

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

Optimalizace termodynamického modelu

jednoválcového motoru

Vedoucí práce: Ing. Vít Doleček, Ph.D.

2017

Ivo Vodička

Zadání



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vodička** Jméno: **Ivo** Osobní číslo: **437096**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Optimalizace termodynamického modelu jednoválcového motoru

Název bakalářské práce anglicky:

Optimization of single cylinder thermodynamic model

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte termodynamický model jednoválcového motocyklového motoru pro závodní použití. Navrhněte geometrii motoru a vyberte nejvhodnější variantu uspořádání sacího a výfukového traktu. Navrhněte optimalizované parametry a pomocí optimalizačního softwaru najděte optimální nastavení z hlediska zamýšleného využití motoru.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Vít Doleček Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Podpis vedoucí(ho) práce

Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

27.6.2017

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího práce. Všechny podklady použité při tvorbě jsou uvedeny v seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 12. 6. 2017

.....

(Podpis autora)

Anotace

Autor:	Ivo Vodička
Název BP:	Optimalizace termodynamického modelu jednoválcového motoru
Akademický rok:	2016 / 2017
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor:	Bez oboru
Ústav:	12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Klíčová slova:	Jednoválcový motor, optimalizace, silniční závodní motocykl
Abstrakt:	Tato bakalářská práce se zabývá, kromě rešerše obvyklých konstrukčních řešení závodních motocyklových motorů, sestavením termodynamického modelu a jeho optimalizací, která má přinést zlepšení výkonových charakteristik při předpokládaném způsobu použití.
Počet stran:	47
Počet obrázků:	17
Počet příloh:	15

Anotation

Author:	Ivo Vodička
Title:	Optimization of Single Cylinder Thermodynamic Model
Academic year:	2016 / 2017
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Study programme:	Theoretical Fundaments of Mechanical Engineering
Specialization:	No specialization
Department:	12120 – Department of Automobiles, Internal Combustion Engines and Railway Vehicles
Supervisor:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Keywords:	Single cylinder engine, optimization, road racing motorcycle
Abstrakt:	This bachaleor thesis solves, except of backround search of commonly used technical solution of race motorcycle engines, compilation of thermodynamic model and its optimization, in order to improve power characteristics due to expected usage
Number of pages:	47
Number of pictures:	17
Number of attechments:	15

Poděkování

Chtěl bych především poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Vítovi Dolečkovi za cenné rady a neuvěřitelnou podporu během práce. Dále pak panu Janovi Baněčkovi za možnost podílet se na soutěžním projektu.

Poděkování patří zajisté mé rodině, která mě podporovala po celou dobu studia.

Obsah

Zadání	1
Prohlášení.....	2
Anotace	3
Anotation.....	4
Poděkování.....	5
Seznam obrázků	8
Seznam příloh.....	9
Seznam použitých zkratk.....	10
1. Úvod	12
2. Rozdělení motocyklových spalovacích motorů.....	13
3. Konstrukce motocyklového motoru.....	14
3.1. Sání	15
3.1.1. Airbox	15
3.1.2. Sací potrubí	15
3.1.3. Škrticí klapka	15
3.1.4. Sací kanál v hlavě válce	16
3.1.5. Restriktor.....	17
3.2. Výfuk	17
3.2.1. Výfukový kanál v hlavě válce.....	17
3.2.2. Výfukové svody a výfuk.....	17
3.2.3. Tlumič výfuku	17
3.3. Válec.....	18
3.3.1. Hlava válce	18
3.3.2. Spalovací prostor.....	18
3.3.3. Svíčka.....	19
3.4. Rozvodový mechanismus.....	19

3.4.1.	OHV	20
3.4.2.	OHC	20
3.4.3.	Pevné a variabilní časování	21
4.	Návrh 1 D termodynamického modelu.....	21
4.1.	Computational Fluid Dynamics	21
4.2.	Zadání motoru.....	22
4.3.	Postup při sestavování modelu	23
4.4.	Nastavení komponent.....	24
4.4.1.	Airbox	25
4.4.2.	Sací potrubí a škrticí klapka.....	26
4.4.3.	Sací kanály v hlavě válce.....	29
4.4.4.	Vstřikování paliva	30
4.4.5.	Klíkový mechanismus	31
4.4.6.	Nastavení válce	32
4.4.7.	Výfukové kanály v hlavě válce.....	34
4.4.8.	Výfuk.....	34
4.4.9.	Nastavení časování ventilů.....	34
5.	Optimalizace.....	34
5.1.	Optimalizační software	34
5.2.	Algoritmy pro optimalizaci	35
5.3.	Výběr optimalizovaných proměnných	36
5.4.	Postup při nastavení optimalizace	36
5.5.	Optimalizace.....	38
6.	Závěr.....	46
	Použité zdroje.....	47

Seznam obrázků

Obr. 1 - Dvouválcový motor BMW typu boxer [11]	13
Obr. 2 - Škrtkící klapka s osičkou [12]	16
Obr. 3 - Různé tvary sacích kanálů [2]	16
Obr. 4 - Střechovitý tvar spalovacího prostoru [13].....	19
Obr. 5 - Ventilový rozvod DOHC, OHC a OHV [3]	20
Obr. 6 - Kruhový diagram časování ventilového rozvodu [3]	21
Obr. 7 - Blokové schéma v GT-POWER.....	24
Obr. 8 - Rezonanční délka potrubí.....	28
Obr. 9 - Indikátorový diagram pracovního oběhu zážehového motoru [3]	32
Obr. 10 - Blokové schéma v modeFRONTIER	38
Obr. 11 - Optimalizace časování sacího ventilu.....	39
Obr. 12 - Optimální časování sacího ventilu.....	39
Obr. 13 - Optimalizace délky sacího traktu	40
Obr. 14 - Optimalizace délky výfukového potrubí	41
Obr. 15 – Porovnání průběhů středního indikovaného tlaku	44
Obr. 16 - Porovnání průběhů výkonu.....	44
Obr. 17 Celková účinnost finální varianty	45

Seznam příloh

1. Tabulka nastavení modelu v GT-POWER
2. Zdvihová křivka sacího ventilu
3. Zdvihová křivka výfukového ventilu
4. Součinitel průtoku sacího ventilu
5. Součinitel průtoku výfukového ventilu
6. Tabulka nastavení proměnných pro optimalizaci při 12 000 a 15 000 $1 \cdot \text{min}^{-1}$
7. Závislost středního indikovaného tlaku na průměru na konci vstupního potrubí airboxu.
8. Závislost středního indikovaného tlaku na délce vstupního potrubí airboxu.
9. Závislost středního indikovaného tlaku na délce sání.
10. Závislost středního indikovaného tlaku na délce výfuku.
11. Tabulka finálního nastavení
12. Porovnání průběhů točivého momentu
13. Porovnání průběhů měrné spotřeby
14. p - α diagram
15. p - V diagram

Seznam použitých zkratk

$D_{ab\ in}$	[mm]	Průměr na začátku vstupního potrubí airboxu
$D_{ab\ out}$	[mm]	Průměr na konci vstupního potrubí airboxu
D_k	[mm]	Průměr škrtící klapky
$D_{sk\ in}$	[mm]	Průměr na vstupu kanálu sání
$D_{sk\ out}$	[mm]	Průměr na vstupu kanálu sání
D_{sac}	[mm]	Průměr sacích ventilů
D_{sp}	[mm]	Průměr sacího potrubí
$D_{v\ in}$	[mm]	Průměr na vstupu kanálu výfuku
$D_{v\ out}$	[mm]	Průměr na výstupu kanálu výfuku
$D_{výf\ in}$	[mm]	Průměr na vstupu výfuku
$D_{výf\ out}$	[mm]	Průměr na výstupu výfuku
$D_{výf}$	[mm]	Průměr výfukových ventilů
H_u	[MJ · kg ⁻¹]	Výhřevnost paliva
L_{ab}	[mm]	Délka vstupního potrubí airboxu
L_{rez}	[mm]	Rezonanční délka
L_{sk}	[mm]	Délka kanálu sání
L_{sp}	[mm]	Délka sacího potrubí
$L_{výf}$	[mm]	Délka výfuku
P_e	[kW]	Střední efektivní výkon
R_c	[1]	Kompresní poměr
T_f	[K]	Teplota okolí
V_{ab}	[dm ³]	Objem airboxu
V_z	[dm ³]	Zdvihový objem
V_{zi}	[dm ³]	Zdvihový objem jednoho válce
c_{pc}	[1]	Koeficient využití energie
c_s	[m · s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
m_{pe}	[kg · kW ⁻¹ · h ⁻¹]	Měrná spotřeba paliva
\dot{m}_p	[g · s ⁻¹]	Průtok paliva
n_l	[kmol]	Látkové množství
n_{lim}	[1 · min ⁻¹]	Maximální dovolené otáčky
p_a	[Pa]	Atmosférický tlak
p_c	[Pa]	Celkový tlak

p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
p_f	[Pa]	Třecí tlaková ztráta
p_{fk}	[Pa]	Třecí tlaková ztráta konstantní
p_i	[Pa]	Střední indikovaný tlak
p_{max}	[Pa]	Maximální tlak ve válci
η_c	[1]	Celková účinnost
η_i	[1]	Indikovaná účinnost
η_m	[1]	Mechanická účinnost
η_t	[1]	Tepelná účinnost
φ_{sac}	[°]	Úhel maximálního otevření sacího ventilu
$\varphi_{výf}$	[°]	Úhel maximálního otevření výfukového ventilu
A	[1]	Součinitel maximálního tlaku ve válci
B	[kPa · s · m ⁻¹]	Součinitel c_s
C	[kPa · s ² · m ⁻²]	Součinitel druhé mocniny c_s
D	[mm]	Vrtání válce
L	[mm]	Délka ojnice
R	[J · kmol ⁻¹ · K ⁻¹]	Univerzální plynová konstanta
S	[mm]	Zdvih
T	[K]	Termodynamická teplota
V	[dm ³]	Objem
a	[m · s ⁻¹]	Rychlost vzduchu
dxe	[mm]	Diskretizační délka výfukového potrubí
dxi	[mm]	Diskretizační délka sacího potrubí
i	[1]	Počet válců
k	[1]	Konstanta dle zadaných jednotek
n	[1 · min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
p	[Pa]	Tlak
r	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
v	[m · s ⁻¹]	Rychlost vozidla
ε	[1]	Kompresní poměr
κ	[1]	Poissonova konstanta
λ	[1]	Přebytek vzduchu ve směsi
ρ	[kg · m ⁻³]	Hustota vzduchu
ϕ	[°]	Poloha bodu 50 % hoření směsi

1. Úvod

V této bakalářské práci se zabývám spalovacím motorem jako oběžným tepelným strojem s vnitřním spalováním. Ten mění chemickou energii v palivové směsi na mechanickou a tepelnou energii. Mechanická energie neboli práce se přenáší skrze vratný pohyb pístu, ojnici, klikový hřídel a převodovou soustavu na zadní kolo motocyklu. Tepelná energie uvolněná při spalování je pak považována za energii odpadní, jež musí být odváděna z prostoru spalovací komory, aby nedošlo k přehřátí motoru, a to jednak výfukovými plyny, pístem a stěnami válce, které se musí chladit. Nevyužité odpadní teplo je jedním z hlavních důvodů relativně malé účinnosti spalovacího motoru.

V následujícím textu se zaměřuji na spalovací motory pro motocykly, zejména pro závodní použití. Zážehové motory spalující benzín tvoří pohonů v současné době oproti jiným druhům majoritu, a to především pro svou výkonovou charakteristiku, snadný provoz a vyzkoušeným konstrukčním postupům. Stejně jako v případě jiných strojů je zde kladen důraz na vysoký výkon, malou hmotnost, nízkou poruchovost a snadnou údržbu. Na rozdíl od komerčně prodávaných motocyklů zde není vždy kritériem nízká výrobní cena, ekologičnost a ekonomičnost v provozu.

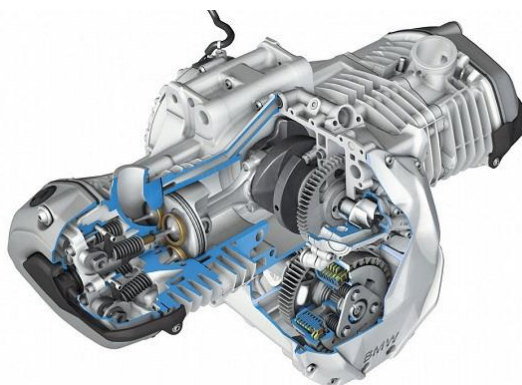
Tato bakalářská práce vzniká na základech týmového projektu pro soutěž Esteco Academy Design Competition 2016, který řešil návrh jednoválcového spalovacího motoru o objemu 250 cm^3 v programu typu CFD (Computational Fluid Dynamics – počítačová termodynamika) v programu GT-Power s následnou optimalizací v optimalizačním softwaru modeFRONTIER. V rámci projektu byl vytvořen 3 D CAD model válce, pístového a klikového mechanismu, spalovacího prostoru, sacího a výfukového potrubí a rovněž kanálů. Byla též provedena kontrola namáhání ojnice pomocí metody konečných prvků. Všechny tyto podpůrné systémy jsou dnes již v konstrukci samozřejmostí, neboť výrazně zkracují čas, umožňují rychlé a přesné simulace velkého počtu veličin bez vzniku fyzického modelu.

Cílem práce je vytvoření 1 D termodynamického modelu motoru, u kterého má být provedena optimalizace z hlediska dosažení maximálního výkonu s ohledem pro závodní použití. Cílem vyplývajícím ze zadání je seznámit se s fungováním spalovacího motocyklového motoru, jeho konstrukcí v oblasti proudění, a především seznámit se s výpočetním softwarem pro řešení těchto úloh.

2. Rozdělení motocyklových spalovacích motorů

Motory pro motocykly můžeme rozdělit podle několika kritérií. Jedním z nich je velikost zdvihového objemu. Při nižším objemu je nasáváno do válce méně palivové směsi a motor má menší výkon, nižší spotřebu a menší mechanické ztráty.

Dalším kritériem je počet válců – mohou být jednoválcové, dvou-, tří-, čtyřválcové, ty největší pak i šestiválcové. Platí, že čím větší počet válců, tím lepší kultura běhu, konstrukce je ovšem složitější, zástavba je náročnější a narůstá hmotnost motoru. Víceválcové motory mohou mít různá uspořádání. U motorů se sudým počtem válců se používá uspořádání do V, řadové nebo typu boxer. U tříválcových motorů se používá řadová konstrukce, nebo tzv. konfigurace double twin.



Obr. 1 - Dvouválcový motor BMW typu boxer [11]

Motory se dělí podle plnění válců na atmosférické nebo přeplňované, které využívají kompresor nebo turbodmychadlo. Směšování pohonné látky se vzduchem může být zajištěno pomocí karburátoru, nebo vstřikováním. Motor může být chlazen buď vzduchem, nebo kapalinou.

U motocyklů a skútrů se stále ve velkém používají dvoudobé motory zejména díky vyššímu výkonu při stejném objemu oproti čtyřdobým, nepotřebují ventily, vačkový hřídel a další díly rozvodového mechanismu, díky čemuž jsou lehčí a údržba je snazší. Dvoutaktní motor má ale tyto tři základní nedostatky.

- Při výplachu válce uniká do výfuku část nespálené čerstvé palivové směsi a důsledkem je snížení výkonu a zvýšení spotřeby.
- Při výplachu válce zůstává ve válci část spalín a spaliny se promíchávají s čerstvou palivovou směsí, čímž se snižuje naplnění válce čerstvou palivovou směsí a klesá výkon motoru.
- Sací kanál, otevíraný a zavíraný pístem jako šoupátkem, je otevřený pouze po zhruba $\frac{1}{5}$ zdvihu, zatímco u čtyřtaktního to je po celý zdvih. [1]

Mezi další nevýhody se řadí zejména nutnost přimíchávat z důvodu mazání olej do paliva, což má za následek zvýšení produkce škodlivých emisí, z čehož vyplývá špatná ekologičnost dvoudobých motorů. U čtyřdobých motorů má olej vlastní rozvodnou síť pomocí otvorů a kanálků, a od spalovacího prostoru je oddělen pístem a pístními kroužky a stéká po stěnách válce do prostoru klikového hřídele.

Kritérií, podle nichž se dají rozdělit, je mnoho, já se zaměřím s ohledem na zadání soutěžního projektu na konstrukci zážehového čtyřdobého jednoválce s atmosférickým plněním.

3. Konstrukce motocyklového motoru

Následuje popis dílů spalovacího motoru, které mají vliv na proudění tekutin a termodynamiku. Tyto díly můžeme rozdělit do následujících skupin.

- Sání
 - Airbox
 - Sací potrubí
 - Škrticí klapka
 - Sací kanál v hlavě válce
 - Restriktor
- Výfuk
 - Výfukový kanál v hlavě válce
 - Výfukové svody a potrubí
 - Tlumič výfuku
- Válec
 - Hlava válce
 - Spalovací prostor
 - Svíčka
- Rozvodový mechanismus
 - OHV
 - OHC
 - Pevné a variabilní časování
 - Ventily a jejich příslušenství

3.1. Sání

3.1.1. Airbox

Airbox se nazývá nádoba, která má v konstrukci motoru funkci zásobovací komory pro vzduch. Zároveň je v něm umístěn filtr, který odstraňuje z nasátého vzduchu nečistoty, které by mohly, usazené v motorovém oleji, působit jako abrazivo ve spalovací komoře a zvyšovaly by opotřebení motoru. Airbox musí mít natolik velký objem, aby byl i při vysokých otáčkách schopen dodávat do válce potřebné množství vzduchu.

V praxi se airbox umísťuje na začátek sacího traktu tak, aby byl schopen pojmout co největší objem vzduchu, a zároveň by měl být izolován od zdrojů tepla, aby nedošlo ke zvětšení objemu vzduchu, což by nepříznivě ovlivňovalo hmotnostní naplnění válce. [5]

3.1.2. Sací potrubí

Sací potrubí, které je vyvedeno z airboxu, se konstruuje co možná nejpřímější, aby se minimalizovaly ztráty během proudění. Sací hrdlo bývá z materiálu s velmi malou drsností – dříve bylo častěji tento díl z hliníkových slitin, nyní se častěji z důvodů nižší ceny a hmotnosti používá plast, např. ABS.

3.1.3. Škrticí klapka

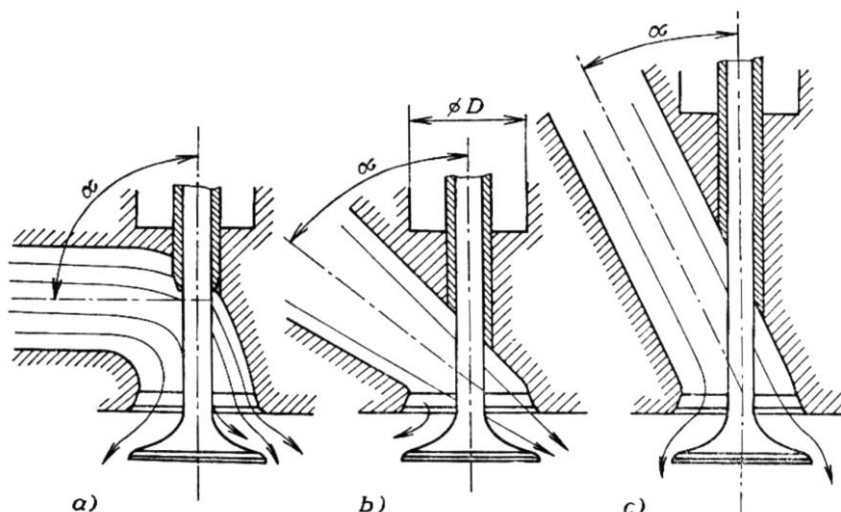
Škrticí klapka je součást, která reguluje množství nasávaného vzduchu (a tím i výkon motoru), který je přiveden sacím potrubím, a je ovládána jezdcem motocyklu pomocí lanka nebo táhla, případně elektronicky („Drive by Wire“) [5]. Jejím charakteristickým parametrem je míra otevření udávaná v procentech. Existuje několik typů škrticích klapek: nejčastěji je konstruována jako otočná deska na osičce, její nevýhodou však je, že ani při plném otevření není průtočná plocha rovna průřezu potrubí. Vyskytují se ale i verze bez osičky, což zvětšuje průtočnou plochu a eliminuje ztráty. Dalším typem je škrticí klapka řešená jako gilovina – šoupátko koná posuvný pohyb ve směru kolmo na osu proudění. Její výhodou je lineárnější nárůst průtočné plochy při různých stupních otevření oproti klasickému řešení. Mezi nevýhody naopak řadí větší zástavbové rozměry ve směru kolmém na osu proudění.



Obr. 2 - Škrťící klapka s osičkou [12]

3.1.4. Sací kanál v hlavě válce

Sací kanál v hlavě začíná dělícím členem, který rozděljuje přísun palivové směsi do jednotlivých kanálů směřujících k ventilovému sedlu. Před ním vytváří kanály koleno, které by mělo mít co nejmenší úhel odklonu α od osy ventilu, jelikož při velkém úhlu (až 90°) se směs nahromadí v ohybu kolena a narůstá průtočná ztráta. Proto by měly být kanály, zvláště u závodních motorů, co nejpřímější. Tomu však brání konstrukce ventilu, jehož pružina má velký průměr, navíc by dřík ventilu musel být delší, čímž by se zvýšila hmotnost ventilu i výška hlavy válce. [2]



Obr. 3 - Různé tvary sacích kanálů [2]

3.1.5. Restriktor

V některých případech, vyžadují-li to pravidla soutěže, se u závodních spalovacích motorů používá restriktor, který omezuje množství veškerého nasávaného vzduchu, a tím snižuje výkon motoru. Jeho aplikace je vždy dána konkrétními technickými požadavky soutěže, které stanovují průtočnou plochu a umístění – nejčastěji se umísťuje za škrticí klapku. Restriktor nesmí být pohyblivý a nesmí být součástí škrticí klapky. Z důvodu technické kontroly před závodem musí být snadno demontovatelný. V případě soutěže Esteco Design Competition 2016 však nebyl restriktor požadován.

3.2. Výfuk

3.2.1. Výfukový kanál v hlavě válce

Pro konstrukci kanálu v hlavě válce platí podobná pravidla jako pro kanál sací. Měl by být co nejpřímější, bez výrazného kolena. Zároveň by měl být co nejkratší, aby do hlavy přestupovalo co nejméně tepla. Kanály od jednotlivých výfukových ventilů se mohou v hlavě sdružovat a ústít již společně do jednoho výfuku.

3.2.2. Výfukové svody a výfuk

Výfukové svody plynule navazují na výfukový kanál v hlavě. I zde může být konstrukce s oddělenými potrubími, nebo se zde též mohou slučovat do společného výfuku. Obě varianty mají své výhody i nevýhody a nelze říci, které řešení je lepší. Výfukové svody a výfuku se nejčastěji konstruují ze žáruvzdorné oceli nebo litiny. Jako i ostatních dílů je zejména pro závodní použití velmi důležitým parametrem hmotnost, a proto, neupravují-li to pravidla soutěže, se využívá titan, který je velmi lehký, jeho nevýhodou je však špatná zpracovatelnost a tím i vysoké výrobní náklady.

3.2.3. Tlumič výfuku

U většiny motocyklů se používá tlumič výfuku. Má za úkol snížit hladinu hluku požadovanou silničními předpisy nebo pravidly soutěže. Zároveň výrazně mění zvukovou charakteristiku motocyklu jako celku. Pro motocykly se používají tlumiče několika typů. Jedním z nich je rezonanční, který využívá interference vlnění tak, že při správně zvolené délce se na konci odrazí zvuková vlna s opačnou výchylkou a některé frekvence utlumí. Jeho výhodou je dobré tlumení v určitém spektru otáček, nevýhodou omezený rozsah tlumených frekvencí.

Druhým používaným typem je absorpční tlumič, který je konstruován jako perforované potrubí, které je obaleno vrstvou absorpčního materiálu, který zachycuje tlakové vlny [9]. Výhodou tohoto typu je tlumení všech frekvencí, nevýhodou nižší útlum oproti rezonančnímu tlumiči a tvorba tepla při přeměně zvukové energie, kterou je nutné odvádět.

3.3. Válec

Ve válci se odehrává nejpodstatnější děj v motoru – spalování pohonné směsi a její přeměna na mechanickou a tepelnou energii.

3.3.1. Hlava válce

Jak již název napovídá, jedná se o díl mimořádné důležitosti, jelikož v sobě ukrývá sací a výfukový kanál (popsáno v předchozí podkapitole), svíčku, v případě přímého vstřikování vstřikovač a většinu rozvodového mechanismu v čele s ventily, jejich zdvihátky a pružinami, případně vačkovou hřídel. Hlava válce je tvarově složitý odlitek, ve kterém jsou kanály formovány pomocí jader. U závodních motorů jsou často kanály dodatečně obrobeny.

3.3.2. Spalovací prostor

Z hlediska dosažení vysokého točivého momentu a výkonu tvoří velikost a tvar spalovací komory jednu z nejpodstatnějších částí konstrukce spalovacích motorů. Prostor by měl být především kompaktní, aby tepelné ztráty stěnami válce byly malé, a prohořivací dráhy krátké. Svíčka by měla být co nejbližší středu spalovacího prostoru, případně jeho teplého koutu, tj. v okolí výfukového ventilu. Potom shoří směs nejprve v teplém koutě a zbytky neshořelé náplně jsou zatlačovány k sacímu ventilu, kde jsou příznivější podmínky k potlačení detonací. [2]

Spalovací prostor může mít mnoho tvarů. Vždy záleží na velikosti a počtu ventilů, velikosti svíčky, případně přítomnosti vstřikovače. Protože směs od svíčky prohořívá přibližně v půlkulových plochách, je výhodné i spalovací komoru modelovat jako půlkulový prostor. Tato konstrukce se realizuje především u dvouventilových motorů, kde mohou být použity ventily velkých průměrů. S větším počtem ventilů, nastávají obtíže s rozvodovým mechanismem, jelikož by ventily měly ideálně být ve směru normály kulového prostoru. Obvyklým řešením je proto u víceventilových motorů střeovitý tvar spalovací komory, který částečně zachovává výhody půlkulového prostoru. U malých motorů, u kterých je potřeba velkého zdvihu ventilů, je píst vytvarován tak, aby nedošlo ke kolizi s ventily a aby co nejlépe rozvířil do válce nasávanou směs.



Obr. 4 - Střechovitý tvar spalovacího prostoru [13]

3.3.3. Svíčka

U zážehových motorů dojde ke vzplanutí palivové směsi po přeskočení jiskry na svíčce. Ve většině případů se používá jedna svíčka, u sportovních a závodních motorů, pokud tomu nebrání velikost spalovacího prostoru, mohou být použity dvě svíčky (Twin Spark). To má za následek lepší a rychlejší prohoření, stejně tak i redukci detonačního spalování.

3.4. Rozvodový mechanismus

Rozvodový mechanismus zajišťuje správné řízení sacích a výfukových ventilů, a tím přístup čerstvé palivové směsi do válce a odvod zplodin ven. Pro konstrukci čtyřdobých spalovacích motorů motocyklů se používá několik variant rozvodů. Jedním ze základních principů rozdělení rozvodových mechanismů je poloha vačkového hřídele. Ten může být umístěn v blízkosti klikového hřídele, nebo v hlavě válců. Vačkový hřídel může být poháněn mnoha způsoby. Může být poháněn řetězem nebo ozubeným soukolím s celkovým převodem do převodového poměru 1:2. Pohon ozubenými koly je spolehlivý a vykazuje malé ztráty. Nevýhodou je naopak větší hlučnost, což u závodních motorů příliš nevádí, přenáší ale kmity z klikového do vačkového hřídele. Pohon válečkovým, případně zubovým řetězem, je také spolehlivý, lépe odolává změnám osové vzdálenosti vlivem tepelné roztažnosti, je ale nutné použít napínací kladky a vodící lišty, které zamezují kmitání rozvodového mechanismu. Pohon ozubeným řemenem má výhodu v tlumení kmitů, je levný a lehký; stejně jako u řetězů musí být použity kladky a lišty a jeho životnost je omezená. U závodních motocyklů se též používal systém

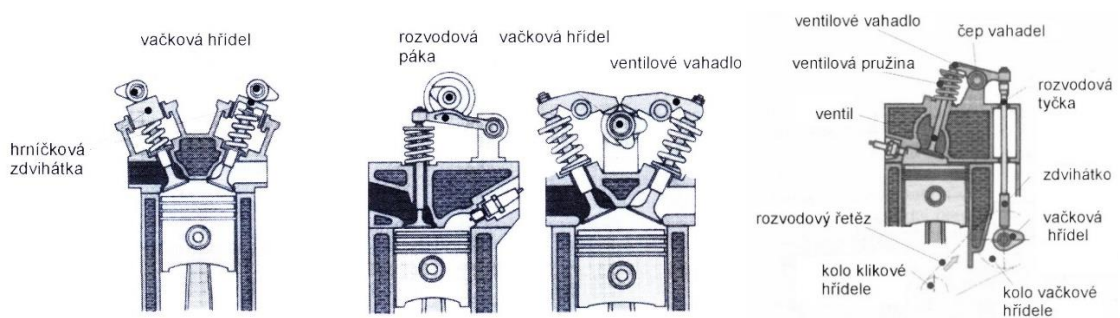
s kuželovými koly a tzv. královským hřídelem, je však výrobně nákladný, těžký a náročný na seřízení. [2] V současné době se využívají kombinace těchto rozvodových mechanismů.

3.4.1. OHV

V případě rozvodu OHV (Over Head Valve) se vačkový hřídel nachází v bloku motoru blízko klikového hřídele a ventily jsou ovládány přes rozvodové tyčky a ventilová zdvihátka. Nevýhodou tohoto rozvodu je velký počet součástí a jejich hmotnost, čímž se snižuje tuhost rozvodu. Při vysokých otáčkách dochází vlivem setrvačných sil k odskakování zdvihátek od vačky a ke změně časování rozvodu. Z toho je patrné, že takový rozvodový mechanismus je pro závodní vysokootáčkové motory je nevhodný. [3]

3.4.2. OHC

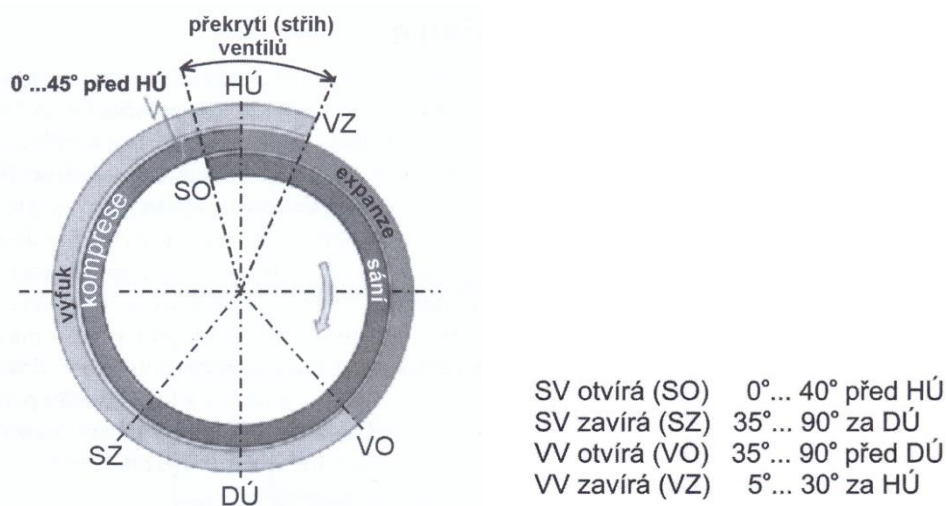
Ventilový rozvod OHC (Over Head Camshaft) je charakteristický umístěním vačkového hřídele v hlavě válců. Ventily jsou ovládány vahadly nebo přímo hrníčkovými zdvihátky. Výhodou je menší počet pohybujících se součástí a menší počet stykových ploch. Nevýhodou tohoto rozvodu je větší výška hlavy válců a složitější provedení pohonu vačkového hřídele. Pokud jeden vačkový hřídel pohání více než dva ventily na válec, rozvodový mechanismus se nazývá SOHC (Single OHC). Mechanismus DOHC (Double OHC), který se používá u čtyř- a pětiventilových motorů se vyznačuje dvěma vačkovými hřídeli v hlavě a umožňuje větší variabilitu časování, dosáhnout nejkratšího spojení mezi vačkovým hřídelem a dříkem ventilu a přiblížit se optimálnímu rozložení hmot. [1,3]



Obr. 5 - Ventilový rozvod DOHC, OHC a OHV [3]

3.4.3. Pevné a variabilní časování

Časování ventilového rozvodu (okamžik a doba otevření) mají zásadní vliv na výměnu plynů ve spalovacím prostoru. Čím déle zůstávají při sacím taktu otevřené sací ventily, tím lépe probíhá plnění válce palivovou směsí. Dalším parametrem, který je nutný pro dokonalou výměnu plynů, je včasné otevírání sacích a dlouhotrvající otevření výfukových ventilů. Doba před uzavřením sacích a otevřením výfukových ventilů se nazývá překryvem nebo také „střihem“ ventilů. Tento jev je v konstrukci motoru důležitý, jelikož při dlouhém otevření obou ventilů dojde, zvláště ve vyšších otáčkách, k lepší výměně plynů, a tudíž i k nárůstu výkonu. To je výhodné především u závodních motorů, poklesne ale točivý moment v nízkých a středních otáčkách. Aby bylo zajištěno, že má motor vysoký točivý moment ve středních a vysoký výkon ve vysokých otáčkách, používá se variabilní časování ventilů. Tento systém má množství konstrukčních variant. Například může být proveden pootočením vačkového hřídele (dvoustupňová, skoková změna) nebo pomocí vložené páky (plynulá změna). Variabilní časování bývá v některých motocyklových soutěžích zakázáno. [3]



Obr. 6 - Kruhový diagram časování ventilového rozvodu [3]

4. Návrh 1 D termodynamického modelu

4.1. Computational Fluid Dynamics

V posledních desetiletích došlo k výraznému odklonu výpočtů technických návrhů empirickou metodou a přesunu k modelování na výpočetní technice. Ta dokáže zpracovat velké množství dat za poměrně krátkou dobu a umožňuje ověření předpokladů bez nutnosti výroby mnoha prototypů a jejich měření. Tím se zrychluje konstrukční proces, odpadá výroba prvotních

prototypů, a díky tomu klesají náklady. Jedním z těchto případů je modelování termodynamiky a mechaniky tekutin pomocí softwarů CFD. Ty jsou na základě integrovaných fyzikálních rovnic a zákonů schopny s velkou přesností vypočítat požadované veličiny a jejich průběhy. Rovnice bývají ve většině případů přírůstkové – diferenciální. Jako při každém modelování zde existuje riziko nepřesností a chyb způsobených uživateli těchto softwarů. Proto je nutné finální CFD model v závěrečné fázi ověřit měřeními prototypu.

V podnikovém a akademickém prostředí se využívá celá řada CFD softwarů (Lotus Simulation, ANSYS Fluent, Autodesk CFD, Solidworks Flow Simulation atd.). Pro své návrhy budu využívat produkt společnosti Gamma Technologies GT-POWER, jehož použití je nutnou podmínkou vyplývající ze zadání.

4.2. Zadání motoru

Zadání mé práce vychází ze soutěže ESTECO Academy Design Competition 2016 vyhlášené společností ESTECO ve spolupráci s Gamma Technologies a výrobcem závodních motocyklů Aprilia Racing. V rámci této týmové soutěže jsem měl na starosti tvorbu termodynamického modelu a následnou optimalizaci. Většina požadovaných parametrů motoru odpovídá třídě Moto3 soutěže MotoGP. Motor je zážehový čtyřdobý jednoválec s přirozeným sáním, válec a píst musí mít kruhový průřez. Je zakázáno variabilní časování ventilů stejně jako proměnná délka sacího a výfukového potrubí.

Zadané parametry

- Zdvihový objem $V_z = 0,250 \text{ dm}^3$
- Vrtání $D = 81 \text{ mm}$
- Zdvih $S = 48,5 \text{ mm}$
- Maximální dovolené otáčky $n_{lim} = 17\,500 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$
- Délka ojnice $L = 105 \text{ mm}$
- Průměr škrticí klapky $D_k \leq 53 \text{ mm}$
- Průměr sacích ventilů $D_{sac} \leq 35,5 \text{ mm}$
- Průměr výfukových ventilů $D_{výf} \leq 27,5 \text{ mm}$
- Kompresní poměr $\varepsilon \leq 15,8 [1]$
- Okrajové podmínky ISO 1 (teplota, vlhkost a tlak okolního vzduchu)

Návrh vzešlý z optimalizace má přinést ideální parametry především v těchto oblastech.

- Vysoký výkon a plynulá křivka výkonu a točivého momentu
- Objem a tvar airboxu
- Průměr škrticí klapky D_k
- Délka a tvar sacího kanálu v hlavě válce
- Délka a tvar výfukového kanálu v hlavě válce
- Délka výfukového potrubí (bez tlumiče)
- Časování a zdvih sacího ventilu (zdvih ≤ 15 mm)
- Časování a zdvih výfukového ventilu (zdvih ≤ 13 mm)
- Odhad mechanických ztrát

Oproti oficiálnímu zadání soutěže Moto3 jsme nebyli omezeni maximálními otáčkami $n_{lim} = 13\,500 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1}$, použitím pneumatických pružin ventilů, hydraulických zdvihátek či jiných, například elektronických systému pro zdvih ventilů. Dále jsme mohli použít pro konstrukci jakýkoliv materiál – v soutěži Moto3 jsou vyžadovány materiály s poměrným modulem pružnosti menším než $50 \text{ GPa}/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$. Hlava válce, skříň motoru, blok motoru a píst pak musí být vyrobeny z hliníkové slitiny.

4.3. Postup při sestavování modelu

Při tvorbě modelu v GT-POWER jsem nejprve vytvořil základní blokové schéma motoru a použil jsem základní prvky z knihovny prvků. Ta zahrnuje veškeré komponenty potřebné ke konstrukci motoru: komponenty z mechanické, termické, elektromagnetické sekce, sekce akustiky, toku tekutin a kontrolních prvků.

Jelikož jsem v počátku neměl většinu potřebných údajů, použil jsem hodnoty z příkladů schémat integrovaných v programu (examples), které alespoň z části odpovídaly zadání (zážehový čtyřventilový motor s přirozeným sáním). Jednalo se především o tyto hodnoty.

- Tvar zdvihových křivek ventilů
- Koeficienty toku v kanálech
- Objem airboxu
- Délky sacího a výfukového potrubí

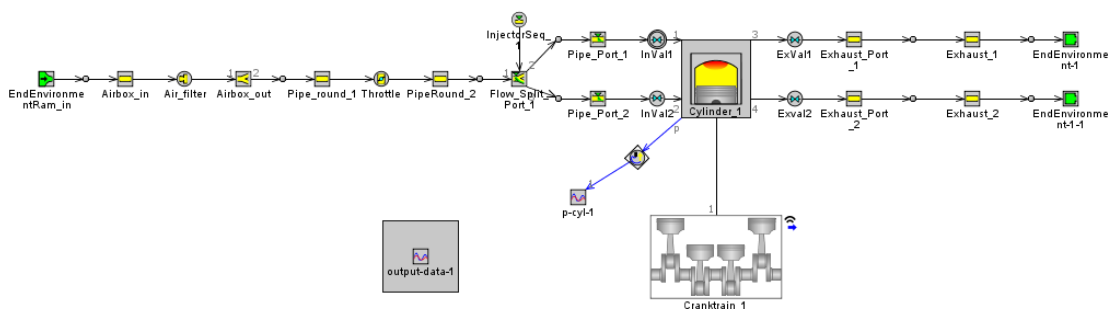
Některé další údaje jsem našel v nápovědě programu. Zároveň jsem již při návrhu volil proměnné, které se budou optimalizovat. Ty se ukládají do tzv. case setup, neboli tabulky v dialogovém okně, ve které se nastavují jejich hodnoty. V této tabulce lze nastavit několik

variant, které poté program vypočítá. Zvolil jsem řešení, kdy je jedinou proměnou rychlost motoru a všechny ostatní parametry jsou v daném případě konstantní. Každé konkrétní nastavení bylo tudíž samostatným souborem. Case setup také ulehčuje změny v nastavení modelu, jestliže se jedna veličina uplatňuje na několika místech, jako například otáčky motoru nebo teplota a tlak okolního vzduchu.

V počátku jsem zkoušel varianty s jedním společným výfukem nebo se dvěma samostatnými výfuky. Po prvních výpočtech a zjištění obvyklých konstrukčních řešení v této třídě motocyklů jsem vybral variantu s oddělenými výfuky.

Toto blokové schéma jsem následně upravoval a doplňoval o prvky, které zpřesňovaly a zlepšovaly výsledek. Jednalo se například o náporové sání nebo modely kanálů v hlavě válce s odparem. Podrobněji jsou tyto úpravy rozepsány u nastavení jednotlivých prvků.

Jak jsem již uvedl, v počátek jsem měl pouze omezený zdroj relevantních naměřených dat. Později jsem získal a použil data z motoru motokáry se stejným zdvihovým objemem a z motocyklového motoru Yamaha YZF-R6, který využívá tým CTU CarTech k pohonu studentské formule. Jedná o čtyřventilový zážehový čtyřválcový motor se zdvihovým objemem $V_Z = 599 \text{ cm}^3$ (objem jednoho válce $V_{Zi} = 150 \text{ cm}^3$) s obdobnou konstrukcí, který byl měřen stejně jako motor motokáry na motorové brzdě. Z nich jsem použil průběhy zdvihu sacích a výfukových ventilů a průtokové součinitele.



Obr. 7 - Blokové schéma v GT-POWER

4.4. Nastavení komponent

V následující podkapitole popisují, jak byly komponenty v GT-POWER nastaveny, a jaké fyzikální jevy se vyskytují a s jakými fyzikálními rovnicemi program počítá. Zároveň uvádím předběžné výpočty vycházející z empirických vztahů. Konkrétní číselné nastavení je v příloze č.1.

4.4.1. Airbox

Na začátku jsem použil základní statický model vnějšího prostředí s podmínkami odpovídajícím podmínkám ISO 1 ($T = 293,15 \text{ K}$; $p_a = 101,325 \text{ kPa}$) a to jak pro sání, tak i výfuk. Protože je ovšem předpokládán provoz na závodní trati, nahradil jsem komponentu modelem s náporovým sáním. Díky němu je využita kinetická energie zastaveného proudu nasávaného vzduchu, zde vyjádřená tlakem.

$$p_c = p_a + \frac{1}{2} c_{pc} \cdot \rho \cdot v^2, \quad (1)$$

kde	p_c	- celkový tlak	[Pa]
	p_a	- atmosférický tlak	[Pa]
	c_{pc}	- koeficient využití energie	[1]
	ρ	- hustota vzduchu při $T = 293,15 \text{ K}$	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
	v	- rychlost vozidla	[$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Na závodních okruzích se motocykly třídy Moto3 pohybují rychlostí až $220 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, proto jsem uvažoval střední rychlost $v = 100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 27,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a stoprocentní využití tlakové potenciální energie. Je zřejmé, že v praxi závisí využití na okamžité rychlosti, konkrétních povětrnostních podmínkách nebo naklopení motocyklu.

$$p_c = 101\,325 + \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 1,1887 \cdot 27,8^2 = 101\,784 \text{ Pa} \quad (2)$$

Z výpočtu je zřejmé, že zisk není nikterak veliký, po dosažení vysokého výkonu však může pomoci.

Při závodě je tento jev výhodný především v situaci, kdy při vjezdu do zatáčky musí jezdec ubrat plyn, čímž přivře škrticí klapku, a v airboxu se vytvoří přetlak. Ten se využije při otevření škrticí klapky k plnění válce. Lze říci, že motor je přeplňován díky tomuto efektu náporového sání, kdy se využívá kinetické energie zastaveného proudu vzduchu.

Při konstrukci sání se využívá princip rezonance. Při sacím zdvihu, kdy se píst pohybuje z horní do dolní úvratě, vzniká ve válci v okolí sacích ventilů, které jsou otevřeny, podtlak. Změna velikosti podtlaku závisí na otáčkách motoru a provedení klikového mechanismu. Tento podtlak má za následek vznik nestacionární podtlakové vlny (zvané primární), kterou si můžeme

představit jako místo velmi zhuštěného vzduchu. Ta se šíří rychlostí zvuku z válce sacím potrubím směrem k airboxu, případně k volnému konci sacího potrubí, a přitom rozhýbává sloupec nasávaného vzduchu. Od volného konce se vlna odrazí se stejnou fází a amplitudou jako přetlaková vlna (zvaná sekundární) a rychlostí zvuku se vrací zpět k místu vzniku do ventilového sedla. Dojde tak k částečnému přeplňování a většímu hmotnostnímu naplnění válce. Sací ventil se však nesmí zavřít dřív, než dorazí sekundární vlna k ventilovému sedlu. Je tedy zřejmé, že rezonanční přeplňování funguje pouze v jednom otáčkovém režimu. [5]

Pokud by byl konec sacího potrubí pevný, vlna by se po odražení chovala opět jako podtlaková, což je nežádoucí. Z tohoto důvodu je potřebný co největší objem airboxu, aby na tomto konci potrubí bylo prostředí, které bychom mohli považovat za volný konec.

V GT-POWER je model airboxu sestaven ze tří částí: vstupního potrubí, filtru a vlastního tělesa airboxu. Charakteristickými rozměry jsou průměry na počátku a konci vstupního potrubí, délka potrubí a objem vlastního tělesa. Dále musí být nastaven diskretizační délka neboli délka konečně prvkového rozdělení. V GT je doporučeno nastavení diskretizační délky sání vztahem:

$$dx_i = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 81 \doteq 32 \text{ mm} \quad (3)$$

Jelikož tento vztah předpokládá spektrum nižších otáček, než ve kterých je provoz motoru zamýšlen, zmenšil jsem diskretizační délku na 28 mm.

Pro všechny tyto části jsem zvolil nastavení teploty $T = T_f = 293,15 \text{ K}$, která nezávisí na otáčkách ani na teplotě ostatních komponent, jelikož předpokládám jejich dostatečnou vzdálenost těchto prvků od zdrojů tepla a zároveň jejich chlazení obtékajícím vzduchem.

4.4.2. Sací potrubí a škrticí klapka

Sací potrubí se skládá z několika komponent, které na sebe navazují. Ty samozřejmě odpovídají reálným částem v motoru, proto jsem musel při návrhu dbát na možnosti reálné konstrukce.

Při proudění v potrubí se uplatňují především tyto fyzikální zákony, ze kterých výpočty v softwaru vychází.

Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity vyjadřuje zákon zachování hmotnosti tekutin při proudění v kontrolním objemu.

$$\left\{ \frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \rho \right\} + \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (4)$$

První člen představuje akumulaci hmotnosti druhý konvektivní přítok a odtok hmotnosti a třetí člen lokální změnu hmotnosti. Pro stlačitelné tekutiny (plyny) v jednorozměrném případě můžeme rovnici zjednodušit.

$$\dot{Q}_m = \rho \cdot c \cdot S = konst \quad (5)$$

Cauchyho rovnice dynamické rovnováhy

Cauchyho rovnice je bilanční rovnice vyjadřující zákon zachování hybnosti při proudění v kontrolním objemu.

$$\rho \left\{ \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} \right\} = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f} \quad (6)$$

První člen vyjadřuje akumulaci hybnosti, druhý konvektivní přívod a odtok hybnosti. Na pravé straně rovnice pak nachází tlakový spád, vektor vnitřních (třecích) sil a vektor vnějších objemových sil.

Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice vyjadřuje zákon zachování energie v kontrolním objemu. Součet potenciální, tlakové a kinetické energie je konstantní. [4]

$$g \cdot y + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = konst \quad (7)$$

V reálných součástech ale dochází k třecím a místním ztrátám:

$$g \cdot y_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{c_1^2}{2} = g \cdot y_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{c_2^2}{2} + e_z \quad (8)$$

V minulé kapitole jsem zmiňoval rezonanční přepřívání válce, kterého lze dosáhnout při určitých otáčkách motoru. Provedl jsem tedy výpočet vycházející z empirického vztahu pro rychlost vzduchu:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_f}, \quad (9)$$

- kde a - rychlost vzduchu $[m \cdot s^{-1}]$
- κ - Poissonova konstanta $[1]$
- r - měrná plynová konstanta $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
- T_f - teplota nasávaného vzduchu $[K]$.

Po dosazení vychází:

$$a = \sqrt{1,4 \cdot 289 \cdot 293,15} = 344,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (10)$$

$$L_{rez} = \frac{a}{8 \cdot n}, \quad (11)$$

- kde L_{rez} - rezonanční délka $[m]$
- n - jmenovité otáčky $[1 \cdot s^{-1}]$

Po dosazení pro otáčky $n = 15\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1} = 250 \text{ 1} \cdot \text{s}^{-1}$ vychází:

$$L_{rez} = \frac{344,4}{8 \cdot 250} \doteq 0,172 \text{ m} = 172 \text{ mm}. \quad (12)$$

Provedl jsem výpočet i pro celé spektrum otáček a závislost vynesl do grafu.



Obr. 8 - Rezonanční délka potrubí

Tato hodnota představuje součet délek jednotlivých komponent, kterou jsem mezi komponenty rozvrhnul.

Prvním prvkem bylo sací potrubí navazující na airbox. To je stále vyrobeno z plastu s hladkým povrchem (např. ABS). Jeho předběžný průměr jsem spočítal z rovnice kontinuity, pro kterou jsem použil zjednodušení $T_1 = T_2 \rightarrow \rho_1 = \rho_2$:

$$c \cdot \frac{\pi \cdot D_{sp}^2}{4} = c_s \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D_{sp} = \sqrt{\frac{c_s}{c} \cdot D^2}. \quad (13)$$

kde c - předpokládaná rychlost vzduchu v sání [$m \cdot s^{-1}$]

D_{sp} - průměr sacího potrubí [mm]

c_s - střední pístová rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

D - průměr pístu [mm]

Pro výpočet jsem použil střední pístovou rychlost při $n = 15\,000 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1}$ vypočtenou v programu GT-POWER $c_s = 24,3 \text{ } m \cdot s^{-1}$ a předpokládal jsem rychlost proudícího vzduchu $c = 120 \text{ } m \cdot s^{-1}$.

Po dosazení vychází:

$$D_{sac} = \sqrt{\frac{24,3}{120} \cdot 81^2} \doteq 36 \text{ } mm. \quad (14)$$

Na něj navazuje škrticí klapka, u níž byl zadáním omezen průměr na $D_k = 53 \text{ } mm$. Z předběžných výpočtů v GT-POWER vyplynulo, že tento průměr při aplikaci na sací potrubí zajistí lepší přísun vzduchu do válce, a tím i lepší parametry výkonosti. Úhel otevření škrticí klapky jsem nastavil na úhel 90° , který odpovídá plně otevřené klapce. Hodnoty součinitele průtoku jsem převzal z modelu čtyřventilového zážehového čtyřválce s podobným průměrem klapky $D_k = 55 \text{ } mm$. Jelikož byla při konstrukci použita varianta škrticí klapka bez osičky, bude průtokový součinitel vyšší a ztráty menší.

4.4.3. Sací kanály v hlavě válce

Model potrubí v hlavě válce začíná trubkou, na kterou navazuje rozdělující člen. Ten má v případě jednoválcového motoru pouze jednu vstupní a dvě výstupní větve. Jeho

charakteristickými rozměry jsou délka a průměr. Jelikož jsou vzdálenosti mezi díly malé, volil jsem stejný průměr, jaký má škrtecí klapka. U sacích kanálů jsem byl omezen konstrukcí ventilového rozvodu. V modelu jsem použil komponenty s modelem odparu. Z důvodu nedostatku místa v hlavě válce ústí nebylo možné použít přímé vstřikování a vstřikovač paliva byl umístěn do rozdělujícího členu. U všech těchto komponent jsem už zvolil nastavení termických vlastností s vazbou na válec motoru. Zároveň jsem volil jako výpočtový materiál ocel.

Pro výpočet vstupních průměrů kanálů sání, které jsou dva, jsem vycházel z rovnosti průtočných ploch.

$$S_k = 2 \cdot S_{sk} \rightarrow D_{sk} = \sqrt{\frac{D_k^2}{2}} \quad (15)$$

Po dosazení vychází:

$$D_{sk} = \sqrt{\frac{53^2}{2}} \doteq 38 \text{ mm}. \quad (16)$$

Koncový průměr sacího kanálu, který je ve ventilovém sedle přímo závislý na průměru sacího ventilu, s jehož referenční průměr vycházející z konstrukce je $d_{s \text{ ref}} = 34,2 \text{ mm}$. Z něj jsem určil maximální průměr konce sacího kanálu $D_{sk \text{ out}} = 0,94 \cdot d_{s \text{ ref}} = 0,94 \cdot 34,2 = 32 \text{ mm}$.

4.4.4. Vstřikování paliva

V blokovém schématu ústí vstřikovač do rozdělujícího členu. Důležitými parametry jsou hmotnostní průtok paliva a stechiometrický koeficient λ , který vyjadřuje hmotnostní přebytek vzduchu při spalování. Při chudém spalování $\lambda > 1$ palivo prohořívá rychleji a dojde k úplnému shoření směsi. Toto nastavení je vhodné pro motory, u kterých se zaměřují na úsporu paliva. Pro závodní použití je vhodnější $\lambda < 1$ s přebytkem paliva. Jelikož směs nemusí být dokonale homogenní, zajistíme tímto nastavením, že se při spalování spotřebuje veškerý vzduch přivedený do válce. Přebytek vzduchu (kyslíku) je měřen ve výfukovém potrubí tzv. lambda sondou.

Vstřikovač byl zvolen sekvenční, protože umožňuje rozložení dávkování paliva.

4.4.5. Klikový mechanismus

Nastavení klikového mechanismu zahrnuje geometrii spalovacího prostoru, délky ojnice a kompresní poměr. V případě jednoválce nebylo nutné řešit pořadí zapalování. Také jsem nastavil start cyklu, což je úhel natočení klikového hřídele, ve kterém program zahajuje výpočet.

Jedním z nejobtížnějších nastavení z hlediska přesnosti je odhad třecích ztrát motoru. Já jsem použil model vycházející z Chen-Flynnovy rovnice.

$$p_f = p_{fk} + A \cdot p_{max} + 100 \cdot B \cdot c_s + 100 \cdot C \cdot c_s^2, \quad (17)$$

kde	p_f	- třecí tlaková ztráta	[Pa]
	p_{fk}	- třecí tlaková ztráta konstantní	[Pa]
	A	- součinitel maximálního tlaku ve válci	[1]
	p_{max}	- maximální tlak ve válci	[Pa]
	B	- součinitel c_s	[kPa · s · m ⁻¹]
	c_s	- střední pístová rychlost	[m · s ⁻¹]
	C	- součinitel druhé mocniny c_s	[kPa · s ² · m ⁻²]

Součinitele A, B a C jsem převzal modelu motoru studentské formule Yamaha YZF-R6, protože data odpovídajícího motoru opět chyběla.

GT-POWER umožňuje využití i jiných metod třecích ztrát. Je jím Schwarzmeier – Reuleinův model, který počítá s teplotami stěny válce, chladící kapaliny, oleje a průměry ložisek. Dalšími jsou Fischerův model a detailní model tření. Výpočet dle Chen-Flynnovy rovnice jsem zvolil pro jeho jednoduchost, znalost součinitelů z jiného měřeného motoru a také proto, že v době návrhu nebyla dořešena konstrukce některých dílů klikového mechanismu, a proto jsem neznal potřebné rozměry. [10]

Jelikož je maximální možný kompresní motor dosti vysoký, a lze předpokládat, že výsledek optimalizace se bude nejvyššímu číslu blížit, bylo by nutné provést analýzu klepání motoru. Ta by však byla nad rámec této bakalářské práce.

4.4.6. Nastavení válce

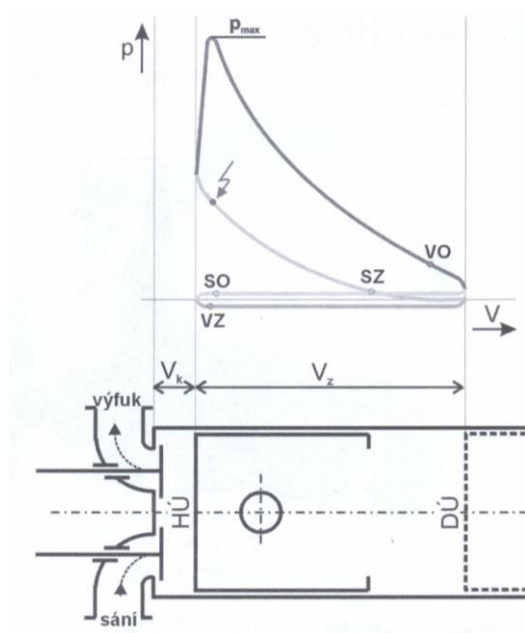
Válec je nejdůležitější částí motoru, jelikož v něm probíhá proces spalování směsi a přeměna chemické energie na mechanickou, přísun nové směsi sacím ventilem a odvod shořelé směsi výfukovým ventilem. Uplatňuje se zde celá řada fyzikálních zákonů. Jejich aplikace je náročná (například prostup tepla se mění po délce válce v důsledku pohybu pístu), proto jsou v GT-POWER připravené výpočtové modely, které ulehčují práci.

Stavová rovnice

Stavová rovnice je základní rovnicí, která dává do poměru stavové veličiny popisující termodynamický děj.

$$p \cdot V = n_l \cdot R \cdot T, \quad (18)$$

kde	p	- tlak	[Pa]
	V	- objem	[m ³]
	n_l	- látkové množství	[kmol]
	R	- Univerzální molární konstanta	[J · K ⁻¹ · kmol ⁻¹]
	T	- Teplota	[K]



Obr. 9 - Indikátorový diagram pracovního oběhu zážehového motoru [3]

Fourier – Kirchhoffova rovnice

Fourier – Kirchhoffova rovnice je bilanční rovnice vyjadřující zákon zachování kinetické energie.

$$\rho \cdot c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) = -\nabla \cdot \vec{q} + 2\mu \vec{\Delta} : \vec{\Delta} + \dot{Q}^{(g)} \quad (19)$$

První člen představuje akumulaci entalpie, druhý konvektivní přítok a odtok entalpie. Na pravé straně rovnice pak první člen vyjadřuje množství tepla kondukcí, druhý představuje ztrátu vnitřním třením a poslední objemový zdroj tepla.

Z rovnice vycházejí zákony pro kondukcii a konvekci, a to:

- Fourierův zákon

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \nabla T \quad (20)$$

- Úprava zákona do cylindrických souřadnic.

$$\dot{q}_r = \frac{\lambda}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} (T_{w1} - T_{w2}) \frac{1}{r} \quad (21)$$

- Newtonův zákon

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_f) \quad (22)$$

V nastavení válce se zadávají rozměry a materiály spalovacího prostoru, pístních kroužků a spalovacího prostoru.

Dále zde jsem nastavil model prostupu tepla stěnami válce WoschniGT, který v sobě zahrnuje vliv proudění plynu při otevřeném sacím nebo výfukovém ventilu, a model hoření SI Wiebe, který je založen na Wiebeho funkci. Ten je nastaven pomocí tří základních parametrů:

- Poloha 50 % bodu hoření
- Doba hoření 10 % - 90 %
- Wiebeho exponent

4.4.7. Výfukové kanály v hlavě válce

Z důvodu výběru verze se dvěma oddělenými výfuky, byly výfukové kanály konstruovány totožně.

4.4.8. Výfuk

Výfuk byl konstruován jako dvě samostatná potrubí bez použití tlumiče. Obě dvě větve byly navrženy stejné. Teploty stěn a prostupy tepla byly počítány se zadanými hodnotami tloušťky stěny a emisivity materiálu. Bylo nastaveno statické koncové prostředí.

4.4.9. Nastavení časování ventilů

V případě nastavení ventilů jsem byl omezen rozměrovými požadavky zadání a konstrukce. Cílem bylo navrhnout co největší průměry ventilů a dostatečný zdvih, aby bylo dosaženo co nejlepšího hmotnostního naplnění válce. Zdvihové křivky a součinitele průtoku (v příloze č. 2, 3 a č. 4, 5) byly pro konečnou verzi opět převzaty z motoru motokáry. Ventily byly nastaveny hodnotou maximálního zdvihu a multiplikátory délky otevření a zdvihu. Toto nastavení má omezení, protože nelze přesně navrhnout začátek a konec zdvihu, tudíž stříh ventilů, je ale jednodušší a zmenšuje počet proměnných. Kvůli konstrukci spalovacího prostoru byl omezen maximální zdvih sacích a výfukových ventilů aby nedošlo ke kolizi s pístem. Při teoretickém zvětšování zdvihu ventilu byla již plocha v mezeře mezi sedlem ventilu a ventilem větší než průtočná plocha kanálu a průtok by nebyl větší. Proto by se musel zvětšit i průřez kanálů, to však z hlediska konstrukce nebylo možné. Navíc by se zvýšila rychlost a zrychlení ventilu a tím i namáhání ventilu.

5. Optimalizace

5.1. Optimalizační software

Stejně jako v případě CFD programů existuje i na poli optimalizačního softwaru mnoho produktů se zaměřením pro termodynamiku. Jsou jimi například SIMULIA Tosca, Esteco modeFRONTIER, nebo mají některé CFD programy (Ansys Fluent, včetně GT-POWER) optimalizační nástroje integrovány. Pro splnění zadání soutěže bylo nutné použít produkt od společnosti Esteco modeFRONTIER. Tyto programy na základě propočítávání mnoha variant

termodynamického modelu nabízejí kombinace, které mají lepší hodnoty nebo lepší průběhy sledovaných veličiny. Výběr konečné kombinace bývá na uživateli, který musí zhodnotit pozitiva a negativa nabízených variant.

Hlavními požadavky na tyto programy jsou přesnost a rychlost nalezení globálního extrému (optima), nízké zatížení procesoru a paměti výpočetní techniky a stabilita softwaru.

5.2. Algoritmy pro optimalizaci

Algoritmy můžeme rozdělit na dvě základní skupiny – heuristické a genetické.

Heuristické se vyznačují hledáním optima v určitém intervalu (prostoru) kombinací parametrů, která směřuje k lepšímu výsledku. Heuristické algoritmy nemusí vždy směřovat k nalezení absolutního optima, poskytují však v přijatelném čase vcelku dobrá řešení. Základními metodami jsou tyto.

- Metoda půlení intervalu – optimalizátor porovnává a vybírá hodnoty z rozpůleného intervalu, který následně opět půlí. Tato metoda je vhodná pouze pro funkce jedné proměnné
- Gradientní metoda (metoda největšího spádu) – optimalizátor postupuje ve směru největšího gradientu funkce. Tato metoda vhodná pouze pro hledání lokálních extrémů, jelikož je není schopna překonat
- Evoluční prohledávání – metoda pracuje na principu řízeného náhodného prohledávání, kdy se v každém kroku selektuje skupina nejlepších výsledků

Genetické algoritmy vycházejí z přírodních zákonů křížení druhů:

- Vytvoření počáteční populace
- Selektce – algoritmus najde dva vhodné jedince ke křížení
- Křížení – z křížení vzejde potomek, který by měl mít lepší vlastnosti než původní jedinci
- Mutace – algoritmus přidá do křížení náhodný prvek a zjišťuje, zda došlo ke zlepšení – je tak možno nalézt zprvu skryté řešení
- Ohodnocení procesu
- Smrt – pokud jedinec přesáhne „mezní věk“, je nahrazen novou generací [7]

Genetické algoritmy jsou lépe uzpůsobeny k nalezení absolutních extrémů, jelikož při přiblížení se k lokálnímu extrému náhodnou kombinací (mutaci) hledají, zdali by nenalezly lepší řešení.

5.3. Výběr optimalizovaných proměnných

Výběr některých proměnných jsem prováděl již v průběhu nastavování modelu v GT-POWER na základě požadavků soutěže, další pak později po zkušenostech z propočtů modelů. Už v nich se totiž projevily vlastnosti a citlivosti některých zkoumaných parametrů. Současně jsem se snažil, aby počet optimalizovaných proměnných nebyl příliš veliký. Každá další proměnná zvyšuje náročnost optimalizace, výpočet trvá déle a výpočetní technika je více zatížena. Příkladem může být průměr sacího potrubí, u kterého bylo zjištěno, že nejlepším možným nastavením je průměr navazující škrticí klapky $D_k = 53 \text{ mm}$. Stejně tak zdvih sacích ventilů byl ověřen jako dostatečný, větší zdvih nepřinášel výhody. Při výběru jsem se zaměřil více na nastavení parametrů sacího potrubí, protože zásadně ovlivňuje hmotnostní naplnění válce a tím i výkon motoru.

Optimalizované parametry

- Průměr na začátku a konci vstupního potrubí airboxu
- Délka vstupního potrubí airboxu
- Objem airboxu
- Délka sacího potrubí
- Délka sacího kanálu v hlavě válce
- Časování sacího ventilu a multiplikátor délky otevření
- Časování výfukového ventilu a multiplikátor délky otevření
- Úhel, kdy je spáleno 50 % paliva
- Průměr začátku a konce výfuku
- Délka výfuku

5.4. Postup při nastavení optimalizace

V modeFRONTIER jsem nejdříve vytvořil blokové schéma. Ústředním prvkem pro optimalizace je skript, do kterého sbíhají jednotlivé členy. Jedním z nich je model z GT-POWER. Dále to jsou uzly, ve kterých definujeme proměnné. U nich se nastavuje dolní a horní mez a velikost kroku, případně počet kroků, který interval rovnoměrně rozdělí. Toto je nejdůležitější a nejnáročnější část optimalizace, jelikož při nevhodně zvolených mezích, kdyby extrém ležel mimo tento interval, docházelo by k velkým časovým ztrátám. Také je nutné volit krok tak, aby postihoval veškeré lokální výkyvy a zároveň aby nebyl příliš malý, protože by zvyšoval počet možností a prodlužoval výpočet. Minimální hodnota kroku by měla být taková, jakou jsme reálně

schopni u motoru nastavit. Při optimalizaci jsem postupoval způsobem, kdy jsem nejprve zvolil široký interval a delší krok abych našel přibližnou polohu optima. Ve druhém kroku jsem potom volil užší interval v okolí tohoto optima a volil kratší krok.

Pro své účely jsem vybral genetický algoritmus MOGA-II (Multiobjective Genetic Algorithm – genetický algoritmus pro více proměnných) a pro výběr počáteční populace sekvenci DOE SOBOL, pojmenovanou podle ruského matematika I. M. Sobola. Dále jsem nastavil výstupy optimalizace. Jako cíl jsem zvolil dosažení co nejvyššího středního indikovaného tlaku p_i z důvodu co nejlepšího hmotnostního naplnění válce vzduchem. Střední indikovaný tlak je fiktivní konstantní tlak působící na píst, který by vykonal stejnou práci za jeden zdvih jako skutečný proměnlivý tlak na dráze čtyř zdvihů. [6] Otázkou je, zdali by nebyla vhodnější optimalizace přímo efektivního výkonu P_e , na který jsem cílil. Obě tyto veličiny jsou však svázány vzorcem.

$$P_e = \frac{V_{zi} \cdot i \cdot n \cdot p_e}{k}, \quad (23)$$

kde	P_e	- střední efektivní výkon	[kW]
	V_{zi}	- objem jednoho válce	[dm ³]
	i	- počet válců	[1]
	n	- otáčky motoru	[1 · min ⁻¹]
	p_e	- střední efektivní tlak	[MPa]
	k	- konstanta dle zadaných jednotek	[1].

($k = 120$ pro čtyřdobý motor)

Zároveň platí, že $p_e = \eta_m \cdot p_i$, kde η_m je mechanická účinnost.

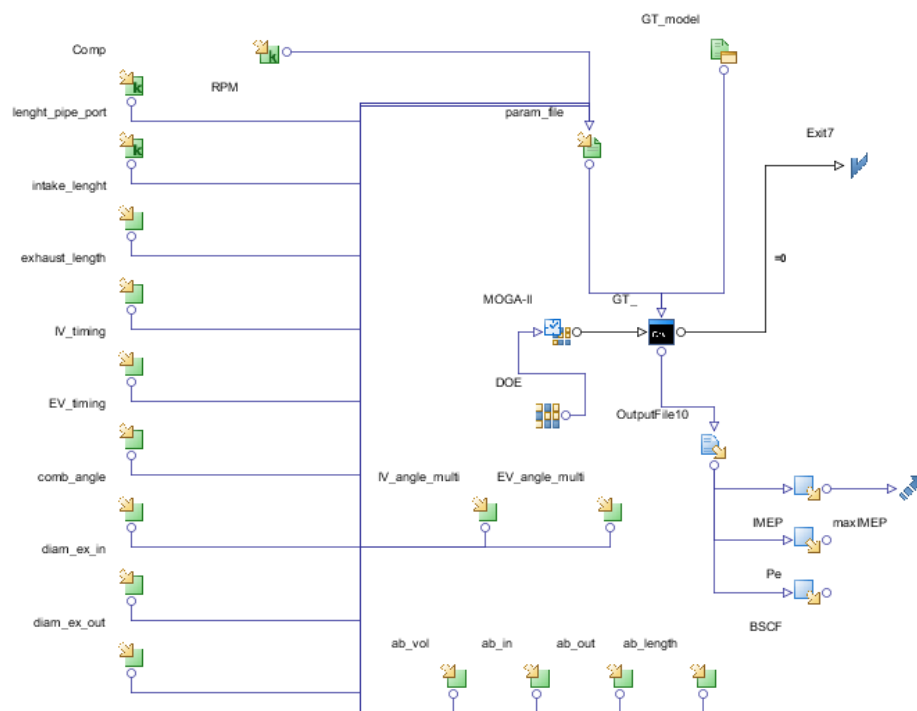
Z toho plyne, že jedinou možnou cestou je zde zvyšování tlaku ve válci, jelikož ostatní parametry jsou zadané nebo dané konstrukcí, tudíž není nutné volit výkon jako optimalizovanou závislou proměnnou.

Výkon byl ale monitorován, stejně tak jako měrná spotřeba paliva m_{pe} v $g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$, která je definována jako hmotnost paliva spotřebovaného na 1 kilowatt za 1 hodinu provozu. Tato veličina byla použita jako indikátor účinnosti motoru. U spalovacích motorů se rozlišuje několik typů účinnosti. Tepelná účinnost je dána na základě 1. zákona termodynamiky vztahem

$\eta_t = 1 - \frac{Q_o}{Q_p}$, kde Q_o je teplo odvedené a Q_p teplo přivedené v palivu, dále pak rozlišujeme indikovanou účinnost celého oběhu $\eta_i = \frac{W_i}{Q_p}$, kde W_i je indikovaná práce oběhu a mechanickou účinnost $\eta_m = 1 - \frac{\Sigma P_z}{P_i}$, kde ΣP_z je součet třecích a jiných ztrát vyjádřených výkonem a P_i je indikovaný výkon. Celková účinnost je dána následujícím vztahem. [8]

$$\eta_c = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{P_e}{\dot{m}_p \cdot H_u} = \frac{3600}{m_{pe} \cdot H_u}, \quad (24)$$

kde \dot{m}_p - průtok paliva $[g \cdot s^{-1}]$
 3600 - energetický ekvivalent jedné $kW \cdot h$ $[kJ]$
 m_{pe} - měrná spotřeba paliva $[g]$
 H_u - výhřevnost paliva $[MJ \cdot kg^{-1}]$.



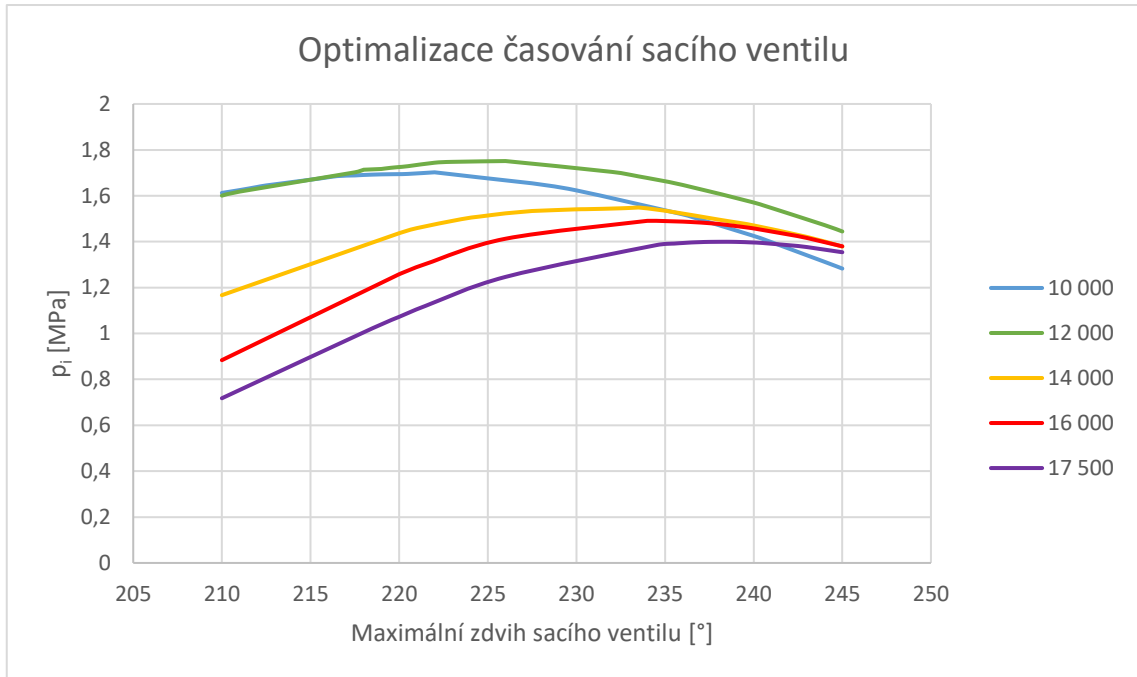
Obr. 10 - Blokové schéma v modeFRONTIER

5.5. Optimalizace

Vzhledem k využití motoru motocyklu na závodním okruhu jsem uvažoval provozní otáčky $n = (10\ 000 \div 17\ 000) 1 \cdot \text{min}^{-1}$ a zvolil otáčky $n = 15\ 000 1 \cdot \text{min}^{-1}$ pro dosažení

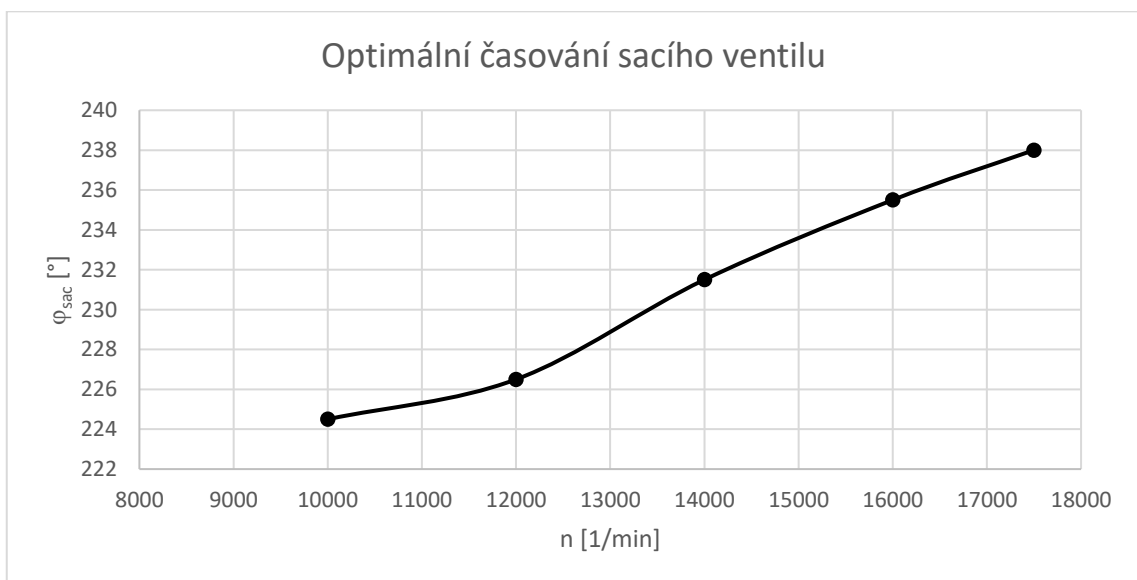
maximálního výkonu. Chtěl jsem, aby křivky vnější charakteristiky motoru byly plynulé bez výraznějších propadů výkonu a točivého momentu.

Nejprve jsem provedl optimalizaci jedné proměnné, a to časování zdvihu sacího ventilu φ_{sac} , u které jsem zjistil závislosti středního indikovaného tlaku pro otáčky v rozmezí $n = (10\,000 \div 17\,500) \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 11 - Optimalizace časování sacího ventilu

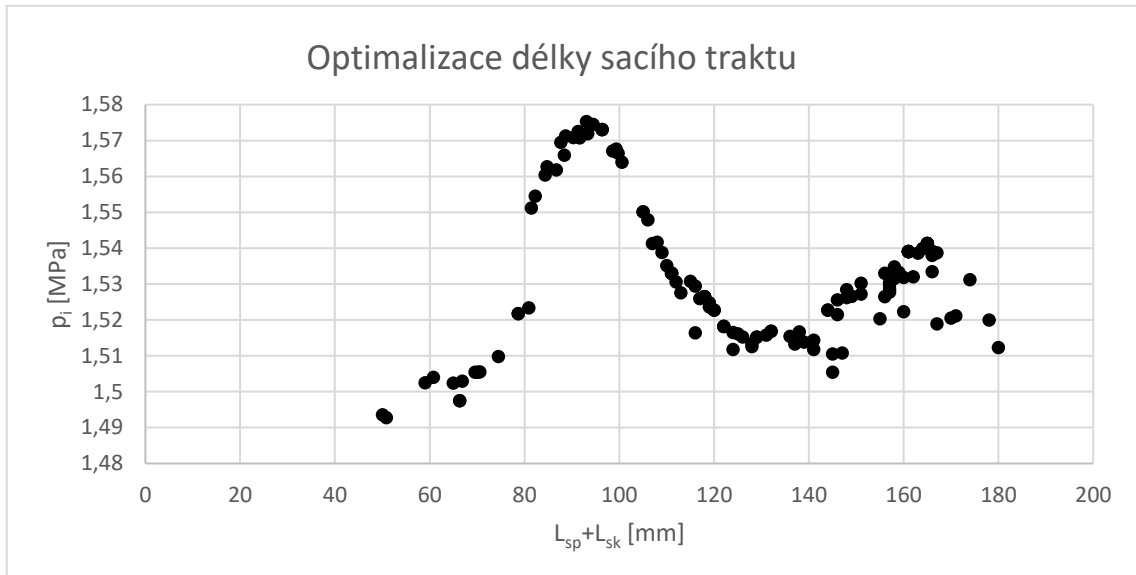
Z tohoto grafu jsem určil hodnoty zdvihu pro maximální tlaky při jednotlivých otáčkách a vynesl do grafu.



Obr. 12 - Optimální časování sacího ventilu

Z tohoto grafu je vidět, že optimum pro otáčky $n = 15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ se nachází v $\varphi_{sac} = 234^\circ$.

Dále jsem provedl optimalizaci délky sacího traktu (délku sání a délku sacího kanálu v hlavě válce, při otáčkách $n = 15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$. Na horizontální ose je součet délek sacího potrubí L_{sp} a sacího kanálu v hlavě L_{sk} .



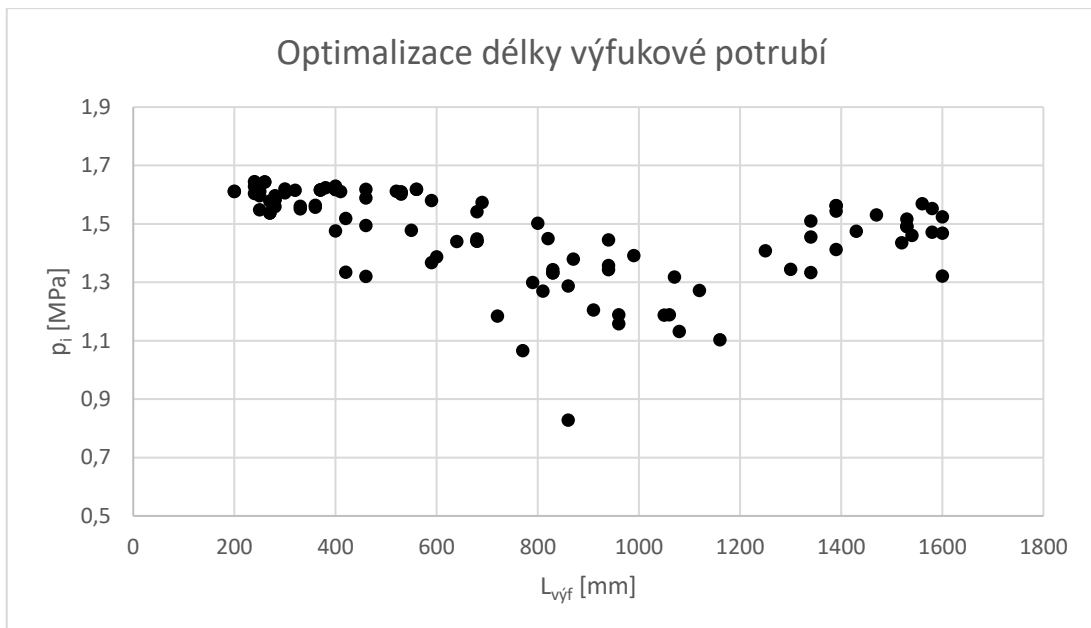
Obr. 13 - Optimalizace délky sacího traktu

Z tohoto grafu je dobře vidět, že délka, kterou jsem vypočítal empiricky z rychlosti vzduchu, odpovídá výsledkům vzešlých z optimalizace.

$$(L_{sp} + L_{sk})_{opt} + L_{dt} + L_{sin} = 96 + 60 + 15 = 169\ \text{mm} \quad (25)$$

Dalším optimalizovaným parametrem byl úhel ϕ , který nahrazuje předstih a vyjadřuje polohu bodu 50 % hoření směsi během cyklu. Ten ukázal, že ideální hodnota pro všechny otáčky se nachází v rozmezí $\phi = (7 \div 8)^\circ$.

Poslední optimalizací s jednou proměnnou byl výpočet ideální délky výfuku. Výpočet ukázal, že nejlepší délka výfuku při otáčkách $15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ by byla $L_{výf} = 300\ \text{mm}$, což ovšem nebylo z hlediska konstrukce a bezpečnosti jezdce možné. Po propadu a minimu v oblasti 1000 až 1200 mm funkce roste a nové maximum má v oblasti 1400 až 1600 mm.



Obr. 14 - Optimalizace délky výfukového potrubí

Poté jsem již optimalizoval všechny parametry dohromady. Takováto optimalizace má sice velké nároky na výkonnost výpočetní techniky, ale při dostatečném počtu návrhových kombinací je schopna postihnout různé kombinace, které bych při optimalizaci jedné proměnné nebyl schopen nalézt. Kombinace jednotlivých nejlepších výsledků by nutně nemusela být tou nejlepší celkovou kombinací.

Optimalizaci jsem provedl pro otáčky $12\,000$ a $15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$, abych mohl porovnat výsledky a vybrat řešení, které nebude vhodné pouze pro jedny otáčky. Z konstrukce vyplynulo, že airbox může mít objem až 8 litrů a délka vstupního potrubí airboxu musí být větší než $400\ \text{mm}$. Počáteční populaci jsem zvolil sekvenci čítající 24 jedinců a zvolil 24 mutací této populace, dohromady 576 kombinací, což zaručuje propočítání dostatečného počtu variant pro nalezení optim. Rozsahy a velikosti kroku proměnných jsou v příloze č. 6.

Z výsledků optimalizace jsem provedl rozbor citlivosti jednotlivých proměnných na sledovaný parametr – střední indikovaný tlak p_i .

- Velikost průměru na začátku vstupního potrubí airboxu má jen malý dopad na p_i , lze však vyzorovat maxima $D_{ab\ in} = 82\ \text{mm}$ pro otáčky $12\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ a $D_{ab\ in} = 92\ \text{mm}$ pro otáčky $15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$.
- Funkce průměru na konci vstupního potrubí airboxu má jednoznačné výrazné maximum a to při $D_{ab\ out} = 42\ \text{mm}$ pro otáčky $12\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ a $D_{ab\ out} = 52\ \text{mm}$ pro otáčky $15\,000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$. Závislost je vidět v grafu v příloze č. 7.

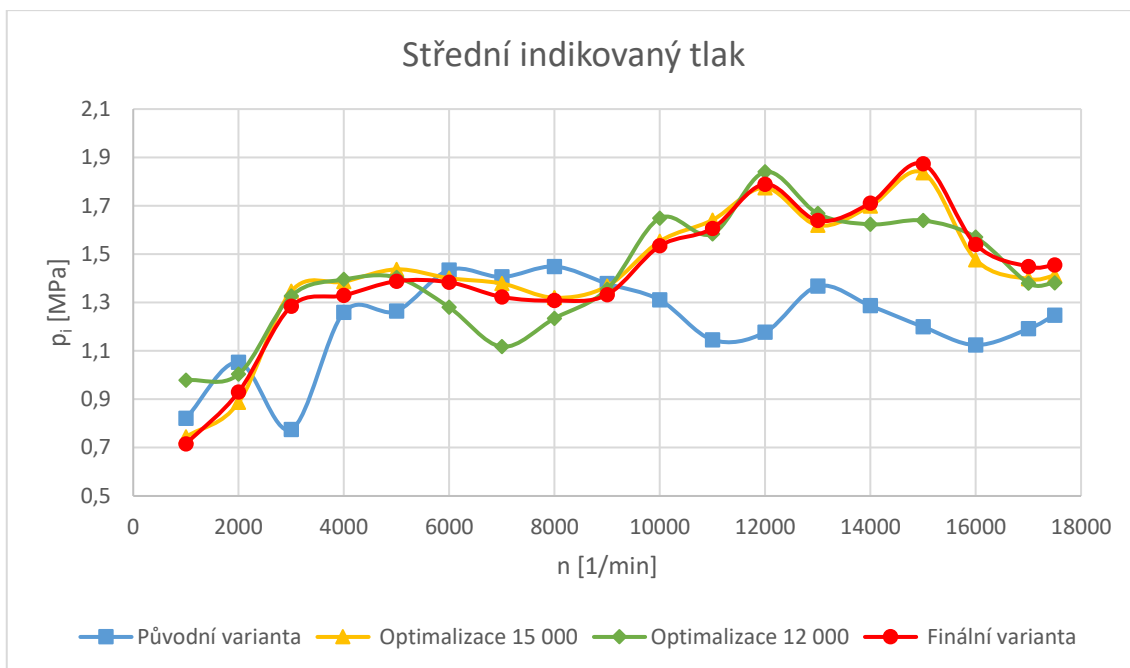
- Délka vstupního potrubí airboxu má velký vliv na p_i . Zde platí, že hodnota optima délky pro otáčky ($12\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$) je nižší ($L_{ab} = 420\ \text{mm}$) než pro otáčky $15\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ ($L_{ab} = 470\ \text{mm}$). Výsledky jsou v příloze č. 8.
- Objem airboxu nemá v rozmezí $V_{ab} = (5 \div 8)\ \text{dm}^3$ příliš velký vliv pro otáčky $15\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$, při otáčkách $12\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ má ale vliv větší.
- Délka sacího potrubí na výsledek zásadní vliv. Jako důležitější se však ukazuje její délka v kombinaci s délkou kanálu sání. Ukázalo se, že jejich součet s ostatními prvky v sacím traktu za airboxem, a to jak při optimalizaci těchto parametrů samostatně, tak i při celkové optimalizaci, je konstantní pro konkrétní otáčky a odpovídá výsledku empiricky vypočtenému. Zároveň optimalizace ukázala, že je vhodné volit kratší kanál sání na úkor délky sacího potrubí, což vychází nejspíše z menší drsnosti plastového sacího potrubí. To znamená hodnoty $L_{sp} = 76\ \text{mm}$ a $L_{sk} = 15\ \text{mm}$ pro otáčky $12\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$ a $L_{sp} = 82\ \text{mm}$ a $L_{sk} = 15\ \text{mm}$ pro otáčky $15\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$. Závislost s ostrým maximem je vidět v grafu v příloze č. 9.
- Z optimalizace vychází, že nastavení časování sacích ventilů není v uvažovaném intervalu při celkové optimalizaci v kombinaci s jinými parametry příliš citlivé na jeho změnu u obou hodnot otáček. Neostrá maxima p_i vychází téměř shodně pro $\varphi_{sac} = 229^\circ$ a 230° . Oproti převzatým průběhům zdvihu sacích ventilů vychází optimální délka otevření při vyšších otáčkách ($15\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$) kratší (multiplikátor délky otevření 0,86), u nižších ($12\ 000\ 1 \cdot \text{min}^{-1}$) ale stejně (multiplikátor 1).
- U výfukových ventilů je maximum p_i v zadaném rozsahu téměř neznatelné. V případě nižších otáček by bylo vhodné otevření výfukového ventilu později ($\varphi_{výf} = 131^\circ$) než vyšších ($\varphi_{výf} = 129^\circ$). Situace délky otevření ventilu je opačná oproti sacím ventilům. Při nižších otáčkách je vhodnější kratší (multiplikátor 0,86) a při vyšších delší (multiplikátor 0,95).
- Poloha bodu 50 % hoření směsi je optimální $\phi = 7,5^\circ$ pro nižší otáčky a $\phi = 7^\circ$ pro vyšší otáčky.
- Kompresní poměr vyšel jako ideální nejvyšší možný $\varepsilon = 15,8$. Je ale otázkou, zdali by nedošlo ke klepání motoru, analýza klepání nebyla provedena.
- Výfukové potrubí by mělo mít po celé délce stejný průměr pro nižší otáčky ($D_{výf\ in} = D_{výf\ out} = 34\ \text{mm}$), pro vyšší by se pak mělo mírně rozšiřovat ($D_{výf\ in} = 34\ \text{mm}$ a $D_{výf\ out} = 36\ \text{mm}$).

- Jak již bylo popsáno, délka výfuku vychází optimálně $L_{výf} = 300 \text{ mm}$, ale nemůžu ji použít, proto jsem už celkovou optimalizaci nastavil pro další oblast lokálního maxima. Pro otáčky $12\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ je optimální hodnota $L_{výf} = 1780 \text{ mm}$ a s rostoucími otáčkami by se měla snižovat na $L_{výf} = 1560 \text{ mm}$. Z toho je zřejmé, že platí analogie délek v závislosti na otáčkách motoru stejně jako v případě sacího potrubí. Graf závislosti p_i na délce výfuku je v příloze č. 10.

Z výsledků optimalizace jsem vybral nejlepší varianty pro každé otáčky. Hodnoty odpovídají, až na hodnoty časování sacího ventilu, výsledkům optimalizace pro jednotlivé proměnné. Tyto dvě varianty jsem poté přepočítal v GT-POWER pro celé spektrum otáček. Z nich jsem vybral verzi pro $15\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$, která měla plynuleji rostoucí průběh středního indikovaného tlaku i výkonu a dosahuje výraznější výkonové špičky. Rozdíly byly především ve středním pásmu $5000 \div 9000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$, kde se hodnoty p_i lišily přibližně až o 18 % a hodnoty P_e až o 22 %. V oblasti $9000 \div 13\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ byly hodnoty ve prospěch varianty optimalizované pro otáčky $12\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$, při vyšších otáčkách poskytovala verze pro $15\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ lepší výsledky.

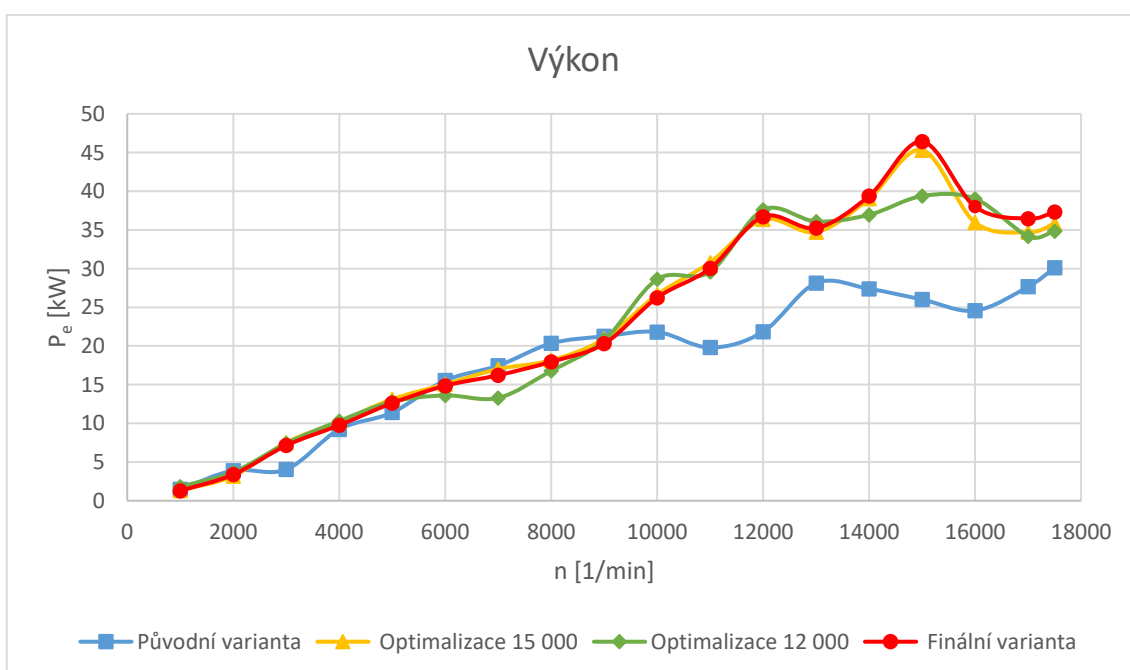
U této varianty jsem následně prováděl změny proměnných a sledoval změny výstupních veličin. Při pozdějším otevření sacího ventilu $\varphi_{sac} = 234^\circ$, který vyšel z optimalizace časování, se sice snižuje výkon ve středním pásmu o 4 %, ve vysokých otáčkách nad $n = 15\,000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ nedochází k tak velkému propadu středního indikovaného tlaku a výkonu. Delší otevření sacího ventilu způsobuje propady výkonu výkonové křivky, ale zároveň také přináší nepatrně vyšší výkon v určitých otáčkách. Časnější i pozdější otevření výfukového ventilu způsobuje pouze propady křivek a nepřináší další výhody.

Změnou časování sacího ventilu se mi tedy podařilo dosáhnout mírně vyššího maximálního výkonu. Zároveň to ale svědčí o tom, že se optimalizační algoritmus neubíral tou nejlepší cestou, což může být chápáno jako špatné nastavení optimalizace uživatelem. Tabulka konečného nastavení je v příloze č. 11.



Obr. 15 – Porovnání průběhů středního indikovaného tlaku

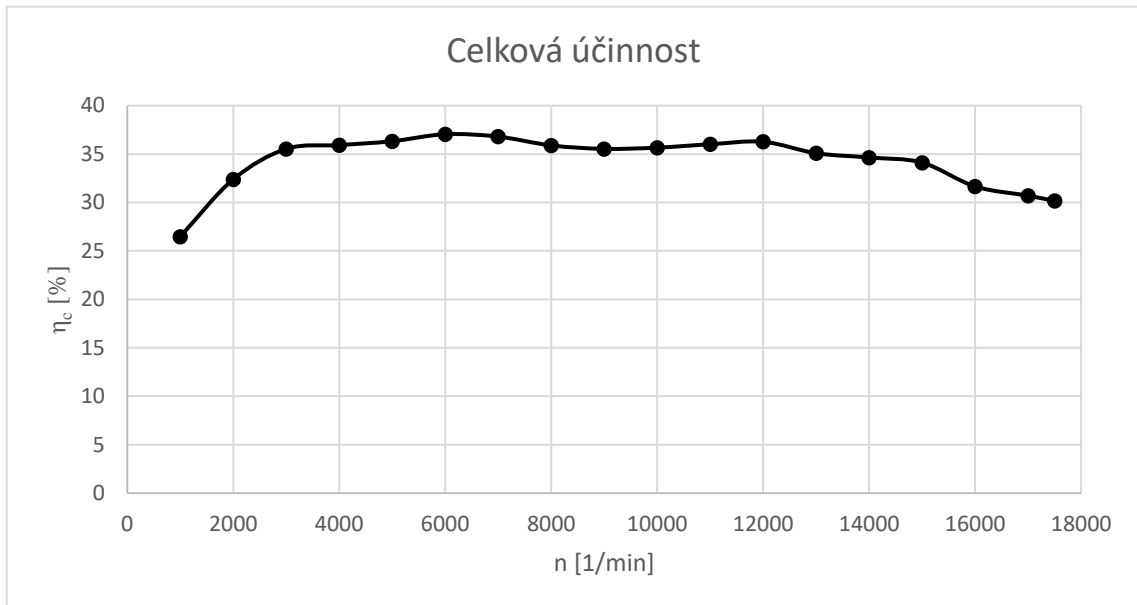
Z tohoto grafu je zřejmé o kolik se díky optimalizaci parametrů zvýšil střední indikovaný tlak v pásmu vyšších otáček proti původní variantě, ač se v pásmu otáček ($6000 \div 8000 \text{ } 1 \cdot \text{min}^{-1}$) snížil asi o 8 %. Je zde také vidět rozdíl průběh optimalizovaných variant pro oboje otáčky ve prospěch varianty pro vyšší otáčky, dále pak také zvýšení tlaku při pozdějším otevření sacího ventilu. Jelikož je výkon funkcí tlaku a otáček, můžeme vidět zlepšení i v grafu výkonů.



Obr. 16 - Porovnání průběhů výkonu

Nakolik odpovídá točivý moment M_m odpovídá průběhu středního indikovaného tlaku, je zřejmé z grafu v příloze č. 12.

Z grafu měrné spotřeby v příloze č. 13 lze zjistit celkovou účinnost motoru. Její závislost na otáčkách motoru jsem vynesl do grafu. Z grafu je vidět nejvyšší účinnost při $n = 6000 \text{ 1} \cdot \text{min}^{-1}$ $\eta_c = 37 \%$, v případě reálného motoru by však byla menší.



Obr. 17 Celková účinnost finální varianty

Z p - α diagramu a p - V diagramu v přílohách č. 14 a č. 15 je vidět, jak se díky optimalizaci zvýšil maximální tlak ve válci a zvýšila práce jednoho při jednom cyklu z p - V diagramu (plocha pod křivkou).

6. Závěr

Cílem této závěrečné práce bylo seznámit se s konstrukcí spalovacích motocyklových motorů, a to zejména pro závodní použití, sestavit termodynamický model dle požadavků ze zadání soutěže, navrhnout jeho geometrii a vybrat vhodnou variantu uspořádání sacího a výfukového traktu a model následně optimalizovat.

V rámci řešení jsem popsal základy konstrukčních řešení dílů motocyklového motoru, které se uplatňují v termodynamickém modelu z hlediska proudění tekutin, a jejich možné varianty. Poté jsem popsal metodiku při nastavování termodynamického modelu. Jelikož jsem neměl na počátku žádná měření ověřená data, využil jsem hodnot z příkladů v programu a když se podařilo získat data z obdobných motorů, použil jsem tato data. Už z prvních výpočtů vyšlo najevo, že pro tento jednoválec bude vhodnější varianta s oddělenými výfuky. Konfigurace sacího traktu byla zvolena podle běžných konstrukčních řešení. Popsal jsem také konkrétní nastavení jednotlivých dílů a snažil se ukázat, jaké fyzikální zákony se při chodu motoru uplatňují.

Poté jsem již vybral konkrétní parametry k optimalizaci, jejichž počet se díky analýze z předběžných výpočtů snížil a zjednodušil tak optimalizaci. Jelikož ze zadání soutěže nevyplývá nutnost nastavení motoru na konkrétní trať, a ani nastavení převodování nebylo cílem soutěže, zvolil jsem předpokládané provozní spektrum otáček $n = (10\,000 \div 17\,000) \cdot \text{min}^{-1}$. V rámci tohoto intervalu jsem zvolil hodnotu $n = 15\,000 \cdot \text{min}^{-1}$ pro dosažení maximálního výkonu. Provedl jsem optimalizaci termodynamického modelu, a to několik pro jednu proměnnou a následně dvě celkové pro otáčky 12 000 a 15 000 $\cdot \text{min}^{-1}$. Z nich jsem vybral tu nejlepší variantu, u které jsem aplikoval výsledky optimalizací jedné proměnné, čímž se výkon ještě zvýšil. Díky optimalizaci se podařilo nalézt optima délky výfukového potrubí, objemu airboxu, nastavení časování a délku sacího kanálu v hlavě. Další parametry vzešly již z výpočtu v GT-POWER. Pouze koeficienty třecích ztrát byly převzaty z odpovídajícího modelu a nebyly modifikovány. Nejvyšší výkon motoru je $P_e = 46,4 \text{ kW}$ a maximální točivý moment je $M_m = 29,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ při 15 000 $\cdot \text{min}^{-1}$.

K dalšímu zpřesnění modelu by bylo nutné provést analýzu klepání motoru kvůli vysokému kompresnímu poměru, kterou však s omezenými vstupními daty nebylo možné provést, navíc by přesahovala rozsah této práce.

Použité zdroje

- [1] NEPOMUCK, Bernd L. a Udo JANNECK. Technická rukověť motocyklisty: [technika, údržba, opravy]. České Budějovice: Kopp, 1999.
- [2] MACKERLE, Julius. Motory závodních automobilů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1980.
- [3] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. Výkladový automobilový slovník. 3. aktualizované vyd. Brno: Computer Press, 2007. Auto-moto-profi (Computer Press).
- [4] JEŽEK, Jan, Blanka VÁRADIOVÁ a Josef ADAMEC. Mechanika tekutin. 3. přepracované vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000.
- [5] VÁVROVEC, Jiří. Optimalizace sacího potrubí zážehového motoru. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Svída David.
- [6] PAUER, Václav. Vývoj konstrukce závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů. Praha: Grada, 2011.
- [7] KOMÍNEK, Jan. Heuristické algoritmy pro optimalizaci. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT v Brně. Vedoucí práce Roupec Jan.
- [8] MACEK, Jan. Spalovací motory I. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007.
- [9] POTENTE, Daniel. General Design Principles for an Automotive Muffler [online]. 2005, [cit. 2017-05-19]. Dostupné z https://www.acoustics.asn.au/conference_proceedings/AAS2005/papers/34.pdf.
- [10] Pipitone, E. A New Simple Friction Model for S. I. Engine, SAE Technical Paper 2009-01-1984, [online]. 2009, [cit. 2017-05-30].
- [11] BMW Boxer Engine [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: <http://ikuzomotorcycles.com/bandit-motorcycle-engine/>.
- [12] BOSCH Throttle Valve [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: <http://products.bosch-mobility-solutions.com/>
- [13] KTM Super D-GT Tête de cylindre [online]. [cit. 2017-06-09]. Dostupné z: <http://www.moto-station.com/actualites/>