka
T_amb	Okolnř teplota	296	[K]
T_ex_wall_max	Maximálnř teplota vřfukovřho potrubř	350	[K]
T_head_max	Maximálnř teplota hlavy vřlce	365	[K]
p_amb	Okolnř tlak	101e3	[Pa]
k0	Gamma pro 300K	1.377	[-]
k1	Teplotnř přřrřstek pro Gammu	4.115e-5	[-]

Tabulka 4-2: Parametry termodynamickřch dřřů

Maximálnř teplota vřfukovřho potrubř urřčuje teplotu, při kterě se vyrovnř přesun tepla z vřfukovřch plynu do stěny vřfukovřho potrubř s přenosem tepla z vřfukovřho potrubř do okolř. Je to vlastně hodnota, na kterě se ustálř teplota těla vřfukovřho potrubř. Stejnř předpoklad platř pro maximálnř teplotu hlavy vřlce. Ve skuteřnosti tyto teploty takě nejsou konstantnř, ale platř pro nř stejnř podmřnky zjednoduřenř, jako pro teplotu okolř. Dalř konstanty v těto řásti jsou uř pouze tabulkově hodnoty.

4.2.3 Pořáteřnř hodnoty

Model LCE obsahuje mnoho prvků typu diskřetnř integrátor. Jednřm z jeho parametrů je pořáteřnř hodnota (inicializařnř hodnota). Je to vlastně hodnota, od kterě se budou integrovat posloupnosti dalřch hodnot daně veličiny. Pro některě pořáteřnř hodnoty je pro rozběh modelu LCE velmi dřležitě sprřvně zvolit jejich hodnotu, jinak se model dostane do takovřho pracovnřho stavu, kdy není schopen dře fungovat. Velmi dřležitř je pro start motoru sprřvnř kombinace pořáteřnř pozice a rychlosti přstově tře. Model se při startu spustř hlavně dřky nenulově pořáteřnř rychlosti. Ostatnř parametry nemřj

na spuštění motoru tak zásadní vliv a většinou se po určité době chodu motoru ustálí na správné pracovní pozici. Jejich správným nastavením ovšem předejdeme zbytečným prodlevám, v podobě dlouho trvajícího rozběhu, při startu modelu.

Počátečními hodnotami lze samozřejmě také nastavit některé stavy modelu, kterým mohou odpovídat skutečné stavy LCE jako start za studena, či start po zahřátí motoru.

Konstanta	Popis	Jednotka
T_head_0	Počáteční teplota hlavy válce	[K]
T_man_0	Počáteční teplota sacího potrubí	[K]
T_ex_wall_0	Počáteční teplota stěny výfukového potrubí	[K]
T_ex_man_0	Počáteční teplota ve výfukovém potrubí	[K]
m_cyl_0	Počáteční množství vzduchu ve válci	[kg]
m_man_0	Počáteční množství vzduchu v sacím potrubí	[kg]
m_sc_0	Počáteční množství vzduchu ve vyplachovací komoře	[kg]
m_ex_man_0	Počáteční množství vzduchu ve výfukovém potrubí	[kg]
x_0	Počáteční poloha pístové tyče	[m]
v_0	Počáteční rychlost pístové tyče	[m/s]
strokes_0=25;	Počáteční frekvence motoru	[st/s]

Tabulka 4-3: Počáteční hodnoty

Všechny počáteční hodnoty teplot jsou nastaveny dle předpokladu, že LCE je spouštěn po předběžném zahřátí. Počáteční hodnoty všech inicializačních konstant jsou nastaveny dle hodnot, kterých dosahují při ustáleném běhu motoru v okamžiku průchodu polohy pístní tyče nulovou pozicí v daném směru. Použité nastavení je uvedeno v souboru `init_file` (Příloha B).

4.2.4 Ostatní parametry

Tabulka 4-4 shrnuje zbylé konstanty modelu LCE. Zjišťování parametrů Wiebeho funkce je podrobně popsáno v sekci 4.2.4.1. Výhřevnost paliva určuje kolik energie se při jeho hoření uvolní z daného množství paliva a liší se pro jednotlivé druhy paliva. Použitá hodnota odpovídá výhřevnosti benzínu o oktanovém čísle 89. Doba vstřikování paliva je pevně dána a záleží na množství připraveného paliva, pod jakým tlakem a jakou rychlostí bude palivo vstřikováno.

Konstanta	Popis	Hodnota	Jednotka
m_wiebe	Parametr Wiebeho funkce m	3	-
a_wiebe	Parametr Wiebeho funkce a	1	-
delta_t	Délka spalování	54e-4	[s]
C_heat	Výhřevnost paliva	4.5e7	[J/kg]
T_inj	Doba vstřikování paliva	0.002	[s]
Rv	Odpor vinutí jedné cívky	11.8	[Ω]
Lv	Indukčnost jedné cívky	0.032	[H]
Dpolu	Délka jednotlivých magnetů rotoru	0.05	[m]
Ku	Rychlostní napěťová konstanta	50	[V.s/m]
Ki	Silová proudová konstanta	70	[N/A]
F_t	Třecí síla	50	[N]

Tabulka 4-4: Ostatní parametry

Hodnoty konstant týkajících se LM a hodnota třecí síly jsou stejně jako celý model LM převzaty z [2] a [3].

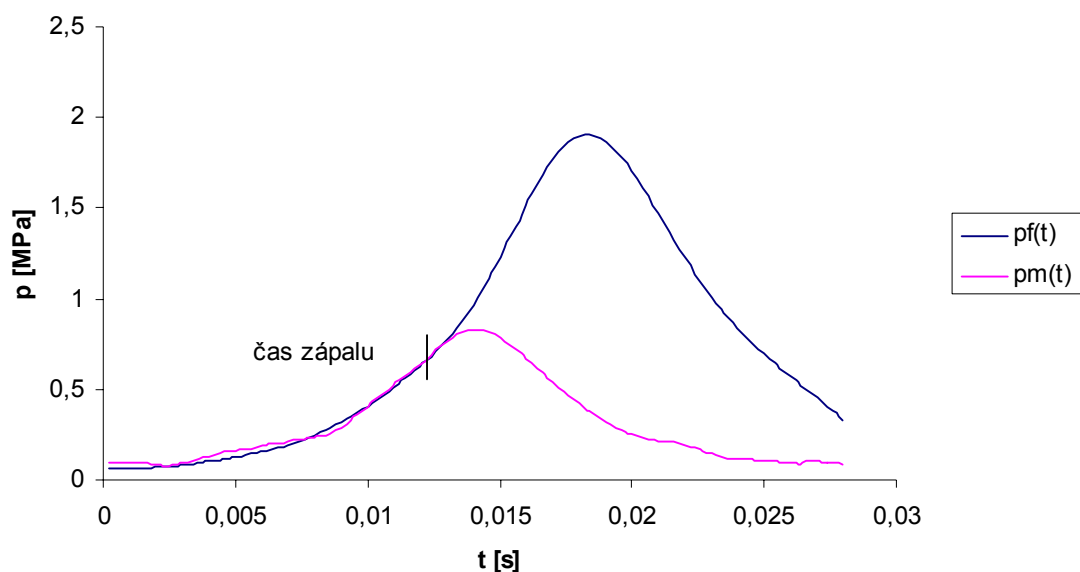
4.2.4.1 Parametry Wiebeho funkce

Jak už je uvedeno v odstavci 3.2.3, Wiebeho funkce určuje rychlost uvolňování energie z paliva. Výstupem této funkce je bezrozměrný průběh, který nám dává procentní množství energie uvolněné z paliva od okamžiku jeho zážehu. Tvar tohoto průběhu určují dva nastavitelné parametry a_w a m_w , které se spolu s délkou trvání spalování Δt dají určit z průběhu tlaků ve válcích v režimech, kdy je motor poháněn spalovací částí a kdy je motor poháněn pouze pomocí LM podle rovnice

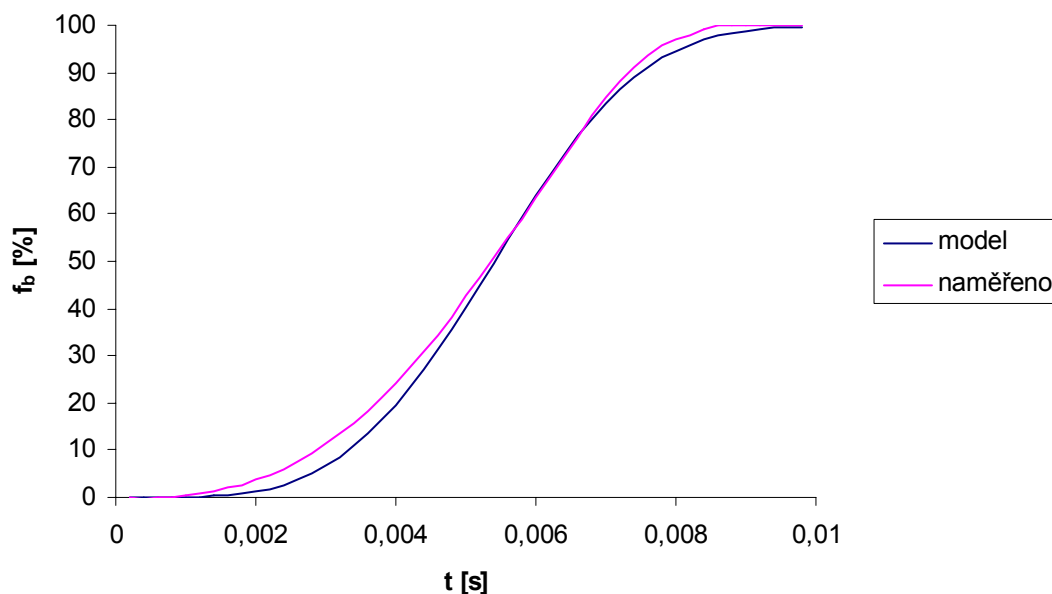
$$PR = \frac{p_f}{p_m} - 1. \quad (4.3)$$

Průběh, který je výsledkem rovnice (4.3) odpovídá průběhu Wiebeho funkce. Tlak p_f je tlak ve válci během cyklu motoru, ve kterém dochází ke spalování a p_m je tlak ve válci během cyklu motoru, ve kterém ke spalování nedochází.

Časový průběh těchto dvou tlaků je znázorněn na obrázku 4-5. Čas zápalu odpovídá takovému okamžiku, ve kterém píst nachází v pozici zápalu. Přesná hodnota tohoto času v grafu není důležitá, protože počátek časové osy nemá žádný konkrétní význam.



Obrázek 4-5: Průběhy tlaků p_f a p_m v závislosti na čase



Obrázek 4-6: Procentuální přírůstek energie

Hodnota Δt se určí z naměřeného průběhu Wiebeho funkce a odpovídá jí časový interval začínající okamžikem, kdy je spáleno 5 % paliva a končící ve chvíli, kdy je spáleno 95 % paliva. Parametry a_w a m_w jsem určil jejich nastavením na takové hodnoty, aby modelovaná křivka nejlépe překrývala křivku změřenou. Hodnoty parametrů jsou uvedeny v tabulce 4-4.

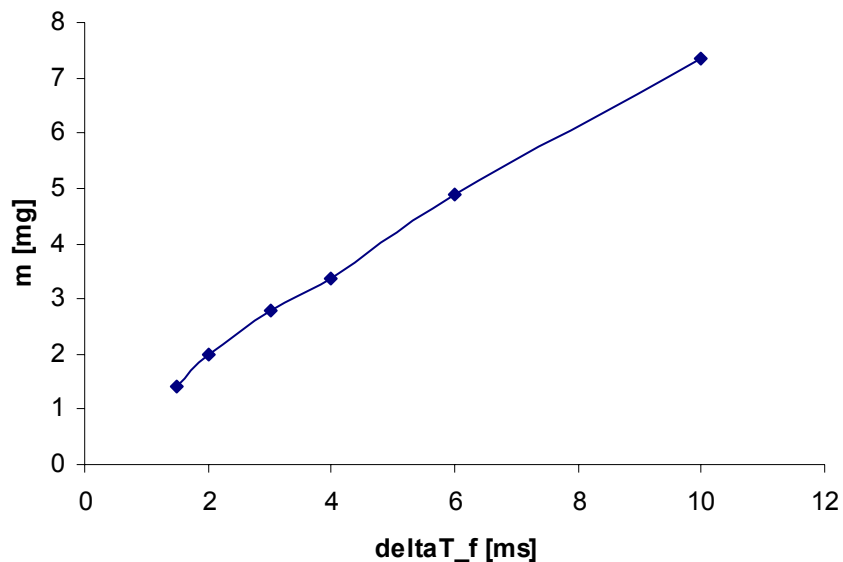
V grafu na obrázku 4-6 jsou vidět průběhy přírůstků energie pro model a pro změřené tlaky. Průběh pro model vychází ze vzorce (3.18) a z nastavených parametrů a průběh pro prototyp vychází z naměřených tlaků dosazených do vzorce (4.3).

4.3 Vícerozměrné parametry motoru

Tato část se zabývá vlastnostmi LCE, které jsou v modelu vyjádřeny pomocí prvků převádějících dané vstupní hodnoty na hodnoty výstupní, podle dvourozměrné mapy.

4.3.1 Příprava paliva

Princip vstřikování je podrobně popsán v sekci vstřikování paliva (3.3.2.1). Pro tuto část modelu bylo nutno určit závislost množství vstříknutého paliva na době jeho přípravy.

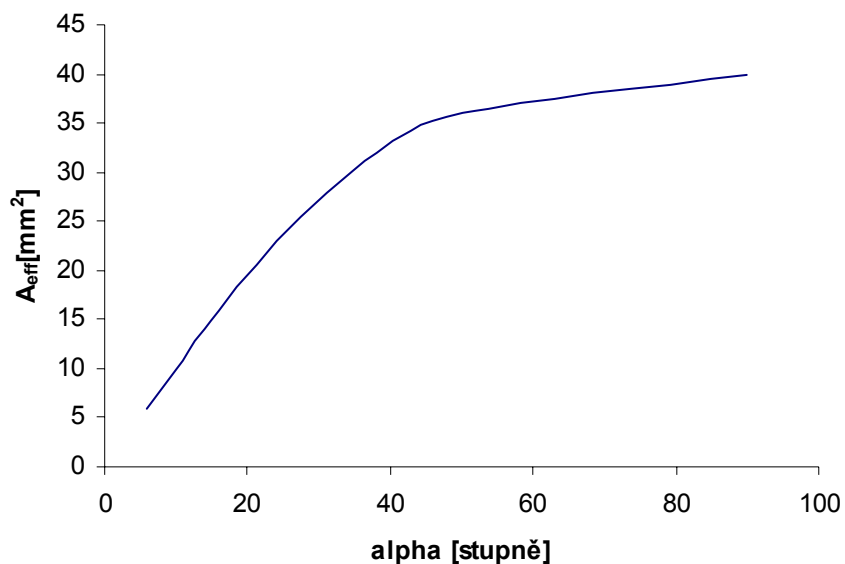


Obrázek 4-7: Množství připraveného paliva

Po odmontování trysky přímého vstřikování z hlavy válce bylo měřeno množství vstříknutého paliva v závislosti na době přípravy paliva. Vzhledem k tomu, že při jednom vstříknutí se nevstříkne takové množství paliva, aby se dalo dostupnými prostředky změřit jeho množství, bylo provedeno tisíc vstříknutí a teprve potom bylo změřeno množství paliva. Toto měření bylo zatíženo jistou chybou, protože palivo se vstříkuje rozptýlené na malé částice a tudíž je pravděpodobné, že nezanedbatelná část paliva unikla z měřicí nádoby. Vlivem této skutečnosti dosahuje maximální chyba 15 %.

4.3.2 Sací potrubí

V části modelu ze sekce 3.3.1, která se zabývá simulací sacího potrubí, bylo třeba určit závislost otevření škrťací klapky na úhlu α .



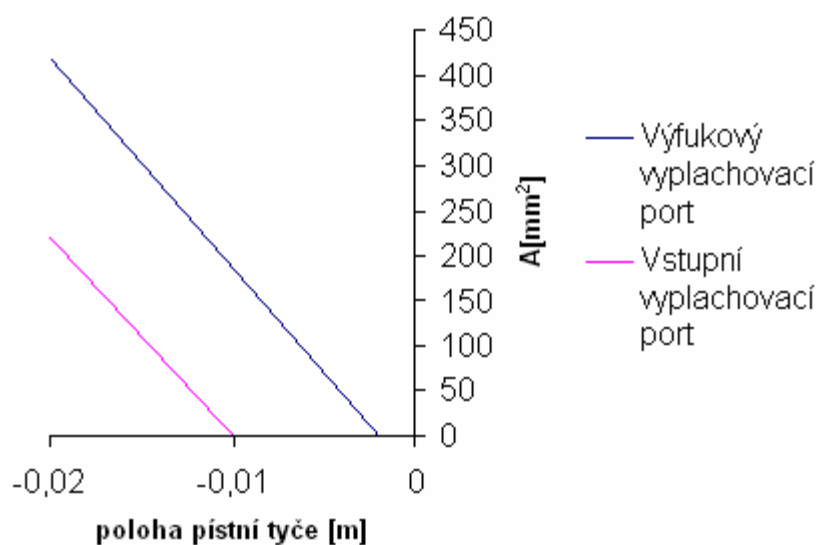
Obrázek 4-8: Charakteristika škrťací klapky

Závislost efektivní plochy klapky na úhlu jejího otevření je součástí dokumentace k škrťací klapce. Tato závislost v sobě promítá konstrukční vlastnosti škrťací klapky. Obrázek 4-8 znázorňuje dvojdimenzionální ztvárnění této závislosti.

4.3.3 Vstupní a výfukový vyplachovací port

Vyplachovací porty jsou součástí stěn válce a slouží k vyplachování vyhořelé směsi čistým vzduchem, jak je již popsáno v sekci vyplachování (3.3.2.2).

Dvourozměrné mapy, které popisují tyto porty, jsou přesně určeny polohou těchto otvorů ve vztahu k poloze pístové tyče. Tyto dvourozměrné mapy mají v konečném důsledku významný vliv na tvar průběhu tlaku ve vyplachovací komoře a na průběh tlaku ve válci. Závislost plochy otevření na poloze pístové tyče pro oba vyplachovací porty je vidět na obrázku 4-9.

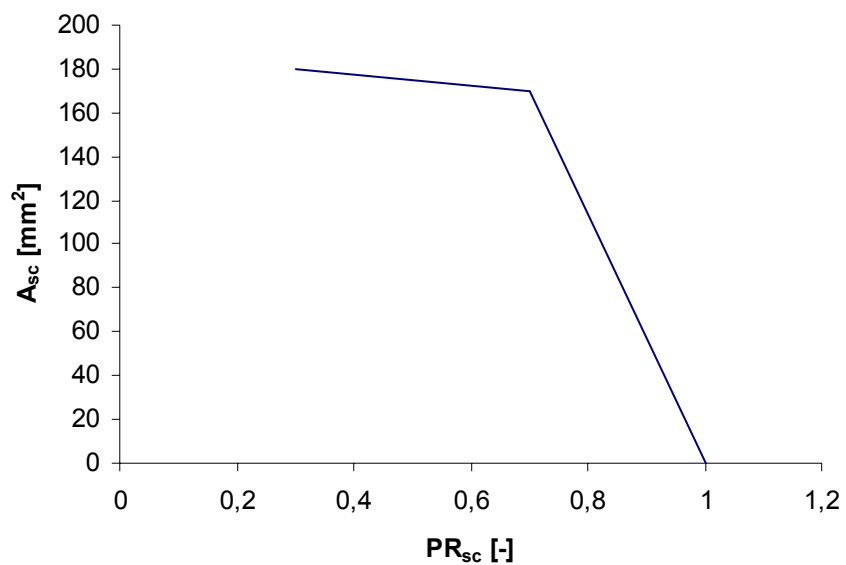


Obrázek 4-9: Charakteristiky vyplachovacích portů

Jak je vidět oba porty se otvírají při pohybu pístové tyče do záporné polohy ve směru daného válce a nejdříve se otvírá výfukový vyplachovací port, v poloze -2 mm a teprve v poloze -10 mm se začíná otevírat vstupní vyplachovací port.

4.3.4 Pasivní klapka mezi sacím potrubím a vyplachovací komorou

Tato klapka odděluje sací potrubí od vyplachovací komory.



Obrázek 4-10: Charakteristika pasivní klapky mezi sacím vedením a vyplachovací komorou

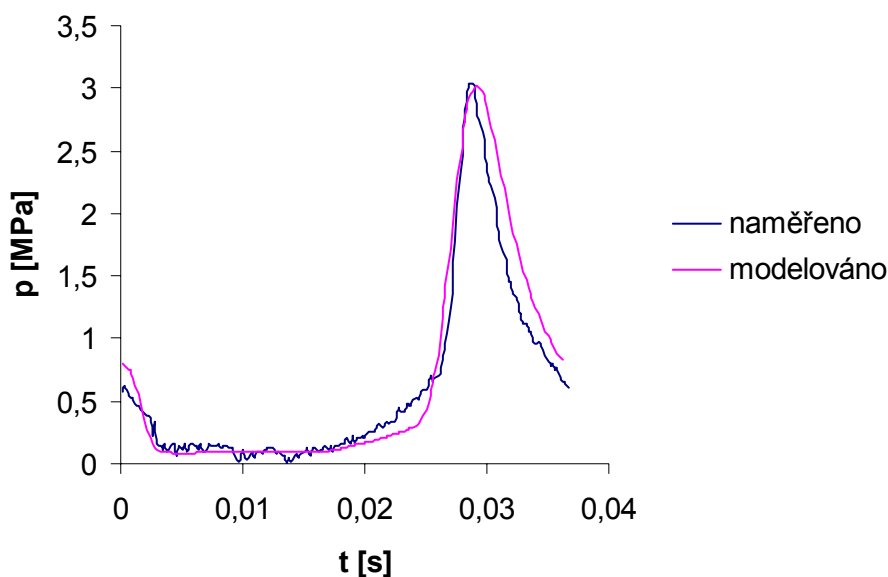
Zjednodušeně by se dalo říct, že pokud je v sacím potrubí vyšší tlak, než ve vyplachovací komoře tak je klapka otevřená a pro opačnou situaci je klapka uzavřená.

Aby model přesněji reprezentoval danou situaci je potřeba ještě uvažovat otevírání a zavírání klapky vlivem změny poměru tlaků (3.58). Tento jev se projeví ve chvíli, kdy se poměr tlaků blíží hodnotě 1. K uzavírání a otevírání dochází v takové chvíli postupně. Tuto závislost jsem nemohl přesně změřit a velmi obtížně by se zjišťovala i z naměřených dat, proto jsem tuto dvojdimenzionální mapu nastavil experimentálně. Vycházel jsem přitom z hodnoty úplného otevření klapky, kdy plocha klapky odpovídá velikosti otvoru mezi sacím potrubím a vyplachovací komorou.

Po několika pokusech s různým nastavením jsem došel k závěru, že vliv nastavení této klapky na průběhy veličin v přidružených oblastech je zanedbatelný a ponechal jsem ji v nastavení, které velmi zjednodušeně reprezentuje popsany princip (Obrázek 4-10).

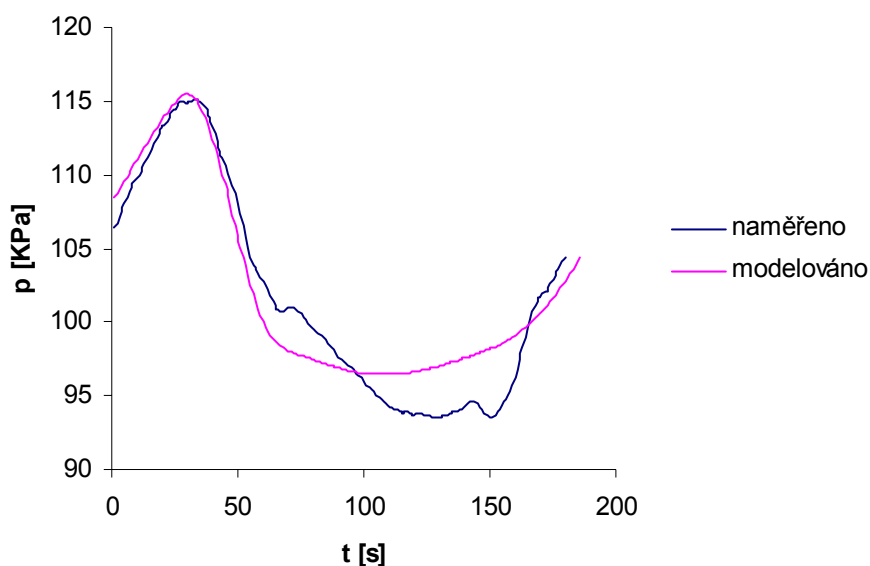
4.4 Výsledky validace

Po dokončení validace modelu bylo nutno ověřit do jaké míry si odpovídají průběhy simulované na modelu a naměřené na prototypu v daných pracovních bodech. K porovnání se nabízejí k dispozici tlaky ve válci a ve vyplachovací komoře. Příklad porovnání naměřeného a modelovaného průběhu je vidět na obrázcích 4-11 a 4-12, kde jsou vykresleny průběhy tlaků v modelu a na prototypu ve stejných pracovních bodech. Další příklady průběhů porovnávaných veličin jsou vidět v příloze (Příloha C).



Obrázek 4-11: Srovnání modelovaného a naměřeného tlaku ve válci

Z porovnávaných průběhů by se mohlo zdát, že rozdíl mezi prototypem a modelem je výrazný. Je ovšem třeba si uvědomit základní rozdíly mezi modelem a prototypem. Model totiž předpokládá, že vlastnosti a složení plynu uvnitř každého otevřeného termodynamického systému jsou v daném čase ve všech místech této ohraničené oblasti stejné. Toto zjednodušení je velmi důležité pro modelování, jinak by složitost modelu výrazně vzrostla, což by v podstatě znemožnilo jeho relativně jednoduchou realizaci a tím také případné použití v reálném čase.



Obrázek 4-12: Srovnání modelovaného a naměřeného tlaku ve vyplachovací komoře

U prototypu je tomu jinak. Zvláště při přechodu plynu z jedné části motoru do druhé se v jednotlivých částech otevřeného termodynamického systému vlastnosti a složení plynu liší. Právě porovnávaný tlak je měřen v jedné části tohoto systému a odpovídá tlaku v tomto jednom místě. Zjednodušeně lze říct, že průběh tlaků v jednotlivých částech modelu odpovídá průměru tlaku přes celý prostor odpovídajících částí prototypu.

5 Lambda řízení

Při spalování směsi paliva (benzínu) a vzduchu vznikají výfukové plyny, které obsahují různé složky a plyny více či méně toxické pro životní prostředí (emise). Jejich složení a množství je výrazně závislé právě na vstupním poměru směsi vzduchu a paliva (AFR). Existuje určitá nejvýhodnější úroveň, kdy je vznik všech škodlivých látek co nejvíce redukován. Tato úroveň se označuje jako stechiometrická hodnota AFR. Nejčastěji bývá smyslem lambda řízení dosažení právě této hodnoty AFR.

5.1 Definice lambdy

Hodnota proměnné Lambda (λ) je zavedena jako okamžitá hodnota AFR normalizovaná stechiometrickou hodnotou podle rovnice

$$\lambda = \frac{\frac{m_a}{m_f}}{\left(\frac{m_a}{m_f}\right)_s} \quad (5.1)$$

Stechiometrický poměr vzduchu a paliva se mění dle kvality paliva v rozmezí 14,57-14,7. Pokud hodnota λ překračuje hodnotu 1, pak nazýváme směs chudou a pokud je naopak λ menší než jedna, označujeme směs jako bohatou.

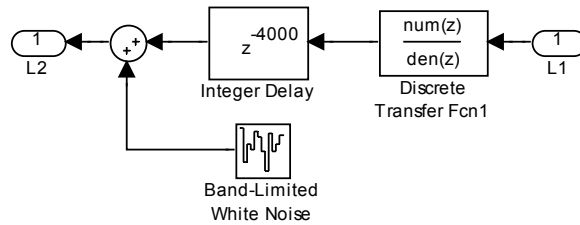
5.2 Lambda sondy

Způsob lambda řízení závisí z velké části na druhu použité lambda sondy [10]. Existují dva základní druhy těchto sond, které se liší hlavně převodní charakteristikou hodnoty λ na výstupní napětí. Klasické lambda sondy používané ve většině dnes vyráběných automobilů fungují v podstatě jako diskretní čidla, která indikují pouze jestli je lambda větší nebo menší než jedna. Tento typ sondy se pro naše účely nehodí, protože u LCE není potřeba v současné fázi vývoje řídit lambda na hodnotu jedna, ale na hodnotu, která by odpovídala maximální účinnosti LCE. Z toho důvodu bylo potřeba použít lineární lambda sondu, u které je hodnota jejího výstupního napětí lineárně závislá na měřené hodnotě lambdy.

5.2.1 Model lineární lambda sondy

V modelu LCE je výstup, kterému odpovídá hodnota lambdy v každém cyklu motoru. Žádná sonda není ovšem schopna měřit hodnotu lambdy takto rychle a tudíž jsem použil

ještě navíc model lambda sondy a teprve jeho výstup беру jako měřenou veličinu, jejíž hodnotu budu řídit.



Obrázek 5-1: Model lambda sondy

Tento model se skládá ze dvou částí. Ze zpoždění, které reprezentuje dobu, za kterou se spaliny dostanou z válce k lambda sondě a z přenosu pro náběh lambda sondy. Hodnota zpoždění odpovídá době, za kterou dochází ke dvěma vypláchnutím spalín ve válci u něhož je lambda sonda umístěna. Je závislá na umístění lambda sondy. Hodnotu náběhu pro model lambda sondy jsem čerpal z [10], odtud pochází i celý princip modelování lambda sondy. V textu [10] se sice pracuje se spojitým modelem, ale stačilo pouze převést spojitý model na model diskretní. Navíc je k signálu s lambda sondy přičten bílý šum reprezentující šum měření.

5.3 Tradiční metody lambda řízení

V současných vozidlech je lambda řízení věcí řídicí jednotky vozidla [9]. Základním úkolem řídicí jednotky bývá udržet hodnotu lambda na stechiometrickém poměru. Za provozu se ovšem vozidlo dostává i do situací, kdy je třeba využít maximálního výkonu motoru a nebo naopak šetřit palivo při výkonu minimálním. V těchto případech musí řídicí jednotka reagovat použitím bohaté, nebo naopak chudé směsi paliva a vzduchu. Řídicí jednotky jsou připraveny i na eventualitu, kdy dojde k poruše lambda senzoru. V takovém případě jsou schopny pracovat adaptivně a řídit poměr směsi paliva a vzduchu podle tabulkových hodnot a rozhodovat se podle hodnot dalších veličin snímaných ve vozidle. Samotné řízení v podstatě spočívá ve výpočtu vhodného množství vstřikovaného paliva, k čemuž je samozřejmě nutné přesně měřit množství přivedeného vzduchu do válce.

V rámci této práce byl vznesen požadavek na takové lambda řízení, které bude řídit hodnotu poměru vzduchu a paliva na požadovanou úroveň v rámci daných mezí. Meze se liší pro každý pracovní bod a jsou dány nejnížší a nejvyšší dosažitelnou hodnotou lambda pro pracující model. K tomuto účelu se jako dostatečně účinná ukázala varianta návrhu zpětnovazebního regulačního systému, který bude mít jednu akční veličinu, množství vstřikovaného paliva. Návrh jsem provedl pomocí metod

robustního tvarování frekvenční charakteristiky H_∞ -optimalizací. Znalosti potřebné k tomuto návrhu jsem čerpal z [6] a [8].

5.4 Robustní tvarování frekvenční charakteristiky pomocí H_∞ -optimalizace

Jedná se o metodu robustního tvarování frekvenční charakteristiky pro systém s nesoudělnou podílovou neurčitostí (5.4.1). Metoda sestává ze dvou kroků: z návrhu požadovaného tvaru přenosu otevřené smyčky (ručně nebo použitím některých běžných návrhových metod jako LQG) a následného zrobustnění takového regulátoru pomocí H_∞ optimalizace.

5.4.1 Nesoudělná podílová neurčitost

Jde o způsob zapojení nominálního systému a dynamické neurčitosti. M_L a N_L jsou stabilní přenosy definující takzvaný nesoudělný stabilní rozklad nominální přenosové funkce

$$G_0 = M_L^{-1} \cdot N_L \quad (5.2)$$

a stabilní členy Δ_N a Δ_M splňující

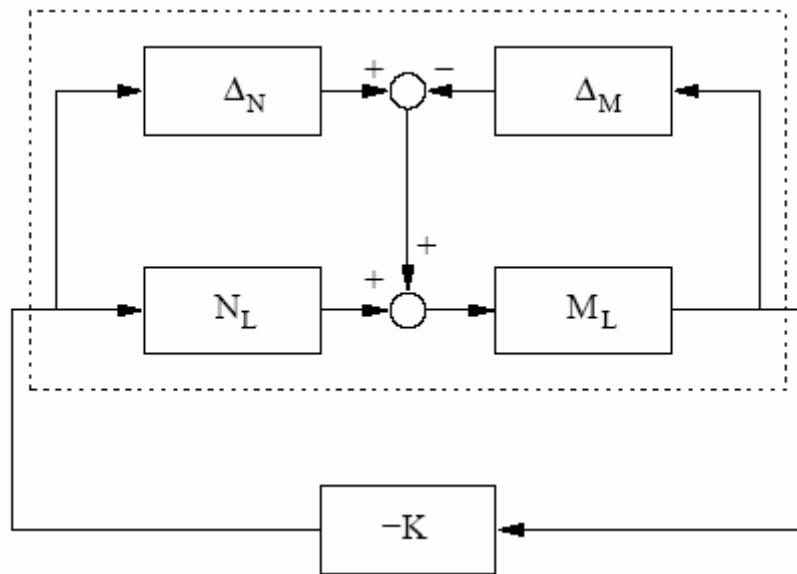
$$\|[\Delta_N \Delta_M]\|_\infty < \varepsilon \quad (5.3)$$

představují neurčitosti v těchto stabilních funkcích. Kde ε je míra neurčitosti. Tedy neurčitý model systému bude

$$G = (M_L + \Delta_M)^{-1} (N_L + \Delta_N). \quad (5.4)$$

Pro analýzu robustnosti musíme toto speciální zapojení (Obrázek 5-2) převést do standardní M -konfigurace, ve které platí

$$M = - \begin{bmatrix} K \\ I \end{bmatrix} (I + GK)^{-1} M_L^{-1}. \quad (5.5)$$



Obrázek 5-2: Nesoudělná podílová neurčitost

Nutná a postačující podmínka robustní stability je

$$\gamma = \|\Delta M\|_{\infty} \leq 1/\varepsilon. \quad (5.6)$$

5.4.2 Robustní stabilizace systému s nesoudělnou podílovou neurčitostí

Cílem návrhu regulátoru je zajištění robustní stability pro co největší velikost kombinovaného bloku $[\Delta_N \ \Delta_M]$. To je úloha řešitelná aparátem minimalizace H_{∞} normy funkce M . Pro toto konkrétní uspořádání se však při hledání optimálního řešení můžeme vyhnout γ -iteraci⁴, protože minimální hodnotu γ_{\min} můžeme spočítat přímo. Nebudu zde přesně popisovat postup výpočtu, ten je dostatečně popsán v [6] a [8]. Pouze zmíním, že daný algoritmus se řeší pomocí pozitivně definitního řešení algebraických Riccatiho rovnic. Pro numerickou implementaci tohoto algoritmu jsem využil funkci *coprimeunc*, která pochází z [7].

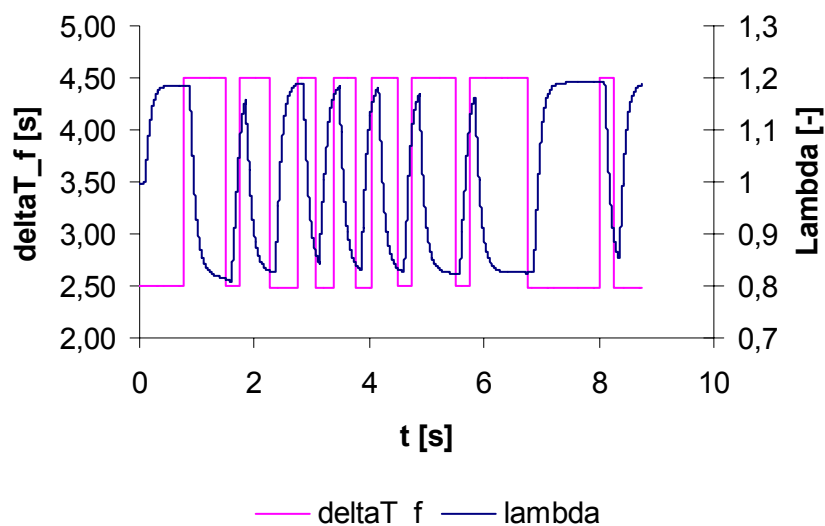
5.5 Návrh řízení

5.5.1 Identifikace systému

Prvním krokem při návrhu řízení byla identifikace lineárního systému v jednom pracovním bodě. Tato identifikace byla prováděna na modelu LCE. Vzhledem ke

⁴ Klasická metoda návrhu robustního řízení pomocí minimalizace H_{∞} normy, jejíž použití je početně náročné.

složitosti celého modelu nebylo možné jednoduše získat lineární popis přenosu ze zvoleného vstupu na výstup. Proto jsem k tomuto kroku použil součást matlabu IDENT, která slouží k identifikaci přenosu z reakce systému na známý vstupní signál. Nejprve jsem zjistil reakci modelu LCE na pseudonáhodný signál (Obrázek 5-3).



Obrázek 5-3: Odezva na pseudonáhodný signál

Před identifikací bylo ještě nutno tyto signály normovat mezi hodnoty -1 až 1, protože právě v této formě je IDENT schopen signály zpracovat. Toto normování je dále důležité při škálování uzavřené smyčky. Identifikace byla provedena metodou ARX, která je implementovaná v IDENT. Přenos získaný touto identifikací jsem následně použil pro návrh požadovaného přenosu otevřené smyčky.

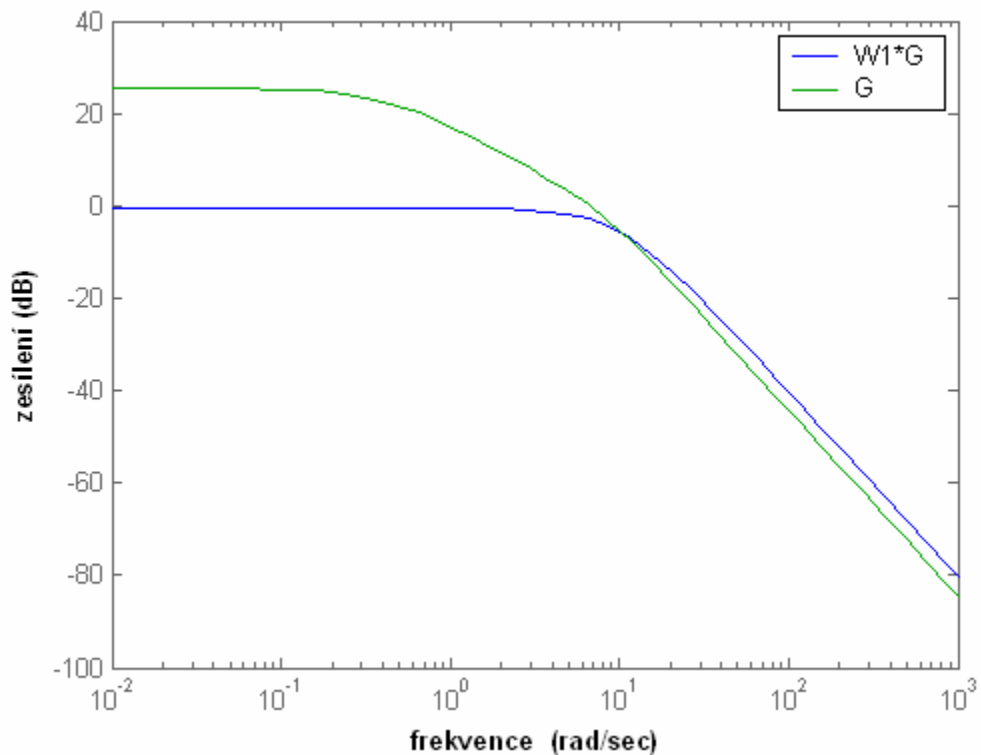
5.5.2 Návrh požadovaného tvaru přenosu otevřené smyčky

Pro identifikovaný lineární systém jsem navrhnul⁵ tvarovací filtr W_1 . Při tomto návrhu jsem bral v úvahu fakt, že hodnota akčního zásahu do systému bude omezena rozsahem vstupu modelu LCE. Samotný návrh tvarovacího filtru jsem prováděl pro identifikovaný přenos systému⁶ v součásti matlabu RLTOOL, kde je možno navrhovat regulátor přímo umístováním pólů a nul do komplexní roviny a přitom sledovat reakci takto vzniklé regulační smyčky na jednotkový skok na vstupu a na tvar frekvenční charakteristiky otevřené smyčky. Využívá se při tom metoda geometrického místa kořenů, při níž se umísťují póly a nuly otevřené regulační smyčky do komplexní roviny a určují tak trajektorie, po kterých se posouvají póly a nuly uzavřené regulační smyčky. K posuvu

⁵ Dá se použít jakákoliv klasická metoda pro návrh regulátoru.

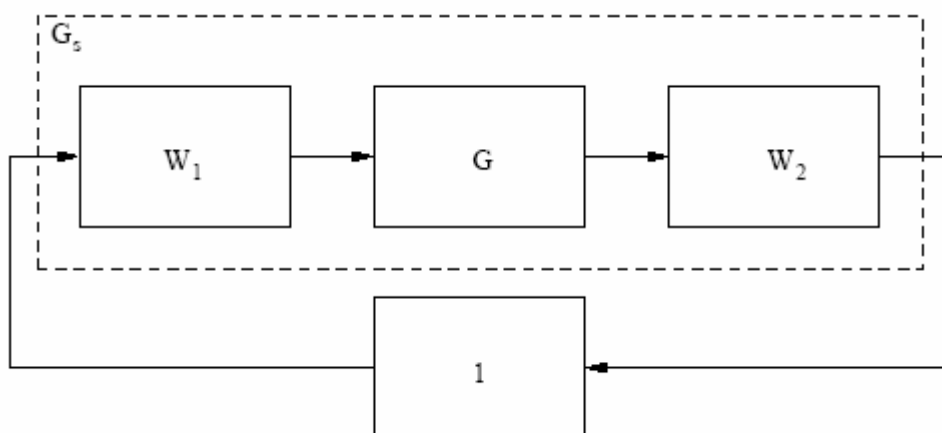
⁶ Diskrétní přenos.

těchto pólů po trajektorii dochází se změnou zesílení regulátoru. Pro stabilitu systému je nutné, aby se póly uzavřené smyčky nacházely ve stabilní oblasti, což je v případě diskrétního systému oblast jednotkové kružnice ze středem v počátku.



Obrázek 5-4: Amplitudová charakteristika přenosu otevřené smyčky

Navržený tvarovací filtr je tvořen jedním pólem a jednou nulou na reálné ose ve stabilní oblasti v blízkosti hodnoty 1. Podstatný je také fakt, že zesílení regulátoru je záporné, což vychází z tvaru identifikovaného přenosu. Tento přenos totiž reaguje na růst vstupní veličiny poklesem veličiny výstupní. Obrázek 5-4 znázorňuje vliv tohoto regulátoru na přenos v otevřené smyčce.

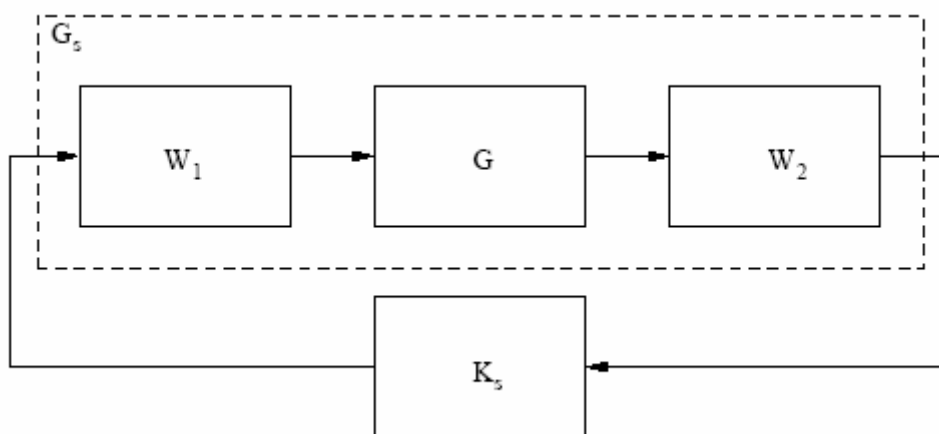


Obrázek 5-5: Tvarovaný model jako přenos otevřené smyčky

Navržený tvarovací filtr W_1 byl dále použit pro návrh robustního regulátoru (Obrázek 5-5). Tvarovací filtr W_2 je v našem případě 1.

5.5.3 Zrobustnění regulátoru pomocí H_∞ optimalizace

Ještě před samotným provedením zrobustnění bylo nutné převést diskrétní přenos soustavy a tvarovacího filtru na přenos spojitý, protože aparát pro návrh robustního regulátoru (Obrázek 5-6) pracuje právě se spojitými prvky. Celý postup převodu jednotlivých přenosu a návrh robustního regulátoru je vidět ve zdrojovém textu, který se nachází v příloze (Příloha B).

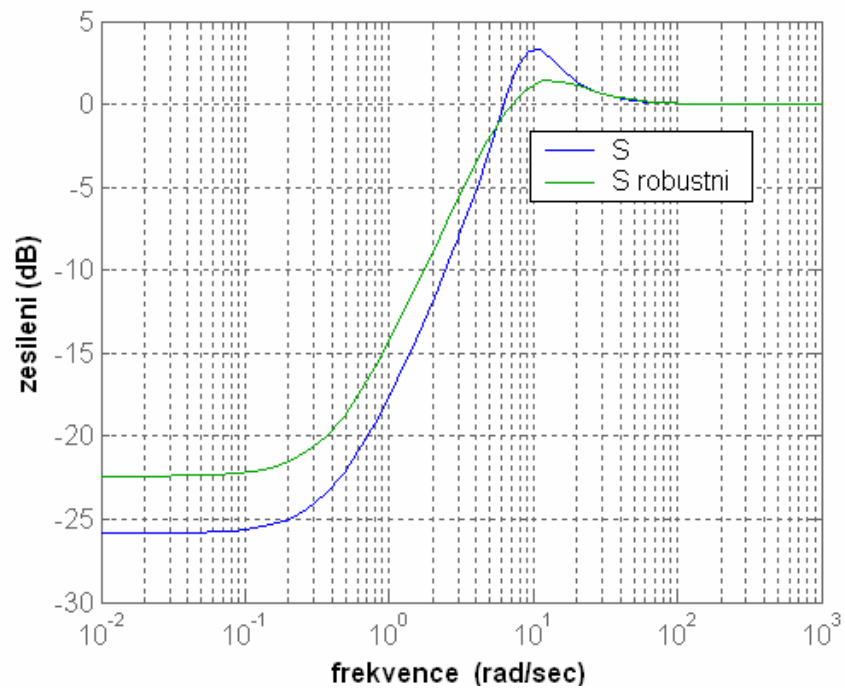


Obrázek 5-6: Tvarovaný model s robustním regulátorem

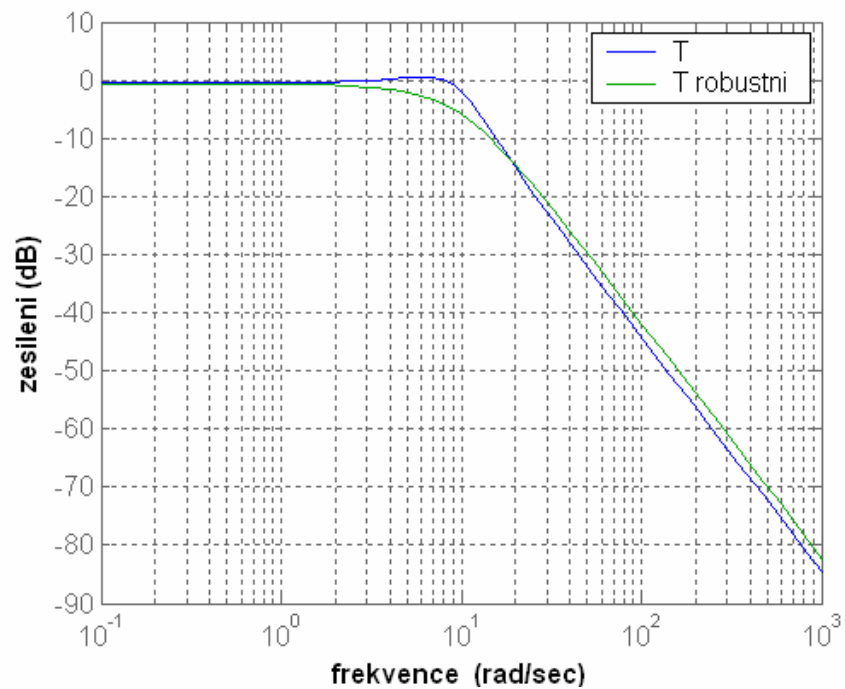
Cílem zrobustnění řízení je snížení špičky v citlivostní (Obrázek 5-7) a v doplňkové citlivostní funkci (Obrázek 5-8) a zmírnění poklesu amplitudové frekvenční charakteristiky otevřené smyčky okolo frekvence, kde prochází frekvencí 0dB. Jak je vidět na frekvenčních charakteristikách má robustní systém špičky amplitudových frekvenčních charakteristik oproti původně navrhnutému systému menší.

Citlivostní funkce představuje přenos poruchy působící na výstupu systému do chyby regulace a proto má její tvar vliv na potlačení poruch.

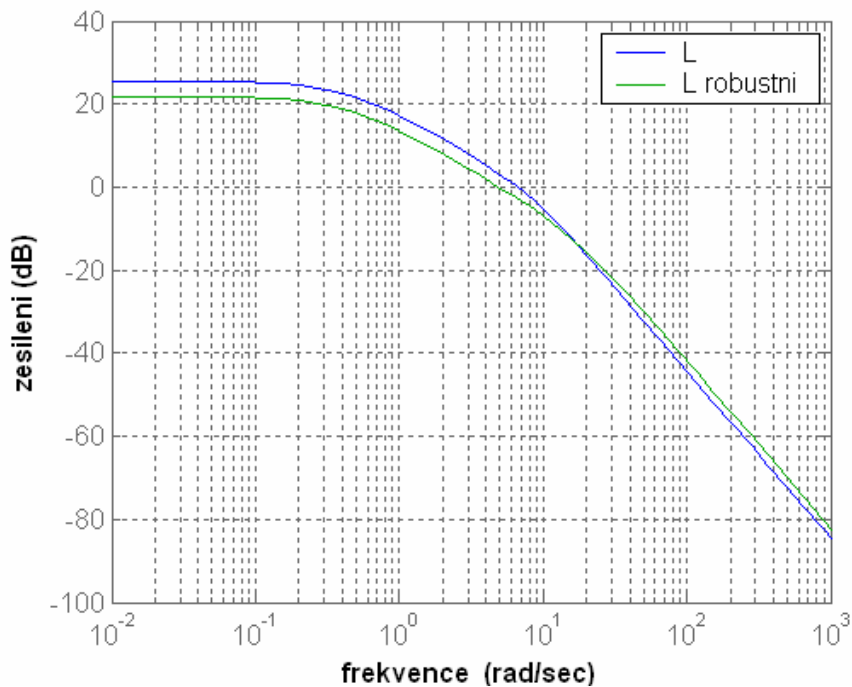
Doplňkovou citlivostní funkci je možné interpretovat jako přenos z šumu měření na chybu regulace, a proto má její tvar vliv na necitlivost vůči šumu měření.



Obrázek 5-7: Citlivostní funkce pro regulátor nalezený pomocí GMK a robustním tvarováním



Obrázek 5-8: Doplnková citlivostní funkce pro regulátor nalezený pomocí GMK a robustním tvarováním



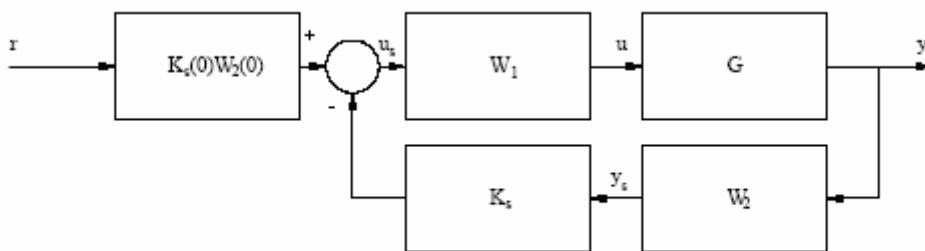
Obrázek 5-9: Srovnání přenosu otevřené smyčky pro ruční vytvarování a robustní verzi

Co se týká frekvenčních charakteristik přenosů otevřené smyčky, tak je vidět, že jsou si velmi podobné. Nad frekvencí 10 Hz má však charakteristika robustního regulátoru menší strmost klesání a z toho plyne i větší robustnost.

5.5.4 Implementace regulátoru

Výpočetním návrhem regulátoru je splněna jen část úlohy, druhou částí je samotná implementace regulátoru. Užitečná implementace [6] je taková, ve které dynamika regulátoru není přímo buzena referencí (Obrázek 5-10). Protože tvarovací filtr W_2 má hodnotu 1, je i jeho stejnosměrná složka zesílení⁷ $W_2(0)=1$. Hodnota $K_S(0)$ odpovídá stejnosměrné složce zesílení navrženého robustního regulátoru. Vzhledem k omezení hodnot akční veličiny jsem usoudil, že bude vhodné nahradit tvarovací filtr W_1 zapojením dle odstavce 5.5.4.1.

⁷ Zesílení v ustáleném stavu.



Obrázek 5-10: Implementace regulátoru navrženého metodou robustního tvarování frekvenční charakteristiky

Toto se projeví hlavně na počátku měření při náběhu lambda sondy (Obrázek 5-17) a také při změně řízené veličiny z jedné její krajní hodnoty do druhé.

5.5.4.1 Antiwindup zapojení

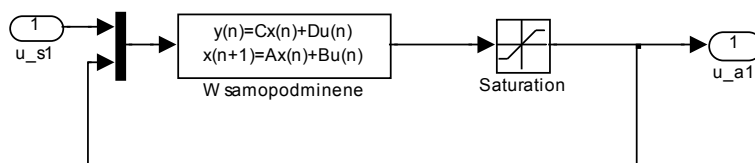
Pokud má systém omezenou akční veličinu je užitečné realizovat W_1 v samopodmíněné neboli Hanusově formě

$$\begin{aligned}
 A &= A_w - B_w D_w^{-1} C_w \\
 B &= \begin{bmatrix} 0 & B_w D_w^{-1} \end{bmatrix} \\
 C &= C_w \\
 D &= \begin{bmatrix} D_w & 0 \end{bmatrix} \\
 u &= \begin{bmatrix} u_s \\ u_a \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Stavový popis W_1 představuje rovnice

$$W_1 = \begin{bmatrix} A_w & B_w \\ C_w & D_w \end{bmatrix}. \tag{5.8}$$

Ze stavového popisu W_1 se určí stavový popis samopodmíněné formy W_1 podle rovnice (5.7) a celková antiwindup realizace je znázorněna na obrázku 5-11.

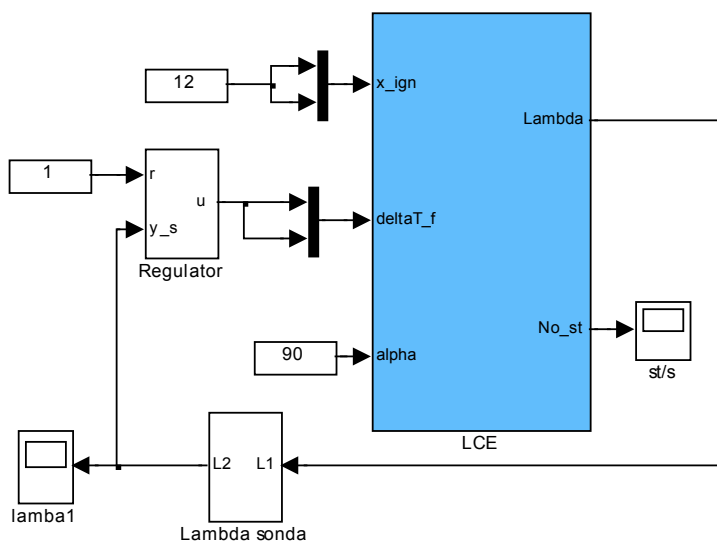


Obrázek 5-11: Realizace regulátoru W_1 v samopodmíněné formě

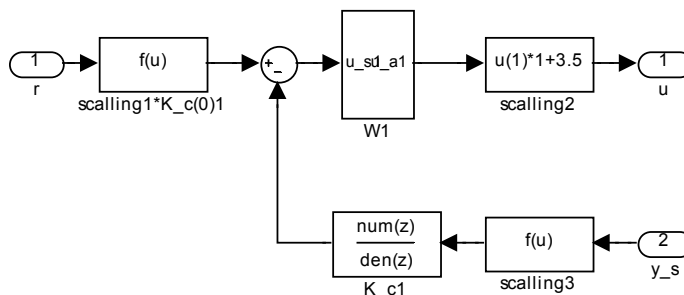
Toto zapojení je výhodné v tom, že v členu W_1 nedochází k zbytečné integraci hodnoty akčního zásahu nad stanovenou mez a díky tomu reaguje regulace rychleji na změny v odchylce od referenčního signálu. Znalosti o antiwindup realizaci jsem čerpal z [6] a [8].

5.5.4.2 Simulinkové schéma celého regulátoru

Na obrázku 5-12 je schéma celého regulačního obvodu s regulátorem a s lambda sondou. Vstupy jsou v tomto případě tři, referenční hodnota lambdy, poloha zápalu a uhel škrťící klapky sacího potrubí. Poloha zápalu a uhel škrťící klapky sacího potrubí slouží k nastavování různých pracovních bodů LCE. Obrázek 5-13 znázorňuje schéma samotného regulátoru. Toto schéma odpovídá implementaci regulátoru navrženého metodou robustního tvarování (Obrázek 5-10).



Obrázek 5-12: LCE s regulátorem a lambda sondou

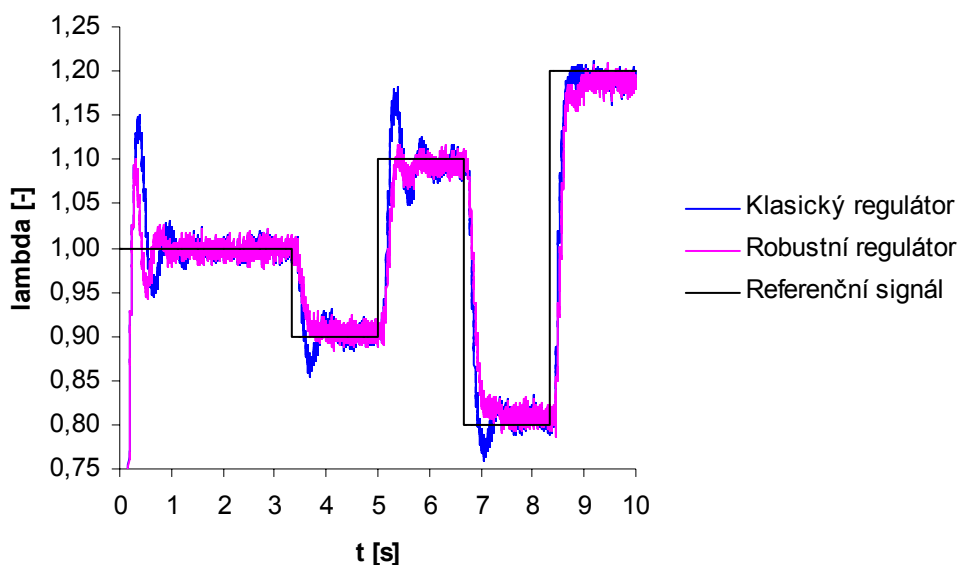


Obrázek 5-13: Schéma regulátoru

Prvky škálování (*scaling*) jsou dány způsobem škálování při identifikaci systému. Blok W_I v sobě obsahuje samopodmíněnou formu regulátoru navrženého metodou GMK a blok K_c představuje robustní regulátor.

5.5.5 Výsledky simulace řízení

Navržený robustní regulátor jsem otestoval a porovnal s regulátorem navrženým pomocí GMK⁸. Jak je vidět na obrázku 5-14, vykazuje robustní regulátor lepší výsledky.



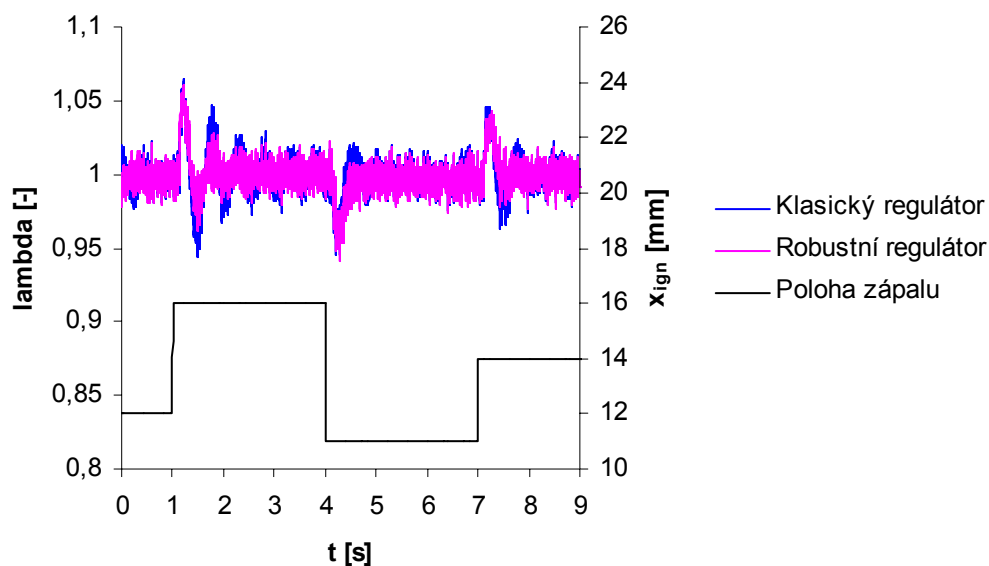
Obrázek 5-14: Regulace na různé hodnoty lambda

Na rozdíl od klasického regulátoru má menší překmit a rychleji reguluje na žádanou hodnotu. Díky tomu, že oba regulátory byly navrženy pro linearizovaný systém v bodě $\lambda=1$ (poloha zápalu=12mm a úhel škrťací klapky=90°), regulují v tomto bodě nejpřesněji a s rostoucí vzdáleností od tohoto bodu se zvětšuje chyba ustálené hodnoty. Pro hodnoty $\lambda=0,8$ a $\lambda=1,2$ činí tento rozdíl 1% z žádané hodnoty, ale protože toto jsou krajní meze dosažitelných hodnot lambda, je tato odchylka zanedbatelná.

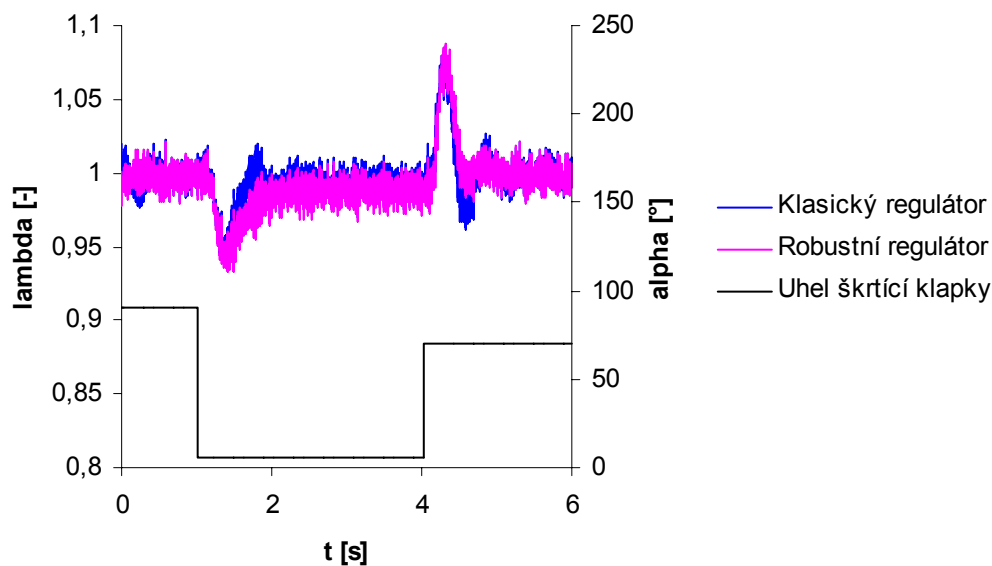
Další testovanou vlastností regulátoru je jeho schopnost správně regulovat v celém rozsahu pracovních bodů LCE. Při simulaci této regulace (Obrázek 5-15, Obrázek 5-16) byla vždy požadovaná hodnota $\lambda=1$ a v prvním případě se měnil okamžik zápalu a v druhém případě uhel otevření škrťací klapky. Při změně polohy zápalu je vidět, že

⁸ Tímto regulátorem je navržený tvarovací filtr.

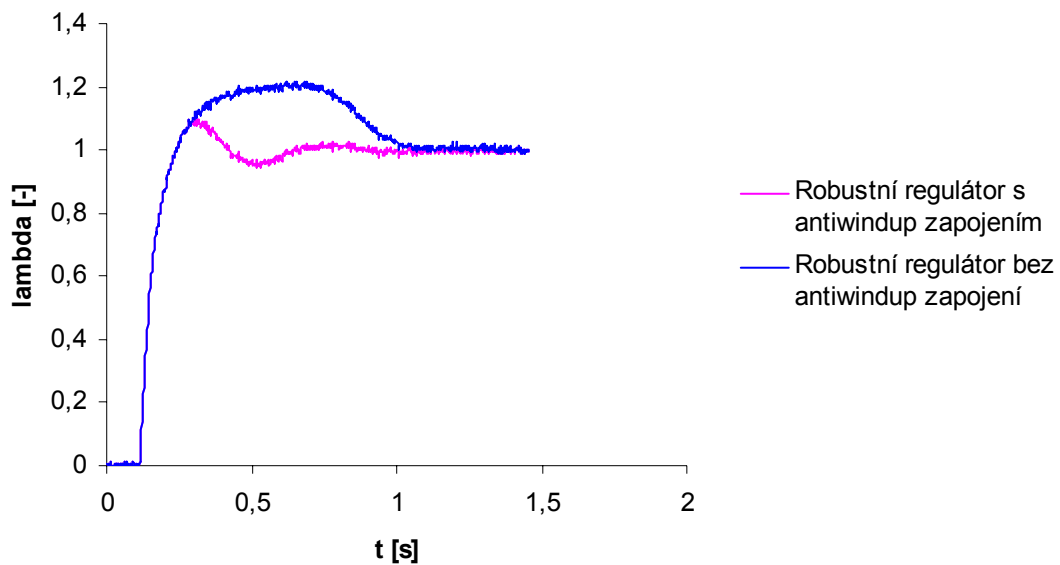
robustní regulátor má opět menší překmity a rychleji se ustálí na požadovanou hodnotu při změně polohy zápalu. Oba regulátory dosahují v ustáleném stavu zanedbatelné chyby od požadované hodnoty.



Obrázek 5-15: Regulace při různých hodnotách polohy zápalu



Obrázek 5-16: Regulace při různých hodnotách uhlu škrťací klapky



Obrázek 5-17: Vliv antiwindup zapojení

V případě změny úhlu škrťací klapky reguluje opět robustní regulátor bez překmitu. Doba potřebná pro dosažení požadované hodnoty je u obou regulátorů stejná. Při úhlu škrťací klapky menším než 10° vykazuje řízení chybu v ustáleném stavu 1,5%, protože při těchto hodnotách roste vliv otevření škrťací klapky na množství vzduchu ve válci a změna pracovního bodu je tak výraznější.

Obrázek 5-17 znázorňuje vliv antiwindup zapojení na náběh lambda sondy při začátku simulace. Podobný vliv má i ve chvíli kdy dochází k velkým skokům v požadované hodnotě lambda a také v okamžicích kdy se požadovaná hodnota lambda vyskytuje v blízkosti krajních mezí dosažitelných hodnot lambda a dojde ke změně pracovního bodu LCE.

6 Závěr

Tato diplomová práce se skládá ze dvou částí. V první části se zabývá validací modelu LCE s jeho prototypem (kapitola 4) a v druhé řízením poměru vzduchu a paliva pro LCE (kapitola 5).

Před samotnou validací bylo nejprve nutné se důkladně seznámit s navrženým modelem. Celý aparát modelu v sobě zahrnuje znalosti z termodynamiky, mechaniky, teorie elektromagnetického pole a dalších odvětví fyziky. Simulinkové schéma modelu bylo součástí materiálů dodaných při zadání diplomové práce. V této fázi byl model sice ve funkčním stavu⁹, ale průběhy některých veličin výrazně neodpovídaly předpokladům¹⁰, protože většina parametrů modelu byla nastavena pouze intuitivně, nezávisle na prototypu LCE.

Validace se potom týkala sjednocení modelu a prototypu v maximálním počtu pracovních bodů. Nejprve jsem do modelu zakomponoval všechny parametry LCE naměřené na prototypu, nebo jinak určené z průběhů na něm naměřených. Vzhledem k tomu, že ne všechny tyto parametry byly zjištěny se stoprocentní přesností, využil jsem rozsahů jejich přesností k sladění maximálních hodnot modelovaných průběhů tlaků ve válci a ve vylachovací komoře s hodnotami naměřenými na prototypu LCE.

Výsledky validace byly ověřeny na průbězích tlaků ve válci a ve vylachovací komoře. Odchytky modelovaných a naměřených průběhů jsou dány zjednodušeními, která byla přijata při návrhu modelu a také faktem, že prototyp je na rozdíl od modelu řízen regulátorem polohy [2]. Model nyní dostatečně reprezentuje vlastnosti prototypu potřebné pro následné testování řídicích algoritmů, které by měly vést k optimalizaci chodu LCE.

V části řízení jsem se zabýval návrhem regulátoru, který zvládne řídit poměr vzduchu a paliva na žádanou hodnotu ve všech pracovních bodech LCE. Jako veličinu pro akční zásah jsem použil dobu přípravy paliva, která reprezentuje množství paliva vstříknutého do válce. Vzhledem k tomu, že celý systém je nelineární, provedl jsem jeho linearizaci v jednom pracovním bodě LCE a pro takto získaný přenos jsem navrhnul nejprve regulátor podle geometrického místa kořenů a následně jsem provedl zrobustnění tohoto regulátoru metodou robustního tvarování frekvenční charakteristiky pomocí H_∞ optimalizace pro nesoudělnou podílovou neurčitost.

Takto navržené řízení jsem otestoval na modelu a ujistil se, že reguluje ve všech dostupných pracovních bodech. Při změně pracovního bodu je regulátor schopný regulovat na žádanou hodnotu, ale vykazuje nenulovou chybu regulační odchylky v ustáleném stavu. Tato chyba činí maximálně 2% z požadované hodnoty a tudíž je

⁹ Model lze spustit a běží stabilně.

¹⁰ V tento okamžik ještě nebyly dostupné žádné výsledky měření. Předpoklady vychází z typických hodnot pro tradiční konstrukci motoru se stejnými parametry jako má spalovací část LCE.

v rámci tohoto návrhu řízení zanedbatelná. Během testování jsem musel brát zřetel na rozsah poměru vzduchu a paliva v jednotlivých pracovních bodech, který se mění a tím pádem řízení, při nevhodně zvolené žádané hodnotě, dostane model do stavu, který znemožňuje jeho další chod¹¹. Maximální rozsah tohoto poměru je $\langle 0,8-1,2 \rangle$ a dle volby pracovního bodu se zmenšuje.

Obdobně navržené řízení by se dalo v prototypu použít jako doplnění již existujícího regulátoru polohy. V době jeho realizace ovšem nebyla u prototypu zprovozněna lambda sonda s lineárním rozsahem, jejíž vývoj je součástí další práce týkající se tohoto projektu. Z toho důvodu jsem neměl možnost otestovat způsob návrhu lambda řízení přímo na prototypu LCE.

¹¹ Příliš velké, nebo příliš malé množství paliva ve válci.

Literatura

- [1] Deutsch, P. - Vysoký, O. *In-cycle thermodynamic model of linear combustion engine*. In Proceedings of the 2006 IEEE, International Conference on Control Application [CD-ROM]. Piscataway: IEEE, 2006, s. 2430-2435. ISBN 0-7803-9796-7.
- [2] Jeřábek, J. *Model a řídicí algoritmy pro lineární spalovací motor* - diplomová práce. Praha, 2005.
- [3] Němeček, P. *Lineární spalovací motor* - doktorandské minimum. Praha, 2004.
- [4] Vysoký, O. *Lineární spalovací motorgenerátor a jeho řízení* - Úvodní zpráva o projektu. Praha, 2000.
- [5] Heywood, J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. NewYork: McGraw-Hill, ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [6] Skogestad, S. – Postlethwaite, I.. *Multivariable feedback control: analysis and design*. John Wiley and Sons, 2nd edition, 2005.
- [7] Skogestad, S. – Postlethwaite, I.. *Multivariable feedback control: analysis and design* [online]. [cit. 2006-12-29]. <http://www.nt.ntnu.no/users/skoge/book/>
- [8] Hurák, Z. *Robustní řízení – poznámky k přednáškám* [online]. [cit. 2006-12-29]. http://dce.felk.cvut.cz/ror/poznamky_k_prednaskam.pdf
- [9] Vojáček, A. *Princip a použití Lambda sondy* [online]. [cit. 2006-12-29]. <http://automatizace.hw.cz/view.php?cislocianku=2006061301>
- [10] Brandstetter, M. *Robust Air-Fuel Ratio Control For Combustion Engines* - PhD thesis, University of Cambridge, 1996.

Příloha A

Struktura přiloženého CD

Jednotlivé adresáře:

-*diplomová_práce*
-*dokumentace*
-*naměřená_data*
-*programy_pro_matlab*
-*model_v_simulinku*
-*řízení_modelu_v_simulinku*

Jednotlivé adresáře obsahují:

diplomová_práce: tento dokument ve formátu *pdf*

dokumentace: dokumentace k jednotlivým čidlům a částem motoru

naměřená_data: naměřená data ze všech použitých čidel ve formátu *mat*

programy_pro_matlab: zdrojové texty pro zpracování naměřených dat a pro návrh regulátoru

model_v_simulinku: soubor modelu LCE *engine.mdl* a soubor pro inicializaci všech parametrů modelu *init_file.m*

řízení_modelu_v_simulinku: soubor modelu řízení LCE *engine_regulace.mdl* a soubor pro inicializaci všech parametrů modelu *init_file.m*

Příloha B

Zdrojové texty pro matlab

Průběh tlaku ve vyplachovací komoře z naměřených dat:

```
function [tlak,poloha] = filt_ve_scaveningu(data)
filter=data.Y(4).Data;%poloha
filt1=data.Y(3).Data;%tlak ve vyplachovaci komore
%filtrace pred prumerovanim
kolik=15;
for i=kolik:length(filt1)-kolik
    s=0;
    for j=-kolik+1:kolik
        s=s+filt1(i+j) ;
    end
    filt1(i)=s/2/kolik;
end
%rozdeleni na jednotlivy periody
rozptyl=20; %urcuje
predchozi=filter(kolik);
pocetc=1;
for i=kolik:length(filter)-kolik
    if (predchozi<0)&(filter(i)>=0)
        cyklus(pocetc)=i;%zacatek a konec periody
        pocetc=pocetc+1;%pocet period
    end
    predchozi=filter(i);
end
delka(1:(length(cyklus)-1))=cyklus(2:(length(cyklus)))-cyklus(1:(length(cyklus)-1));%delky jednotlivych period
prumerdelek=sum(delka)/length(delka);%prumerna delka
prumerdelek=round(prumerdelek);
maximum(1:length(cyklus)-1)=max(filt1(cyklus(1:length(cyklus)-1):cyklus(2:length(cyklus))));
for i=length(cyklus)-1:-1:1
    [maximum,uu]=max(filt1(cyklus(i):cyklus(i+1)));
    maximumplace(i)=uu;
end
offset=maximumplace;
for a=0:prumerdelek-1
    hodnota1=0;
    for b=1:length(cyklus)-1
        hodnota1=hodnota1+filt1(cyklus(b)+a);
    end
    h1(a+1)=hodnota1/b;%bez upravy posunu
end
[maximum,polohamaximavysledku]=max(h1);
```

```

for a=0:prumerdelek-1
    hodnota=0;
    poc=0;
    for b=1:length(cyklus)-1
        if abs(offset(b)-polohamaximavysledku)<rozptyl
            hodnota=hodnota+filt1(cyklus(b)+a);
            poc=poc+1;
        end
        if abs(offset(b)+delka(b)-polohamaximavysledku)<rozptyl
            hodnota=hodnota+filt1(cyklus(b)+a);
            poc=poc+1;
        end
    end
    h(a+1)=hodnota/poc;%uprava posunu
end
tlak=101325+(h*10-1)*6894.76*5,'b';
poloha=filter(cyklus(100):cyklus(101));

```

Průběh tlaku ve valci z naměřených dat:

```

function [tlak,poloha] = filt_ve_valci(data)
filter=data.Y(4).Data;%poloha
filt1=data.Y(2).Data;%tlak ve valci
%rozdeleni na jednotlivé periody
predchozi=filter(1);
rozptyl=20;
pocetc=1;
for i=1:length(filter)
    if (predchozi<0)&(filter(i)>=0)
        cyklus(pocetc)=i; %zacatek a konec periody
        pocetc=pocetc+1; %pocet period
    end
    predchozi=filter(i);
end
delka(1:(length(cyklus)-1))=cyklus(2:(length(cyklus)))-cyklus(1:(length(cyklus)-1));%delky jednotlivých period
prumerdelek=sum(delka)/length(delka);%prumerna delka
prumerdelek=round(prumerdelek);
for i=length(cyklus)-1:-1:1
    [maximum,uu]=max(filt1(cyklus(i):cyklus(i+1)));
    maximumplace(i)=uu;
end
offset=maximumplace;
for a=0:prumerdelek-1
    hodnota1=0;
    for b=1:length(cyklus)-1
        hodnota1=hodnota1+filt1(cyklus(b)+a);
    end
end

```



```

    h1(a+1)=hodnota1/b;%bez upravy posunu
end
[maximum,polohamaximavysledku]=max(h1);
for a=0:prumerdelek-1
    hodnota=0;
    poc=0;
    for b=1:length(cyklus)-1
        if abs(offset(b)-polohamaximavysledku)<rozptyl
            hodnota=hodnota+filt1(cyklus(b)+a);
            poc=poc+1;
        end
        if abs(offset(b)+delka(b)-polohamaximavysledku)<rozptyl
            hodnota=hodnota+filt1(cyklus(b)+a);
            poc=poc+1;
        end
    end
    h(a+1)=hodnota/poc;%uprava posunu
end
tlak=(60000-min(h1*10*5*100000))+h*10*5*100000;
poloha=filter(cyklus(100):cyklus(101));

```

Průměrná hodnota tlaku v sacím potrubí z naměřených dat:

```

function [tlak] = prumer_filt_v_sacim(data)
filter=data.Y(4).Data;%poloha
filt1=data.Y(1).Data;%tlak v sacim
%prumerna hodnota tohoto tlaku
ppp=sum(filt1)/length(filt1);
tlak=((ppp)*10/5.1+0.095)/0.009*1000;

```

Inicializacni soubor modelu:

```

sample_time=2e-5;%vzorkovaci perioda

```

```

%Parametry rozmeru LCE

```

d_ex_man_in=0.15;	% vnirni prumer vyfukoveho potrubí [m]
weight_ex=3;	% hmotnost vyfukoveho potrubí [kg]
L_ex=0.5;	% delka vyfukoveho potrubí [m]
S_ex_out=7e-4;	% velikost otvoru vyfuku [m ²]
m=4.5;	% hmotnost pohyblive casti LCE [kg]
S=44e-3;	% maximalni zdvih [m]
V=50e-6;	% maximalni objem valce [m ³]
V_cyl_min=4e-6;	% minimalni objem valce [m ³]
S_p=10.5e-4;	% plocha pistu [m ²]
V_man=2.826e-4;	% objem saciho potrubí [m ³]
bore=0.04;	% vrtani [m]
V_sc=20e-5;	% maximalni objem vyplachovaci komory [m ³]
weight_cyl=1;	% hmotnost tela valce [kg]

```

%Odvozene parametry
A_cyl_min=2*S_p+pi*(bore)*V_cyl_min/S_p;    % minimalni plocha valce pro
prenos tepla [m^2]
S_ex_wall=2*pi*(d_ex_man_in/2)*L_ex;        % plocha vyfukoveho potrubu [m^2]
V_ex_man=(d_ex_man_in/2)^2*pi*L_ex;        % objem vyfukoveho potrubu [m^3]
x_max=S/2;                                  % limit polohy [m]

%termodynamicke deje
T_amb=296;                                  % okolni teplota [K]
R_air=287;                                  % plynova konstanta vzduchu [J*kg^-1*K^-1]
R_exh=R_air;                                % plynova konstanta cpalin [J*kg^-1*K^-1]
p_amb=101e3;                                % okolni tlak [Pa]
k0=1.377;                                    % Gamma pro 300K
k1=-4.115e-5;                               % Gamma prirustek na K
Pr_exh=0.8;                                 % Prandltovo cislo pro spaliny [-]
alpha_iron=464.73;                          % specificke teplo zeleza [J*kg^-1*K^-1]
T_ex_wall_max=350;                          % maximalni teplota vyfukoveho potrubu [K]
T_head_max=365;                             % maximalni teplota steny valce [K]

%pocatecni hodnoty
T_head_0=353;                               % pocatecni teplota hlavy valce [K]
T_man_0=T_amb;                              % pocatecni teplota saciho potrubu [K]
x_0=0;                                       % pocatecni pozice pistove tyce [m]
v_0=2.5;                                     % pocatecni rychlost pistove tyce [m/s]
strokes_0=25;                               % pocatecni frekvence motoru [st/s]
m_man_0=0.000336;                          % pocatecni mnozstvi vzduchu v sacim potrubu[kg]
m_cyl_0r=0.000044;                         % pocatecni mnozstvi vzduchu v pravem valci [kg]
m_cyl_0l=0.000047;                         % pocatecni mnozstvi vzduchu v levem valci [kg]
m_uc_0r=0.00021;                           % pocatecni mnozstvi vzduchu pod pravym valcem [kg]
m_uc_0l=0.00018;                           % pocatecni mnozstvi vzduchu pod levim valcem [kg]
T_ex_man_0=340;                             % pocatecni teplota ve vyfukovem potrubu[K]
T_ex_wall_0=334.5;                         % pocatecni teplota steny vyfukoveho potrubu [K]
m_ex_man_0=0.009;                          % pocatecni mnozstvi vzduchu ve vyfukovem potrubu [kg]

%ostatni konstanty
% linearni-motorgenerator
Rv=11.8;                                    % odpor vinuti [ohm]
Lv=0.032;                                   % indukcnost vinuti [H]
Uss=200;                                    % napajeci napeti [V]

% LM mechanicke vlastnosti
Dpolu = 0.05;                               % vzdalenost J a S polu na magnetu LM [m]
Ku=50;                                      % rychlostni napetova konstanta [V*s/m]
Ki=75;                                      % silova proudova konstanta [N/A]

%Parametry wiebeho fce
m_wiebe=3;                                  % Parameter wiebeho funkce m

```

```

a_wiebe=1;           % Parameter wiebeho funkce a
delta_t=54e-4;       % delka trvani spalovani [s]

%Vstřikování a palivo
C_heat=4.5e7;        % vyhrevnost paliva [J/kg]
T_inj=0.002;        % doba vstrikovani paliva [s]

F_t=50;             % treci sila

```

Zdrojový text pro návrh robustního regulátoru:

```

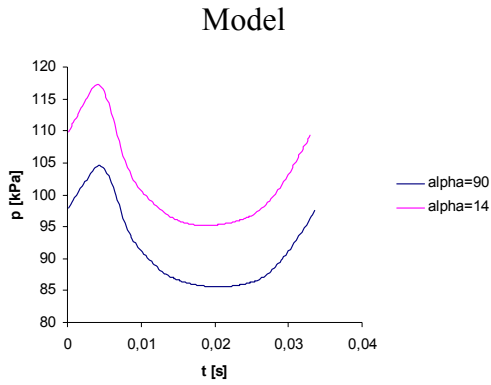
C=tf([-0.618229324816632 0.61806248962032],[1 -0.999991547723013],0.00002);
%klasicky regulator
sys=tf([0 -2.30183948618848e-010 1.69661269599486e-013 1.70150466034029e-013
-3.88651599188143e-008],[1 -1.99953649816986 0.999536550124455 -
9.14690198715024e-005 9.14584684445189e-005],0.00002); %identifikovany system
Cs=d2c(C);%prevod diskretni-spojity
syss=d2c(sys); %prevod diskretni-spojity
[a,b,c,d]=ssdata(syss*Cs);%stavovy popis
gammarel=1.001;
[Ac,Bc,Cc,Dc]=coprimeunc(a,b,c,d,gammarel);%robustni rizeni
[num,den]=ss2tf(Ac,-Bc,Cc,-Dc);
Ks=tf(num,den);
K=c2d(Ks,0.00002);
[NUMK,DENK] = TFDATA(K,'v'); %robustni regulator

```

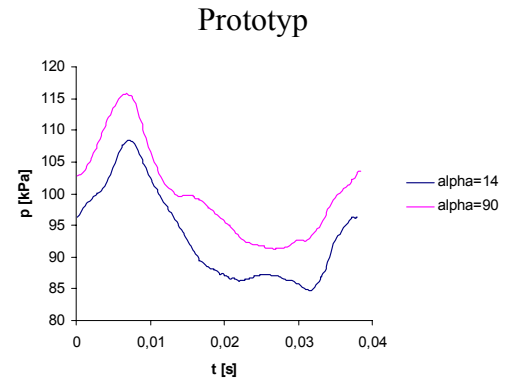
Příloha C

Srovnání modelu a prototypu LCE

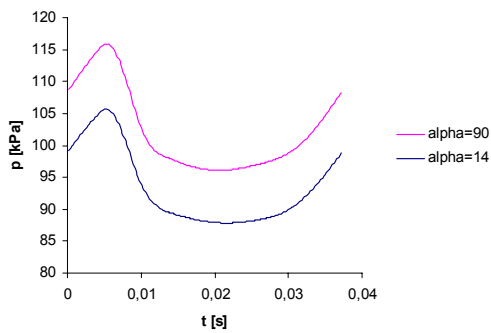
Tlak ve vyplachovací komoře:



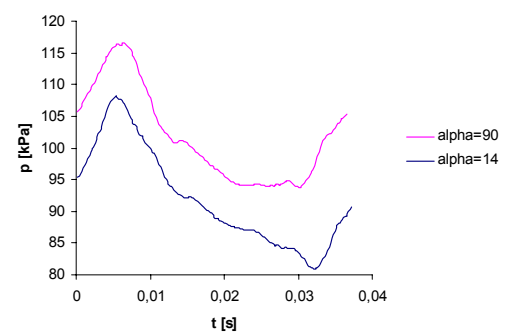
Obrázek 6-1: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=5\text{ms}$



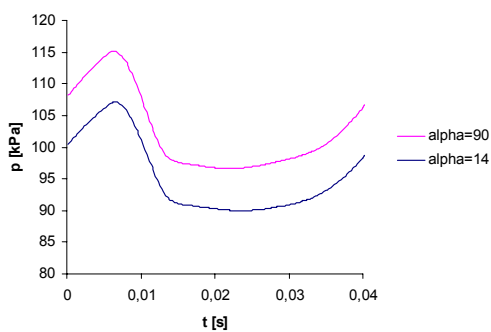
Obrázek 6-4: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=5\text{ms}$



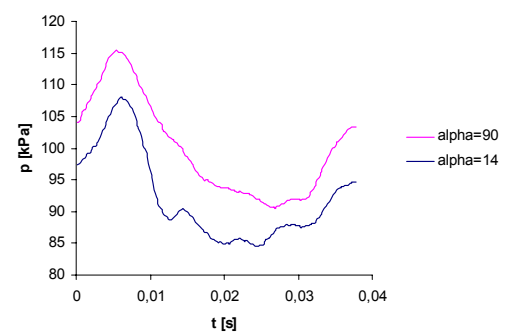
Obrázek 6-2: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=4\text{ms}$



Obrázek 6-5: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=4\text{ms}$



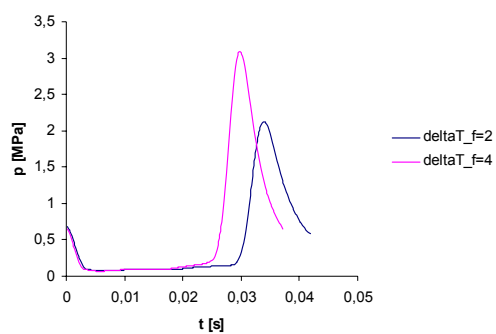
Obrázek 6-3: Tlak ve vyplachovací komoře, model, $\Delta T_f=3\text{ms}$



Obrázek 6-6: Tlak ve vyplachovací komoře, prototyp, $\Delta T_f=3\text{ms}$

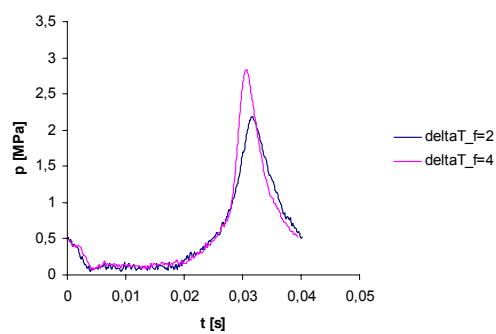
Tlak ve válci:

Model

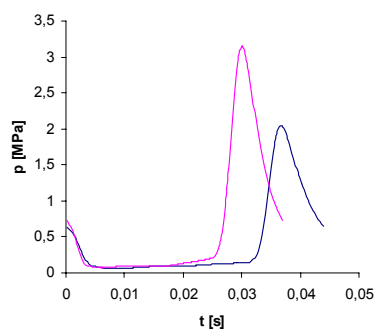


Obrázek 6-7: Tlak ve válci, model, $\alpha=10^\circ$

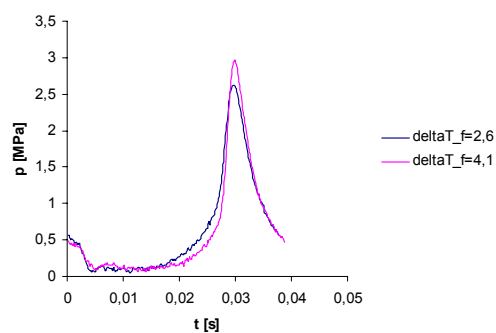
Prototyp



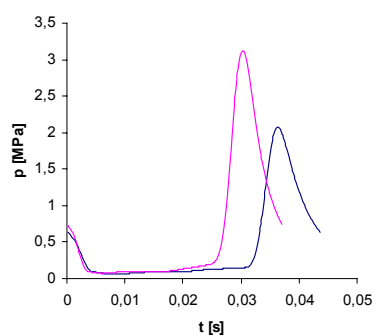
Obrázek 6-10: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=10^\circ$



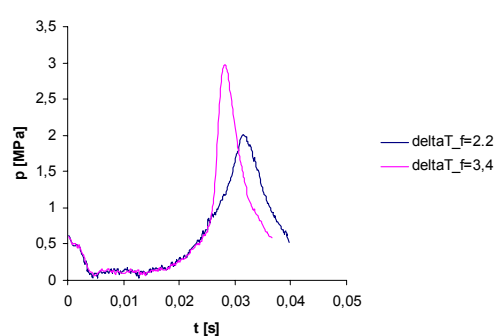
Obrázek 6-8: Tlak ve válci, model, $\alpha=24^\circ$



Obrázek 6-11: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=24^\circ$



Obrázek 6-9: Tlak ve válci, model, $\alpha=90^\circ$



Obrázek 6-12: Tlak ve válci, prototyp, $\alpha=90^\circ$