

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových  
vozidel



Optimalizace termodynamiky a  
konstrukce spalovacího motoru pro  
Range Extender  
Diplomová práce

Vypracoval: Mikuláš Adámek

Vedoucí: Ing. Rastislav Toman

2020

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Adámek** Jméno: **Mikuláš** Osobní číslo: **457605**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Optimalizace termodynamiky a konstrukce spalovacího motoru pro Range Extender**

Název diplomové práce anglicky:

**Optimization of thermodynamics and design of a Range Extender ICE**

Pokyny pro vypracování:

1. Analyzujte aktuální stav a přístupy řešení mnohoparametrické optimalizace pracovního oběhu a konstrukce spalovacího motoru pro Range Extender na U12120 a ve světě.
2. Po dohodě s vedoucím a konzultantem práce vyberte konkrétní konstrukční a simulační problémy v rámci celé optimalizace, na ty se zaměřte a řešte je.
3. Připravte optimalizační schéma pro spojenou optimalizaci konstrukce a termodynamiky motoru, s důrazem na rychlost a robustnost optimalizačního procesu.  
pozn. V rámci projektu SGS.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Rastislav Toman, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **27.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:



Ing. Rastislav Toman  
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Vajásek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

23.06.2020  
Datum převzetí zadání

Podpis  
Podpis studenta

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Optimalizace termodynamiky a konstrukce spalovacího motoru pro Range Extender“ vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury a pramenů.

V Praze 22.07.2020

Mikuláš Adámek 

## Poděkování

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Rastislavu Tomanovi za ochotu, trpělivost a odbornou pomoc s vypracováním této práce. Dále bych chtěl poděkovat ostatním zaměstnancům Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze, za konzultace k jednotlivým podkapitolám práce a za poskytnutí výpočetních modelů a potřebných dat.

## Anotace

Práce se zabývá metodikou návrhu a optimalizace pístového spalovacího motoru pro Range Extender. Rešeršní část se zabývá specifickými vlastnostmi spalovacích motorů používaných jako Range Extendery a jejich návrhem. Praktická část řeší výběr a analýzu simulačních submodelů, použitých při optimalizaci modelu v programu GT-SUITE. Model je následně optimalizován a výsledky zhodnoceny. Práce obsahuje i konstrukční část, která je použita pro stanovení trendů potřebných do termodynamického modelu.

### Klíčová slova

Range Extender, spalovací motor, optimalizace, trend, simulační model

## Annotation

Optimization of thermodynamics and design of Range Extender ICE

This thesis focuses on Range Extender ICE development methodology. Thesis contains a research part aimed on Range Extender ICE development, specifics and requirements. Practical part consists of analysis of simulation sub-models used for ICE optimization in GT-SUITE software. Model is optimised and results are analysed and discussed. Thesis also contains part regarding REx ICE construction, which is used to describe trends which are implemented into thermodynamic model.

### Keywords

Range Extender, combustion engine, optimization, trend, simulation submodel

# Obsah

Úvod .....	1
1 Definice Range Extenderu .....	3
1.1 Specifika spalovacího motoru jako Range Extenderu: .....	3
1.2 Návrh Range Extenderu.....	4
2 Uspořádání motoru .....	5
2.1 Vyhodnocení vyvážení.....	6
2.2 Vyhodnocení konceptu.....	7
3 Použité submodely .....	8
3.1 Třecí model.....	8
3.1.1 Třecí model Vyvaž.....	9
3.1.2 Princip modelu Vyvaž .....	9
3.1.3 Model Vyvaž pro GT-Suite .....	11
3.1.4 Citlivostní analýza modelu Vyvaž .....	12
3.2 Model hoření.....	13
3.2.1 Popis modelu SITurb:.....	13
3.2.2 Citlivostní analýza modelu SITurb: .....	15
3.2.3 Kalibrace SITurb:.....	15
3.3 Model klepání.....	17
3.3.1 Citlivostní analýza modelu klepání.....	18
3.4 Přestup tepla ve válci .....	19
3.4.1 Výpočet teplotního pole ve válci .....	20
4 Konstrukční část .....	21
4.1 Hmotové vlastnosti částí motoru .....	21
4.2 Délka ojnice .....	22
4.3 Blok motoru.....	26
5 Optimalizace .....	27
5.1 Popis modelu.....	27
5.2 Optimalizační scénáře .....	27
5.3 Průběh optimalizace.....	29
5.4 Vyhodnocení optimalizace .....	30
5.4.1 Scénář $V_{max}$ .....	31
5.4.2 Scénář $V_{0,5}$ .....	33
5.4.3 Scénář $V_{0,35}$ .....	35

5.4.4	Srovnání výsledků.....	37
5.4.5	Shrnutí výsledků .....	40
	Závěr .....	41
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	44
	Použitá literatura.....	47
	Seznam obrázků .....	49
	Seznam Tabulek.....	50

## Úvod

Snahou výrobců automobilů je navrhnout vozidlo schopné splnit legislativní předpisy ohledně emisí skleníkových plynů a škodlivin, které zároveň odpovídá požadavkům zákazníka při (pro něj) přijatelné ceně. Elektrické vozidlo s prodlouženým dojezdem je jedna ze zkoumaných technologií s možností vyhovět těmto požadavkům, alespoň v segmentu malých městských vozů. Výzkumu těchto vozidel, až na několik výjimek (BMW model i3), se věnují převážně menší subdodavatelské firmy (např Mahle), které vidí možnost dodávat moduly prodlužující dojezd jako formu výbavy do menších elektrických vozů. Dalším důvodem, proč subdodavatelské firmy zkoumají prodlužovače, je snaha nabrat zkušenosti s provozem a vývojem těchto motorů, a umožnit tak společnosti reagovat (dostatečně rychle) na případný nárůst poptávky po těchto zařízeních. Tyto studie jsou založeny primárně na interních datech, empirických vztazích a poznacích, kterými jednotlivé firmy disponují [1].

Cílem této práce je vytvořit vhodnou metodologii použitelnou pro nalezení optimální konfigurace spalovacího motoru primárně s využitím 1D simulací v programu GT-SUITE. Výstupem by mělo být řešení motoru založené na optimalizaci parametrů, které mají hlavní vliv na jeho výkon a účinnost (zdvih, průměr vrtání, úhel předstihu zážehu apod). Spalovací motory, zamýšlené pro použití jako prodlužovače dojezdu, jsou pro tento druh návrhu a optimalizaci zcela ideální. To vyplývá jak z velkého tlaku na jejich cenu a z toho vyplývajícího požadavku o co nejvyšší jednoduchost, tak z poměrně jasně definovaných provozních podmínek s úzkým rozsahem pracovních bodů.

První část práce je věnována popisu pracovních podmínek a nároků kladených na spalovací motor navržený speciálně pro tento druh užití. Její součástí je výběr vhodného konceptu motoru z hlediska jeho uspořádání.

Několik kapitol je věnováno detailnímu popisu výběru, zkoušení a principům funkce použitých simulačních submodelů. Práce se okrajově věnuje i konstrukčním aspektům takového motoru, závěry z této části posloužily ke zjištění rozsahu a vývojových trendů některých parametrů.

V závěrečných kapitolách jsou do detailu popsány provedené optimalizace a jejich výsledky diskutovány. Pomocí závěrů z konstrukční části je ověřena realizovatelnost výsledků optimalizací. Samotné optimalizace probíhají na plně parametrickém



termodynamickém modelu spalovacího motoru vytvořeného v programu GT-SUITE, který byl postupně rozvíjen, testován a zdokonalován (aplikací příslušných submodelů apod) v průběhu práce. Samotný model je implementován jako prvek optimalizačního schématu navrženého v programu modeFrontier.

# 1 Definice Range Extenderu

Range Extender (zkráceně REx), nebo také prodlužovač dojezdu, je přídatný generátor energie, používaný pro prodloužení dojezdu elektrického vozidla. Instalace tohoto přídatného zařízení umožňuje snížení kapacity (a tedy i hmotnosti a ceny) baterie na řádově menší hodnotu, bez limitování uživatele příliš krátkým dojezdem vozidla [2]. Je zřejmé, že hlavní požadavky na REx jsou především nízká cena, malá hmotnost, velikost a NVH, účinnost zařízení je všeobecně považována za veličinu podřízenou zmíněným parametrům. Velikost výkonu požadovaného od REx je běžně udávána v rozmezí 25-30 kW [3; 4].

## 1.1 Specifika spalovacího motoru jako Range Extenderu:

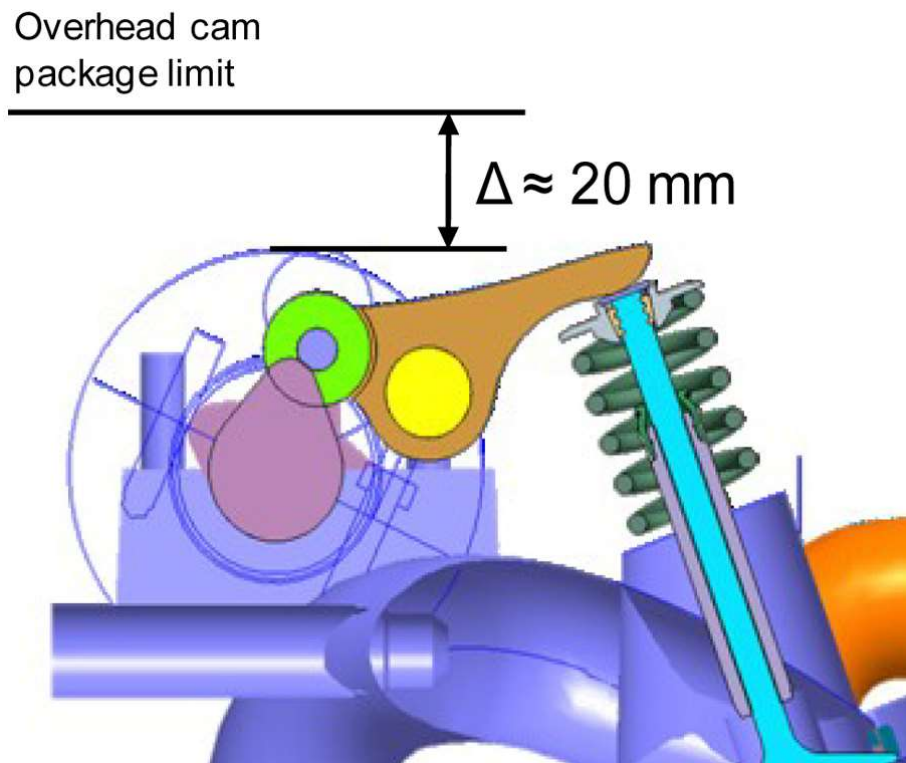
Použití pístového spalovacího motoru jako prodlužovače dojezdu elektrického vozidla s sebou přináší řadu nových výzev (ale i zjednodušení) oproti aplikaci této technologie ve vozidle s konvenčním pohonem. Velký důraz na cenu téměř znemožňuje použití některých technologií a konceptů, které jsou v automobilových motorech dnes zcela běžné, jako například použití vznětového motoru, nebo zvýšení měrného výkonu (a možné zlepšení spotřeby) přeplňováním pomocí turbodmychadla. Prakticky všechny subjekty (s několika málo výjimkami), které se zabývaly vývojem takového motoru, se shodly na použití atmosféricky plněného čtyřdobého zážehového motoru, s vnější tvorbou směsi, pracujícího se stechiometrickým směšovací poměrem [3].

Jelikož Range Extender figuruje ve vozidle pouze jako záložní zdroj energie, používá se jedině v případech, kdy je potřebný vysoký výkon vozidla po dlouhou dobu (jízda po dálnici), nebo při nedostatečném nabití baterie. To znamená, že po většinu času, kdy je používán, pracuje motor při maximální/vysoké zátěži a při konstantních otáčkách, a ačkoliv je to vnímáno jako jedna z okolností usnadňující návrh prodlužovače dojezdu, přináší to s sebou i některá rizika, kterým je třeba věnovat pozornost.

Například je třeba věnovat zvláštní péči mazací soustavě motoru. Možné riziko je zapříčiněno zejména specifickým způsobem provozu Range Extenderu, kdy po periodách velmi dlouhé nečinnosti přijde požadavek na nastartování a okamžitý plný výkon.

Ventilový rozvod typu OHC s vačkovým hřídelem umístěným v hlavě válců, který většina výrobců pro tento druh motoru preferuje, může být na stékání oleje při

dlouhodobé nečinnosti poměrně citlivý. Firma Mahle se rozhodla tento problém alespoň částečně omezit pomocí několika prvků. Zaprvé místo toho nejjednoduššího (a tedy i nejlevnějšího) mechanismu, kdy vačka působí přímo na zdvihátko, byl navržen vahadlový mechanismus s kladkou, který eliminuje třecí kontakt mezi zdvihátkem a vačkou. Za druhé bylo použito mechanické vymezování ventilové vůle. Jednou z výhod tohoto řešení je i snížení celkové výšky motoru (obr 1) [5].



Obrázek 1 Rozvodový mechanismus pro REx firmy Mahle Zdroj: [5]

## 1.2 Návrh Range Extenderu

Valná většina projektů, které se zabývaly vývojem motoru pro prodlužovač dojezdu, proběhla pouze jako studie s cílem definovat a popř. nalézt řešení některých problémů naznačených v předchozí části. Většina návrhů tedy probíhala na základě zkušeností návrhářů. Přestože bylo publikováno několik studií, zabývajících se hledáním optimálního konceptu, z dostupných zdrojů nevyplývá, že by existoval projekt hledající optimum z hlediska účinnosti motoru.

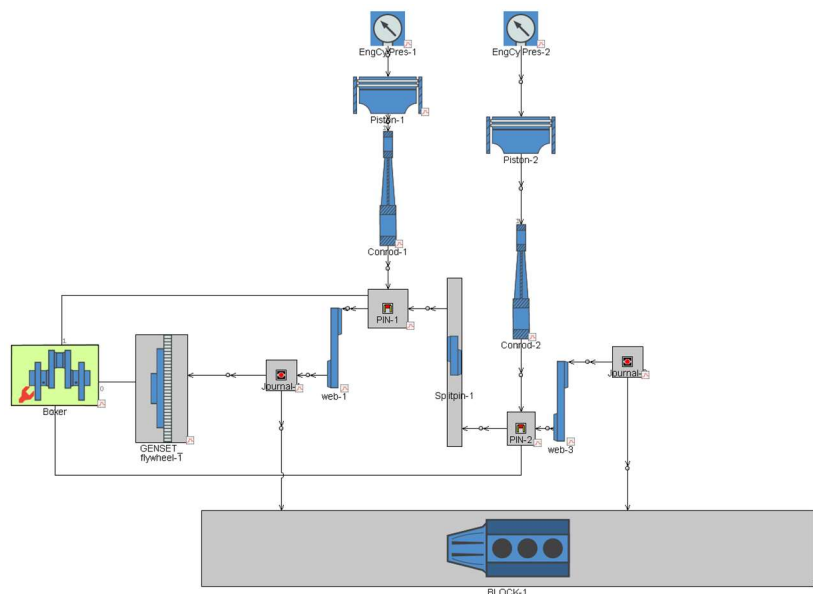
Již bylo zmíněno, že účinnost Range Extenderu bývá podřízena ostatním parametrům, zejména ceně, ale stále se jedná o významný faktor, který je (ve formě spotřeby) u ekologického vozidla sledovaný. Přitom omezený rozsah provozu přímo vyzývá k optimalizaci na daný pracovní bod [6].

## 2 Uspořádání motoru

Návrh každého motoru začíná u volby vhodného uspořádání motoru, které má významný vliv na NVH<sup>1</sup>, celkovou velikost a v neposlední řadě i na cenu. Při výběru uspořádání posloužila jako výchozí bod studie firmy Mahle, která srovnávala jednotlivé koncepce z hlediska ceny, velikosti a hmotnosti [1]. Jako porovnávací vzor byla použita koncepce řadového tříválcce. Zkoumána byla tato uspořádání: řadový dvouválec, dvouválec do V a dvouválec boxer. Výsledné srovnání kladlo primární důraz na hmotnost a cenu. Na základě těchto parametrů došli autoři studie k závěru, že optimálním uspořádáním je řadový dvouválcový motor [1].

V této diplomové práci byla studie rozšířena o parametr zavedený za účelem charakterizovat NVH motoru, resp. jeho vyvážení. Jako porovnávací vzor byl vybrán řadový dvouválec – toto uspořádání je pro REX nejobvyklejší [3]. Porovnávána byla uspořádání: řadový dvouválec s vyvažovacím hřídelem, vidlicový dvouválec a dvouválec typu boxer.

V programu GT-SUITE byl vytvořen model klikového mechanismu pro každé zamýšlené uspořádání (obr 2). Na základě těchto mechanických simulací proběhlo vyhodnocení jednotlivých koncepcí z hlediska vyvážení.



Obrázek 2 Model klikového mechanismu dvouválcového boxeru v GT-Suite Zdroj:GT-SUITE

<sup>1</sup> Noise Vibration Harshness - Hluk vibrace tvrdost chodu

## 2.1 Vyhodnocení vyvážení

Jednotlivé klikové mechanismy byly staticky vyváženy za pomoci klasických vztahů pro výpočet hmotnosti vývažku:

$$m_v = \frac{m_{rot} \cdot r}{r_v} + X \cdot \frac{m_{pos} \cdot r}{r_v} \quad (1)$$

Kde  $m_{rot}$  a  $m_{pos}$  jsou hmotnosti rotačních a posuvných částí klikového mechanismu,  $r_v$  je poloměr těžiště vývažku,  $r$  je poloměr klikového hřídele (polovina zdvihu) a  $X$  je poměr statického vyvážení [7]. Studie byly provedeny pro několik hodnot  $X$  v rozsahu 0 až 1. Nejlepší dosažený výsledek byl potom zanesen do tabulky, kde byly jednotlivé silové účinky vzájemně porovnány pomocí rozhodovací tabulky (tab. 1).

Řadový dvouválcový motor byl vyzkoušen ve třech variantách, které se lišily pořadím zapalování, vyzkoušeno bylo pořadí  $0^\circ, 360^\circ; 0^\circ, 180^\circ; 0^\circ, 450^\circ$ .

	Posuvná 1 řád	Moment 1 řád	Posuvná 2 řád	Moment 2 řád	Síly	Momenty	Součet
I2 - 360	100	0	100	0	100	0	63,5
I2 - 450	71	63	0	100	55,04	67,92	59,7
I2 - 180	0	100	100	0	22,48	86,71	45,9
I2 – hřídel	0	0	100	0	22,48	0	14,3
V2	0	13	71	22	15,96	14,2	15
Boxer	0	37	0	47	0	38,3	20,5

Tabulka 1 Srovnání nevyvážených sil a momentů klikových mechanismů

Síly byly srovnávány pomocí procent, nejvyšší zjištěná hodnota byla použita jako porovnávací hodnota. Síly, resp. momenty prvního a druhého řádu byly hodnoceny váženým průměrem (váha byla dána poměrem mezi největším momentem/silou prvního a druhého řádu). Výsledné síly a momenty se opět průměrovaly, tentokrát byla jako váha použita vzdálenost ložisek klikového hřídele, moment byl tedy převeden na reakční sílu, jaká by musela být vyvozena v ložiskách hřídele, aby byl tento moment zachycen. Finální součet těchto hodnot posloužil jako parametr vyvážení motoru v rozhodovací tabulce 2 (viz kapitola 2.2). Ta vycházela ze studie provedené firmou Mahle [1]. Jako výchozí hodnota byl použit řadový dvouválec, výchozí 100% bod pro

parametr „Vyvážení“ byl volen jako nejnižší hodnota pro řadový dvouválec z Tabulka 1, tedy pro pořadí zapalování 0° a 180°, ostatní hodnoty byly vztaženy v poměru k této hodnotě.

## 2.2 Vyhodnocení konceptu

Vstupní hodnoty pro motor vybavený vyvažovacím hřídelem byly určeny následovně:

- parametr „Package“, zůstal stejný jako u běžného dvouválcového motoru, neboť na základě zjednodušeného modelu se prokázalo, že vzhledem k velikosti plnicí, resp. výfukové soustavy motoru je změna velikosti bloku motoru pro uložení hřídele zanedbatelná
- hmotnost byla určena pomocí změny hmotnosti bloku a odhadnuté hmotnosti vyvažovacího hřídele, odhad byl proveden pomocí hmotností vývažků získaných ze simulace v programu GT-SUITE a pomocí základního návrhu vyvažovacího hřídele na zatížení od setrvačných sil. Výchozí hodnota hmotnosti pro srovnání byla získána z CAD modelu dvouválcového motoru dodaného Fakultou strojní

	"Package"	Hmotnost	Cena	Vyvážení	Průměr
2 Inline	100	100	100	100	100
I2 – Hřídel	100	115	110	31,1	86,3
V2 (90)	128	105	102	32,7	<b>84,4</b>
Boxer	104	108	103	44,7	86,6

Tabulka 2 Porovnávací tabulka jednotlivých uspořádání

Finální zhodnocení proběhlo na základě váženého průměru z jednotlivých kategorií, viz tabulka 2. Rozdělení váhových koeficientů bylo následovné: nejvyšší hodnota 4 byla pro cenu, hodnotu 3 mělo vyvážení, 2 byla pro hmotnost a nejnižší váha 1 byla použita pro „Package“.

Výsledky studie naznačují, že jako nejvhodnější koncepce se jeví vidlicový, dvouválcový, atmosférický motor s úhlem rozevření válců 90°. Dle výsledků rešerše dále vyplývá, že u motoru bude použito nepřímého vstřikování a bude provozován v režimu  $\lambda = 1$ . Použití stechiometrické směsi je nutné, protože motor je třeba vybavit

třífcestným katalyzátorem, který se považuje za jednu z nejlevnějších a nejspolehlivějších metod ke splnění současných emisních limitů. Nepřímé vstřikování přináší výhodu z hlediska ceny, a to ze dvou důvodů:

- zaprvé jedná se o levnější systém oproti vstřiku paliva přímo do válců
- za druhé motory s nepřímým vstřikem není nutné vybavovat nákladným filtrem pevných částic

### 3 Použité submodely

Hlubková více parametrická optimalizace, která je předmětem práce, klade velké nároky na kvalitu použitých simulačních submodelů. Oproti běžnému požadavku na správnou kvantitativní predikci je zde navíc vyžadováno, aby simulační model korektně vážil vliv jednotlivých vstupních parametrů na výsledek a byl schopen správně predikovat trendy při jejich změně.

Práce se detailně zabývá čtyřmi simulačními modely, které simulují fenomény s největším vlivem na výkon a účinnost spalovacího motoru. Jedná se o modely pro predikci třecích ztrát ([kapitola 3.1](#)), model hoření směsi ve válci ([kapitola 3.2](#)), model pro predikce klepání ([kapitola 3.3](#)) a model pro výpočet přestupu tepla ve válci ([kapitola 3.4](#)).

#### 3.1 Třecí model

Výše zmíněné problémy a požadavky lze snadno ilustrovat na výběru třecího modelu. Přestože mechanická účinnost spalovacího motoru je v ideálních podmínkách (při vysokém zatížení), které můžeme u Range Extenderu očekávat, okolo 90 %, nevyplatí se vliv třecího modelu na výsledek podceňovat. To se prokázalo, když při podobné optimalizaci byl použit nejběžnější model pro odhad třecích ztrát tzv. Chen-Flynnův model:

$$FMEP^2 = A + B \cdot p_{max} + C \cdot s_p + D \cdot s_p^2 \quad (2)$$

Kde  $p_{max}$  je nejvyšší tlak ve válci,  $s_p$  označuje střední pístovou rychlost a A, B, C, D jsou kalibrační konstanty modelu. Je zřejmé, že model je převážně závislý na střední pístové rychlosti, která je dána součinem zdvihu a otáček [8]. Tato závislost potom tlačí výsledky optimalizačního výpočtu k motorům s extrémně krátkým zdvihem [3; 4].

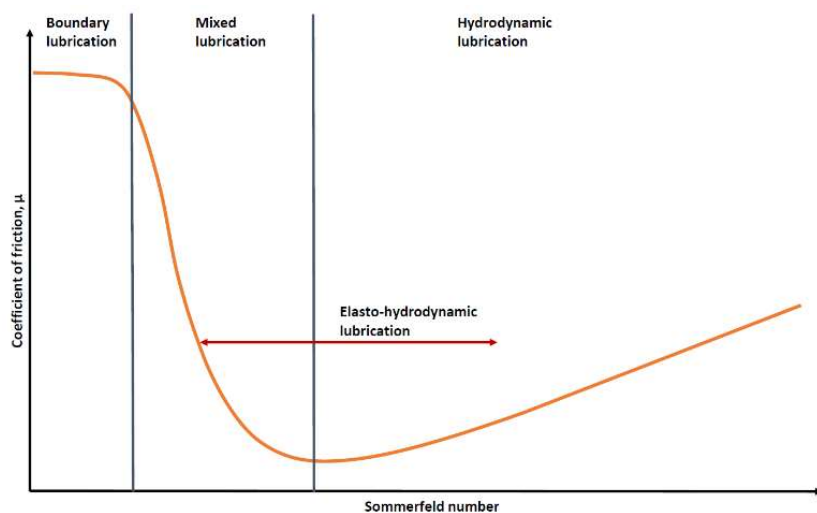
---

<sup>2</sup> FMEP – Friction mean effective pressure neboli střední tlak třecích ztrát

### 3.1.1 Třecí model Vyvaž

Na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel (dále jen Ú12120) Fakulty strojní Českého vysokého učení technického v Praze byl týmem prof. Jana Macka vyvinut interní model pro predikci třecích ztrát s názvem *Vyvaž*. Jedná se o model vytvořený v programu Microsoft Excel a je možné ho použít i k vyvážení motoru a analýze nerovnoměrnosti chodu (odtud název *Vyvaž*).

Model počítá třecí ztráty odděleně pro příslušenství motoru (olejové čerpadlo, vodní čerpadlo), palivové čerpadlo, rozvodový mechanismus a klikový mechanismus. Výpočet ztrát v klikovém mechanismu je ještě rozdělen na výpočet dílčích ztrát v ojnicích ložiscích, v ložiscích klikového hřídele, na pístním čepu, na plášti pístu a na pístních kroužcích. Vstupy pro model jsou: vlastnosti použitého oleje, průběh tlaku ve válci, otáčky, základní rozměry motoru a klikového mechanismu, kompresní poměr, hmotnost a rozměry pístní skupiny, hmotnost, poloha těžiště a moment setrvačnosti ojnice (resp. kompenzační hodnota momentu setrvačnosti).



Obrázek 3 Stribeckova křivka Zdroj: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:864154/FULLTEXT01.pdf>

### 3.1.2 Princip modelu Vyvaž

Princip modelu *Vyvaž* sestává z několika částí, tou první je podrobný dynamický výpočet klikového mechanismu, který ze zadaného průběhu tlaku ve válci v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele, geometrických a hmotnostních parametrů klikového mechanismu a pístní skupiny vypočítá síly působící v příslušných místech mechanismu (klikovém ložisku, ojnicím ložisku, na pístním plášti a pístním čepu), v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. Kinematika modelu počítá i s vyosením pístního čepu, model je dále schopen počítat i netradiční formy klikového mechanismu (pro oběhy s prodlouženou expanzí). Další část modelu počítá průběh tlaků na pístních



kroužcích, které slouží k výpočtu průběhu sil v pístních kroužcích. Jelikož v modelu se počítá s vlivem třecích sil, je výpočet iterativní.

Velikost třecí síly je vypočtena jako součin koeficientu tření a normálové síly působící na třecí plochu. Velikost koeficientu tření je zjišťována na základě empiricky stanovené závislosti, tzv. Stribeckova křivka [9], která je dána vzorcem:

$$\mu = \frac{F_t}{F_N} = \frac{K}{S_o} \quad (3)$$

Kde  $\mu$  je koeficient tření,  $F_N$  je normálová síla,  $F_t$  je třecí síla,  $K$  je konstanta a  $S_o$  je Sommerfeldovo porovnávací číslo<sup>3</sup>, které je pro posuvný pohyb (např. píst ve vložce válce) dáno vztahem:

$$S_o = \frac{|F_N|}{\eta L w} \quad (4)$$

Kde  $\eta$  je dynamická viskozita použitého oleje,  $w$  značí rychlost pohybu a  $L$  je délka třecí plochy kolmo na směr pohybu. Pro rotační pohyb (např. hřídel v ložiscích) je  $S_o$  dáno podobným vzorcem:

$$S_o = \frac{|F|}{\eta r_c L \omega} \quad (5)$$

Kde  $r_c$  je poloměr ložiska,  $L$  jeho délka a  $\omega$  je úhlová rychlost. Pro popis Stribeckovy křivky na obrázku 3 je použit matematický model se třemi vstupními parametry:

$$\mu = \mu_c e^{-3 \left| \frac{S_{o_{lim}}}{S_o} \right|^{2,5}} + \frac{K}{|S_o|} \quad (6)$$

Kde  $\mu_c$  je součinitel suchého tření (Coulombův),  $S_{o_{lim}}$  je limitní hodnota Sommerfeldova čísla určující přechod mezi hydrodynamickým mazáním a přechodovým mazáním. Výsledná třecí síla se dostane součinem koeficientu tření z rovnice:

$$F_t = - \text{sign}(w) \mu |F_N| \quad (7)$$

Kde  $F_N$  je zatěžovací síla (pro rotační pohyb), nebo normálová síla (pro posuvný pohyb),  $\mu$  je koeficient tření (viz vztah 6) a první činitel součinu  $-\text{sign}(w)$  určuje směr

<sup>3</sup> Při grafickém zobrazení Stribeckova diagramu se často uvádí přímo vztah (4) nebo (5)

působení třecí síly. Jednotlivé třecí síly jsou následně násobeny příslušnými rychlostmi, čímž se získá průběh výkonů v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Z takto získaných průběhů výkonu se vypočítá střední třecí výkon jednotlivých komponent za cyklus, z nichž je pak počítán celkový ztrátový výkon celého mechanismu, případně celkový střední tlak třecích ztrát [9].

### 3.1.3 Model Vyvaž pro GT-Suite

Díky svému fyzikálnímu základu, který bere v potaz rozměry klikového mechanismu i velikost tlaku ve válci a jeho průběh, byl model Vyvaž shledán jako vhodný kandidát pro optimalizaci motoru. Fakulta má k dispozici verzi modelu ve formě podsestavy v programu GT-SUITE, kterou je možno přidat k běžnému termodynamickému modelu.

Tato verze se od původního modelu vytvořeného v programu Microsoft Excel liší v několika ohledech. Asi nevýznamnějším rozdílem je výpočet tlaků na pístních krouzcích, který je zde realizován pomocí trati z objektů pipe<sup>4</sup> a orifice<sup>5</sup>. Každý prvek „pipe“ má objem daný výškou stěny válce mezi jednotlivými pístními kroužky, vůlí pístních kroužků v drážce a výškou pístních kroužků. Prvky „orifice“ mají svůj rozměr daný parametrem, který by měl odpovídat velikosti zámku pístního kroužku při jeho rozevření v expanzním zdvihu; v modelu je použit jako ladící parametr. Celá trať je pro snížení výpočetní náročnosti a zvýšení robustnosti výpočtu desetinásobně zvětšena. Střední tlak třecích ztrát na jeden válec rozvodového mechanismu je odhadován pomocí Bishopova vztahu [8]:

$$FMEP = \frac{C \left[ 1 - 0.133 \cdot \frac{N}{1000} \right] n_{iv} D_{iv}^{1,75}}{D^2 L} \quad (8)$$

Kde  $D$  je průměr vrtání motoru,  $L$  zdvih,  $N$  jsou otáčky,  $n_{iv}$  je počet sacích ventilů na válec,  $D_{iv}$  průměr sacího ventilu a  $C$  konstanta sloužící pro převod jednotek (bar, kilopascal apod.).

Ztráta pro pohon příslušenství motoru je odhadována vztahem pro ztrátový moment:

$$T_{Racc} = \left[ \left( \frac{N}{1500} \right)^3 1,5 + \left( \frac{N}{1500} \right)^3 1,5 + \left( \frac{N}{1500} \right)^3 1 + \left( \frac{N}{2000} \right)^3 4 + \right] \cdot \frac{1000}{N \cdot i \cdot \frac{\pi}{30}} \quad (9)$$

<sup>4</sup> Trubka

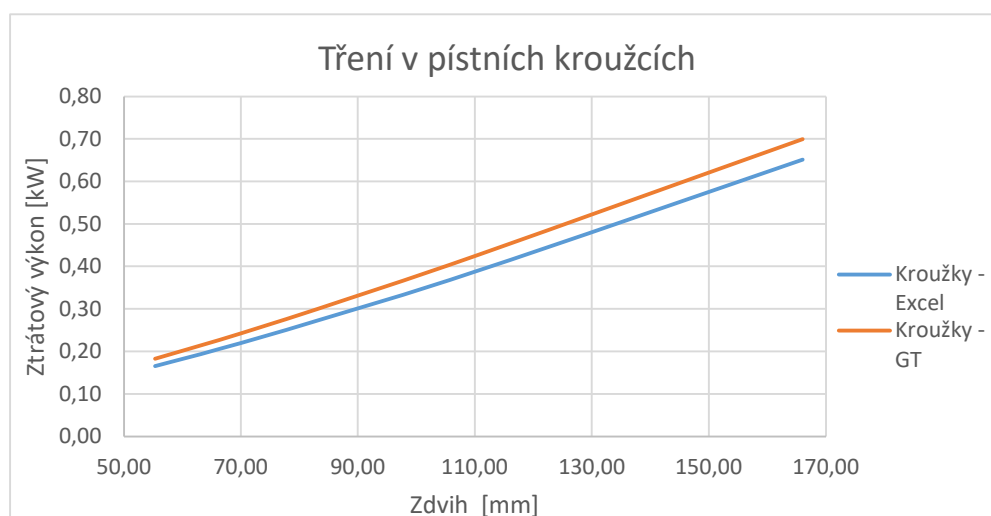
<sup>5</sup> Otvor, hrdlo, nebo clonka

Kde  $N$  jsou otáčky motoru a  $i$  je počet válců. Vztahy ve hranaté závorce reprezentují (v pořadí), alternátor, olejové čerpadlo, vodní čerpadlo, ventilátor.

Pro implementaci do parametrického modelu Range Extenderu bylo nutné provést v systému několik úprav. Několik vztahů bylo potřeba parametrizovat, neboť v původním modelu se jejich vstupy zadávaly přímo do bloků s příslušnými rovnicemi. Velikosti zámků pístních kroužků bylo třeba odladit na shodu s původní verzí modelu, vytvořenou v programu MS Excel. Dále se projevilo, že desetinásobné zvětšení tratě simulující tlakové ztráty na pístních kroužcích je nedostatečné, zejména pokud je použit fyzikálně založený model hoření *SITurb* (viz kapitola 3.2). Po „zvětšení“ plynové tratě z desetinásobku na dvacetinásobek došlo ke značnému snížení výpočetní náročnosti modelu (pro některé extrémní scénáře model ani nekonvergoval) s prakticky nulovou ztrátou na přesnosti.

#### 3.1.4 Citlivostní analýza modelu Vyvaž

Další krok sestával z provedení citlivostní analýzy modelu s cílem zjistit rozdíly mezi verzí programu implementovanou GT-SUITE oproti původní variantě vytvořené v programu Microsoft Excel. Testovala se reakce modelu na změnu zatížení, změnu otáček a změnu zdvihu, resp. vrtání motoru. Nejvyšší odchylky byly zjištěny na pístních kroužcích, případně na plášti pístu. Z výsledků analýzy vyplývá, že verze pro GT-SUITE má tendenci predikovat vyšší ztráty v pístní skupině. Průměrná hodnota této odchylky při analýze byla cca 4 %, nejvyšší hodnota dosahovala 10 %. Zde je nutné připomenout, že ačkoliv se odchylka až 10 % může jevit jako značná, vliv na celkový výsledek je velmi malý (v optimálních podmínkách je mechanická účinnost motoru okolo 90 %, jedná se tedy o část 10% ztráty).



Obrázek 4 Tření v pístních kroužcích v závislosti na zdvihu motoru Zdroj: Autor

### 3.2 Model hoření

Nejběžnější používaný model pro popis hoření směsi ve válci spalovacího motoru, je empirický Vibeho<sup>6</sup> model. Jedná se o exponenciální křivku popisující podíl spáleného paliva v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele [8]:

$$x_b = \left\{ 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_o}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \right\} \quad (10)$$

Kde  $x_b$  je podíl spáleného paliva, parametry  $a$  a  $m$  se zjišťují z naměřených dat,  $\theta_o$  je tzv. Anchor angle, jenž bývá realizován polohou 50% bodu zvaného CA50; jedná se o úhel natočení klikového hřídele vůči horní úvrati pístu, kdy dojde ke spálení 50 % paliva. Jmenovatel  $\Delta\theta$  určuje dobu hoření, většinou je zadáván dobou (formou úhlu otočení klikového hřídele), za kterou shoří podíl paliva mezi 10-90 %.

Vibeho model dává kvalitní výsledky pouze pro jednu geometrii motoru a pro jedny otáčky. Jsou případy, kdy byl Vibeho model parametrizován, většinou se jednalo o parametrizaci  $\Delta\theta$  s cílem zajistit kvalitní predikci změny  $\Delta\theta$  s otáčkami motoru; zkušenost napovídá, že tvar křivky zhruba připomíná funkci odmocniny. Tento postup byl však vzhledem ke komplexnosti řešeného problému shledán jako příliš komplikovaný [8; 10].

#### 3.2.1 Popis modelu SITurb:

Pro problematiku řešenou v této práci se jeví vhodné používat modely založené na modelování fyzikální reality, jako je například model *SITurb*, vyvinutý společností Gamma Technologies, který je přímo součástí programu GT-SUITE. Model je založený na řešení diferenciální rovnice pro hmotnostní poměr neshořelé směsi [11]:

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u A_f (S_L + S_T) \quad (11)$$

Kde  $\rho_u$  je hustota neshořelé směsi,  $A_f$  je plocha plamene,  $S_L$  je rychlost laminárního plamene a  $S_T$  je rychlost turbulentního plamene.

Laminární rychlost plamene je vypočtena pomocí:

$$S_L = [B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)^2] \cdot \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^\beta \cdot (1 - 2,06 \text{Dilution}^{DEM0.77}) \quad (12)$$

<sup>6</sup> V anglické literatuře psáno Wiebe

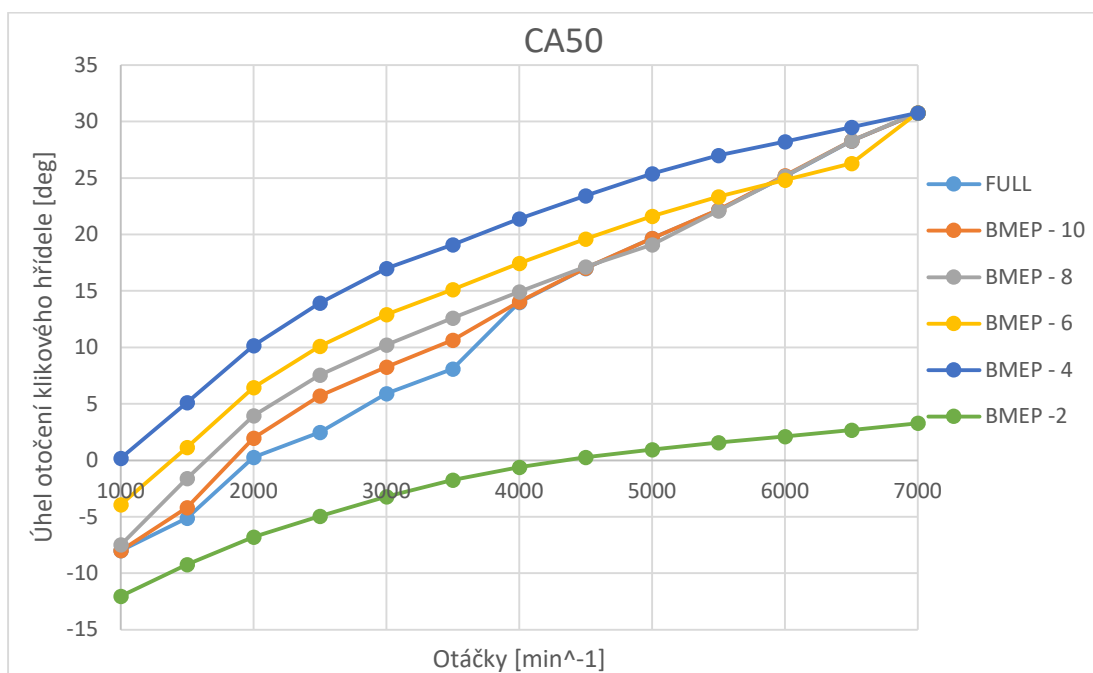
Kde  $B_m$  je maximální laminární rychlost,  $B_\phi$  je parametr popisující rozpad laminárního plamene,  $\phi$  je převrácená hodnota směšovacího poměru,  $\phi_m$  bohatost směsi při které je dosaženo  $B_m$ ,  $T_u$  je teplota nespálené směsi,  $T_0/p_0$  jsou referenční hodnoty teploty a tlaku,  $\alpha/\beta$  jsou teplotní a tlakový exponent a jsou funkcí směšovacího poměru,  $p$  je tlak ve válci, *Dilution* je hmotnostní zlomek zbytků v nespálené směsi a *DEM* je „Dilution Exponent Multiplier“ - kalibrační parametr, který koriguje hoření na přítomnost EGR ve spalínách.

Pro turbulentní rychlost plamene platí vztah:

$$S_T = C_s u' \left( 1 - \frac{1}{1 + \frac{C_k R_f^2}{L_t^2}} \right) \quad (13)$$

Kde  $L_t$  je délkové měřítko turbulence,  $R_f$  je poloměr plamene a  $u'$  je intenzita turbulence. Činitel  $C_s$  a  $C_k$  jsou kalibrační konstanty [11].

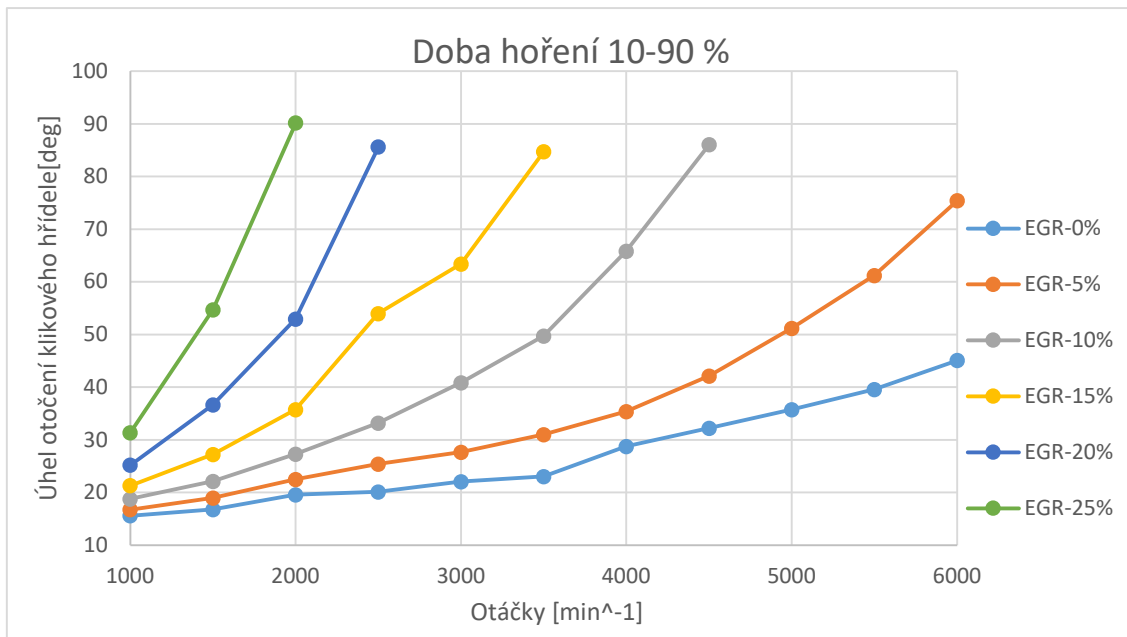
Z uvedených rovnic vyplývá, že pro dosažení korektních výsledků je potřebná znalost proudění uvnitř válce. K modelu je tedy nutné připojit další model s názvem *EngCylFlow*, který popisuje proudění uvnitř válce. Posledním vstupem do *SITurb* je objekt popisující geometrii spalovacího prostoru, kterou lze zadat jako detailní síť pomocí tzv. STL souboru, nebo pomocí zjednodušené aproximace spalovacího prostoru pomocí kulového vrchlíku [12].



Obrázek 5 Doba hoření v závislosti na otáčkách a zatížení motoru (BMEP) Zdroj: Autor

### 3.2.2 Citlivostní analýza modelu SITurb:

Aby se prověřily prediktivní schopnosti modelu, byla provedena rozsáhlá citlivostní analýza, pro niž byl použit model převzatý z příkladu, který je k dispozici v programu GT-SUITE. Byla testována reakce modelu na změnu vrtání, zdvihu, zdvihového poměru při konstantním zdvihovém objemu  $V = 0,5 \text{ dm}^3$ . Byly zkoušeny i regulovatelné veličiny jako množství vnějšího EGR (viz obr. 6), reakce na změnu zatížení motoru, resp. středního efektivního tlaku (BMEP) na obrázku 5.



Obrázek 6 Doba hoření v závislosti na vnějším EGR Zdroj: Autor

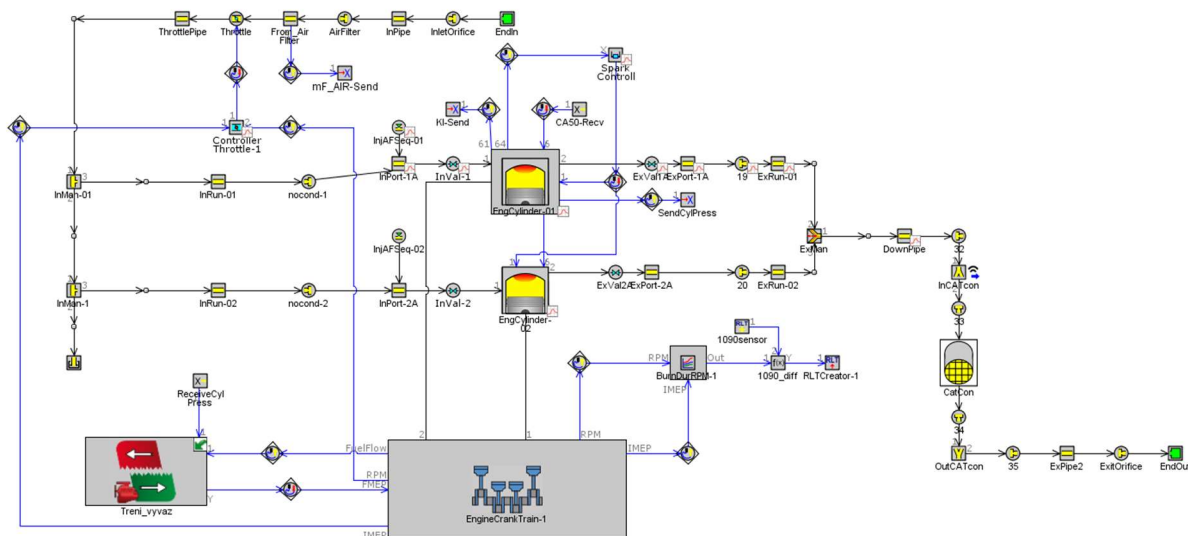
Vyhodnocované hodnoty byly: poloha 50% bodu (CA50), 10% bod, 90% bod a doba otočení klikového hřídele (vyjádřená úhlem), za kterou shoří podíl mezi 10-90 % směsi. Parametry byly vynášeny v závislosti na otáčkách motoru.

Z analýzy zjištěných dat vyplývá, že *SITurb* je schopen korektně reagovat na změny v geometrii motoru, na změny zatížení i na podíl spalin ve směsi. Kvantitativně však výsledky příliš neodpovídaly zkušenosti a většina reakcí se zdála „přehnaná“. To lze pozorovat na obrázku 6, kde pro vyšší hodnoty EGR mnohdy nebylo ani dosaženo shoření 90 % směsi. Model je tedy nutné kalibrovat, aby získané výsledky byly správné jak kvalitativně tak i kvantitativně.

### 3.2.3 Kalibrace SITurb:

Jak bylo zmíněno výše, *SITurb* potřebuje ke správnému fungování informace o turbulentním proudění uvnitř válce. Je běžné získávat hodnoty pro objekt *EngCylFlow* pomocí 3D-CFD analýzy plnicího potrubí. K tomu je však potřeba detailní model hlavy

válce, který ale nebyl k dispozici [11]. Druhou možností je kalibrovat objekt *EngCylFlow* společně s modelem *SITurb*.



Obrázek 7 Model pro kalibraci *SITurb* Zdroj: Autor

Kalibrace modelu byla provedena jako optimalizace jednotlivých parametrů modelu, aby vypočtená data o hoření pokud možno odpovídala výsledkům měření. Ke kalibraci byly určeny tři „turbulentní parametry“ modelu - *SITurb*  $C_s, C_k$  z rovnice 10 a koeficient pro délkové měřítko turbulence, dále parametr *DEM* z laminární části modelu. Z objektu *EngCylFlow*, byly použity čtyři další kalibrační konstanty (v tabulce 3 vyznačeny kurzívou).

Parametr	<i>DEM</i>	$C_s$	$C_k$	Taylor Length Scale Multiplier	<i>Production Term Multiplier</i>	<i>Geometric Length Scale Multiplier</i>	<i>Intake Term Multiplier</i>	<i>Tumble Term Multiplier</i>
Dolní limit	0,2	0	0	0	0	0	0	0
Horní limit	0,3	4	4	4	4	4	4	4

Tabulka 3 Parametry pro kalibraci *SITurb*, parametry *EngCylFlow* – kurzíva

Vstupní data z měření reálného motoru<sup>7</sup> poskytl Ú12120, jedná se o tabulku dob hoření 10-90% směsi v závislosti na otáčkách a indikovaném tlaku ve válci motoru. Celkem bylo použito tři hodnot zatížení pro sedm hladin otáček motoru.

Teplotní a tlakový exponent z rovnice 11 byly ponechány na výchozích hodnotách, což je při kalibraci modelu *SITurb* běžný postup [11]. Vynechání těchto

<sup>7</sup> Měření motor byl dle dostupných informací přepřínovaný, což není vzhledem k povaze úlohy úplně vhodné. Ve prospěch použití těchto dat však hrála významnou roli jejich dostupnost.

parametrů z kalibrace bylo argumentováno snahou o snížení výpočetní náročnosti procesu, která v tomto případě hrála značnou roli. Jelikož potřebný počet iterací se odvíjí od množství kalibračních parametrů, většinou se jedná o hodnoty v řádech tisíců. Vynechání dvou parametrů snižuje množství potřebných iterací v řádu stovek. Vzhledem ke skutečnosti, že výpočetní čas jedné iterace se na osobním počítači pohyboval mezi 30-45 minutami (v závislosti na vstupních hodnotách pro danou iteraci), bylo potřeba použít výpočetní server Ú12120.

Pro kalibraci, resp. pro výše zmíněný optimalizační výpočet, byl použit genetický algoritmus, dostupný jako součást programu GT-SUITE. Jedna iterace sestávala z 21 případů (tzv. „Case“), které dohromady pokrývaly tři úrovně zátěže motoru (hodnoty středního indikovaného tlaku byly 0,6; 0,8; resp. 1 MPa) a sedm hladin otáček v rozsahu 1500 - 5000  $min^{-1}$ .

Úkolem použitého algoritmu bylo nalezení sady parametrů z tabulky 3 (stejně pro všechny případy tzv. „Sweep“) tak, aby byla minimalizována průměrná a maximální hodnota (přes všechny případy) členu *diff* ze vztahu:

$$diff = |\theta_{1090T} - \theta_{1090}| \quad (14)$$

Kde  $\theta_{1090T}$  je hodnota načtená z tabulky naměřených dat pro danou hodnotu zatížení a otáček a  $\theta_{1090}$  je „skutečná“ doba hoření načtená z válce, obě hodnoty jsou ve stupních otočení klikového hřídele. Kritérium minimalizace nejen průměrné, ale i maximální hodnoty *diff* je zavedeno s cílem zabránit takovým scénářům, kdy by v jenom z případů byla extrémní odchylka a případ byl přesto zahrnut do Pareto množiny (viz [kapitola 5.4](#)).

Součástí modelu pro kalibraci byl i PID regulátor, který reguloval předstih zážehu, tak aby poloha CA50 byla 10° po horní úvratí.

### 3.3 Model klepání

Klepání je jedním z hlavních fenoménů omezujících výkon, resp. účinnost spalovacího motoru. Samotné klepání je způsobeno souhrou velkého množství faktorů, zejména kompresního poměru, předstihu zážehu, ale i zdvihového poměru, tvaru spalovacího prostoru a vlastností sacího traktu. V programu GT-SUITE je pro predikci klepání objekt s názvem *EngCylKnock*. Model funguje na základě výpočtu integrálu indukční doby vznětu. Za samovznícení směsi je považována situace, kdy integrál z rovnice 12 je roven jedné [8]:



$$\int_0^{t_i} \frac{1}{\tau} d\tau = 1 \quad (15)$$

Kde  $t_i$  je čas samovznícení a  $\tau$  indukční doba vznětu pro daný tlak a teplotu směsi. Pro výpočet indukční doby vznícení je k dispozici množství empirických vztahů. Většina z nich má tvar:

$$\tau = Ap^{-n}e^{\frac{B}{T}} \quad (16)$$

Kde parametry  $A$ ,  $B$  a  $n$  jsou primárně závislé na použitém palivu (pro benzín na jeho oktanovém čísle).

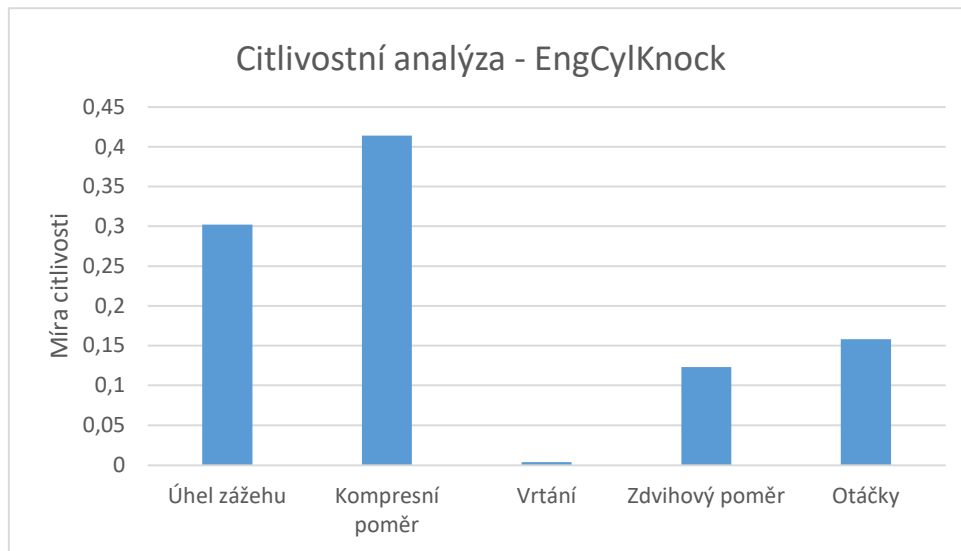
V této práci byla použita korelace s názvem *Kinetics-Fit-Gasoline*, vyvinutá společností Gamma Technologies. Metoda počítá tři dílčí doby vznětu ze vztahů založených na rovnici 13, z těchto tří dílčích je následně vypočtena výsledná indukční doba průtahu vznětu.

### 3.3.1 Citlivostní analýza modelu klepání

Nejvhodnějším postupem při přípravě modelu klepání by samozřejmě bylo kalibrovat model pomocí experimentálních dat, podobně jako model hoření v [kapitole 3.2.3](#). Vzhledem k zejména časové, ale i výpočetní náročnosti takového procesu, byl model nejprve vyzkoušen formou citlivostní analýzy s cílem zjistit, je-li kalibrace nezbytná, nebo je možné model použít v jeho „surové“ formě.

Jak již bylo zmíněno klepání, je jedním z faktorů, které mají nejsilnější vliv na omezení zážehových motorů, co se účinnosti, či měrného výkonu týče. Bylo rozhodnuto, že nejlepším způsobem jak ověřit schopnosti modelu klepání při optimalizaci je samotná optimalizace. Byl navržen zjednodušený optimalizační výpočet s využitím genetického algoritmu, s cílem minimalizovat spotřebu. Jako optimalizované hodnoty byly vybrány parametry, které mají určující vliv na výskyt klepání v motoru, kompresní poměr, předstih zážehu, průměr vrtání, zdvihový poměr a otáčky motoru [8].

Výsledky optimalizace a vyhodnocení citlivostní analýzy naznačují (obrázek 8), že model reaguje na změnu podmínek vesměs korektně. Z parametrů byla zjištěna nejvyšší citlivost na kompresní poměr a úhel zážehu, což odpovídá zkušenosti. Kvantitativně se model drží spíše na straně bezpečnosti, což bylo však považováno při této aplikaci za výhodné.



Obrázek 8 Citlivostní analýza modelu klepání Zdroj: Autor

### 3.4 Přestup tepla ve válci

Přestup tepla ze stěn válce je jednou z energetických ztrát motoru. Je ovlivněn zejména geometrií (povrchem) a prouděním (zejména ve vysokoteplotní fázi cyklu) ve spalovacím prostoru. Detailní modelování těchto pochodů pomocí CFD je vysoce komplikovaná problematika, která se navíc vyznačuje extrémní výpočetní náročností. Proto i v dnešní době se pro výpočet koeficientu prostupu tepla ve válci spalovacího motoru hojně používají empirické vztahy [13].

Asi nejrozšířenějším empirickým vztahem, který se pro tyto výpočty používá, je tzv. Woschniho vzorec, který je odvozený na základě klasického vztahu pro výpočet koeficientu prostupu tepla při konvektivním přenosu [8]:

$$Nu = aRe^m Pr^n \quad (17)$$

Ze vztahu je eliminováno Prandtlovo číslo ( $Pr$ ), za dynamickou viskozitu a tepelnou vodivost jsou dosazeny příslušné mocniny termodynamické teploty směsi, hustota náplně je obdržena dosazením ze stavové rovnice ideálního plynu. Přibližné vztahy pro dynamickou viskozitu a tepelnou vodivost jsou [8]:

$$k \approx T^{0,75}; \mu = T^{0,62} \quad (18)$$

Po těchto úpravách Woschniho vztah nabývá tvaru:

$$h_c = CB^{m-1} p^m w^m T^{0,75-1,62m} \quad (19)$$

kde  $B$  je průměr vrtání válce,  $p$  je tlak směsi,  $T$  je termodynamická teplota a  $w$  je průměrná rychlost plynu ve válci, která se zjišťuje pomocí:

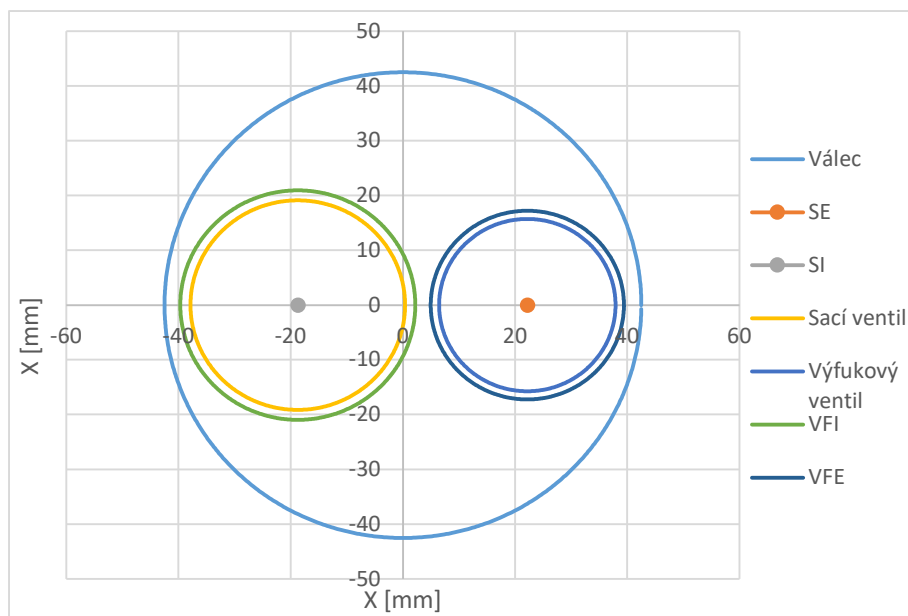
$$w = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \quad (20)$$

kde  $C_1$  a  $C_2$  jsou konstanty, které se určují podle fáze cyklu (tedy komprese, sání apod.),  $\bar{S}_p$  je střední pístová rychlost,  $V_r$ ,  $p_r$  a  $T_r$  jsou referenční hodnoty objemu, tlaku a termodynamické teploty směsi (většinou se používá stav při zavření sacích ventilů, nebo zážehu),  $V_d$  je zdvihový objem motoru,  $p$  aktuální tlak ve válci a  $p_m$  je tlak ve válci protáčeného motoru [8].

I přes svoji relativní jednoduchost je Woschniho vztah při podobných více parametrických optimalizacích spalovacího motoru hojně používán v nezměněné formě bez korekčních koeficientů [4; 13].

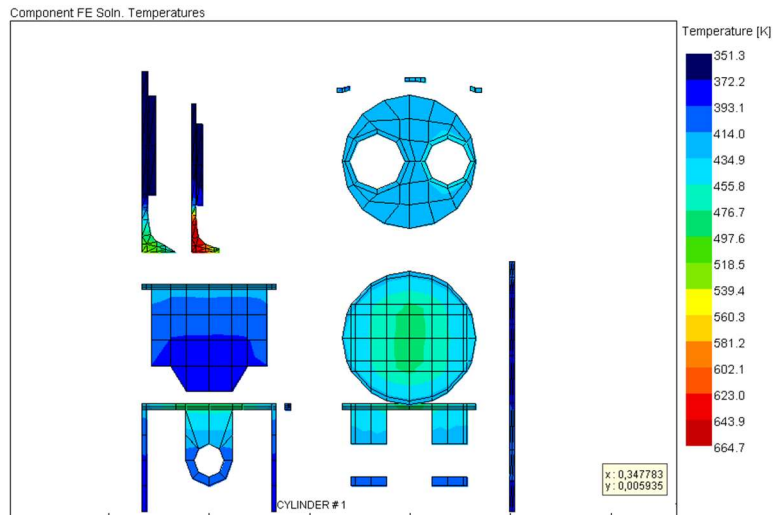
#### 3.4.1 Výpočet teplotního pole ve válci

Pro výpočet rozložení teplot uvnitř válce byl použit model *EngCylTWalSoln*. Jedná se o prediktivní model, který počítá teplotní pole na stěnách a hlavě válců pomocí metody konečných prvků. Do výpočtu je možno nahrát vlastní MKP model, nebo použít zjednodušený model, který je k dispozici přímo v programu. Pro plášť válce jsou k dispozici dvě šablony, první modeluje stěnu válce pomocí dvoudimenzionálních rotačních prvků, druhá už má zavedený trojrozměrný model válce. V modelu byla použita první varianta, zejména díky nižší výpočetní náročnosti [12].



Obrázek 9 Rozmístění sacích a výfukových ventilů v hlavě válce Zdroj: Autor

Hlava válce je modelována pomocí zjednodušené geometrie; je zapotřebí znát počet ventilů, jejich rozmístění a rozměry. Velikosti sacích a výfukových ventilů jsou zadány parametricky jako  $0,45 \cdot D$  pro sací ventil a  $0,37 \cdot D$  pro výfukový ventil, kde  $D$  je průměr vrtání válce [8]. Rozmístění ventilů v hlavě motoru (také plně parametrické) pro průměr vrtání  $85 \text{ mm}$  je na obrázku 9.

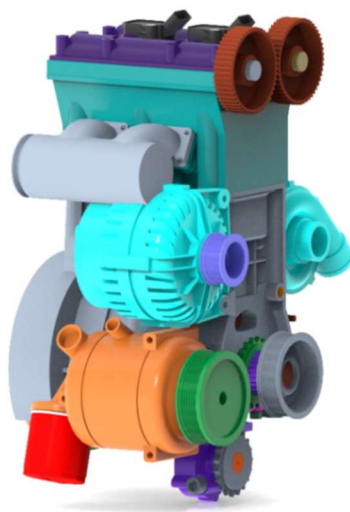


Obrázek 10 Příklad rozložení teplot vypočteného modelem EngCylWallSoln Zdroj: GT-SUITE

## 4 Konstrukční část

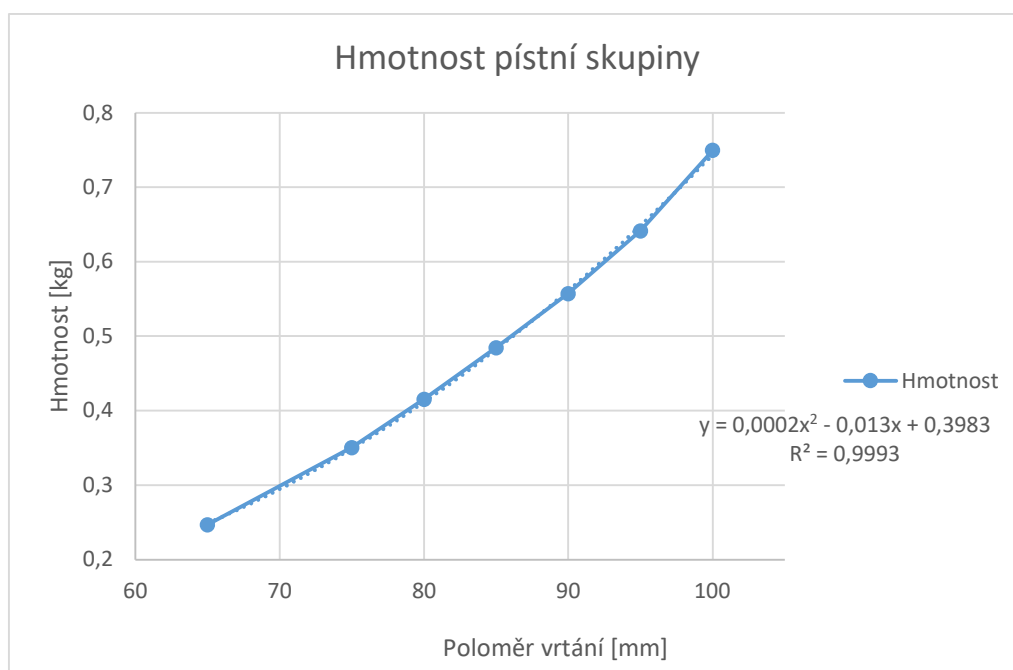
### 4.1 Hmotové vlastnosti částí motoru

V modelu byl použit fakultní model pro odhad třecích ztrát, zvaný Vyvaž. Podstatnou částí tohoto modelu je důkladná dynamická analýza vlastností klikového mechanismu. Pro zjištění těchto vlastností byla použita data z parametrického modelu řadového dvouválcového motoru Ing. Hořenína z Ú12120.



Obrázek 11 Model motoru použitý pro zjištění hmotových vlastností Zdroj: Autor

Tento model byl použit ke zkoumání trendů vývoje hmotností a rozměrů prvků pístní skupiny. Vztahy pro odhad hmotnosti nebo rozměru součásti byly získány pomocí regrese z grafického vyjádření, např hmotnost pístu v závislosti na průměru vrtání válce. Podobné vlastnosti byly zjišťovány i u ojnice<sup>8</sup>, kde se jednalo zejména o hmotnost, polohu těžiště a velikost kompenzačního momentu setrvačnosti v závislosti na její délce. Takto zjištěné závislosti pak byly aplikovány do termodynamického modelu (primárně do submodelu *Vyvaž*), s cílem dosažení co nejrealističtějšího výsledku.



Obrázek 12 Hmotnost pístní skupiny společně s regresní křivkou Zdroj: Autor

## 4.2 Délka ojnice

Délka ojnice, resp. poměr její délky ( $L_{oj}$ ) s poloměrem kliky (tedy polovinou zdvihu  $\frac{L}{2}$ ):

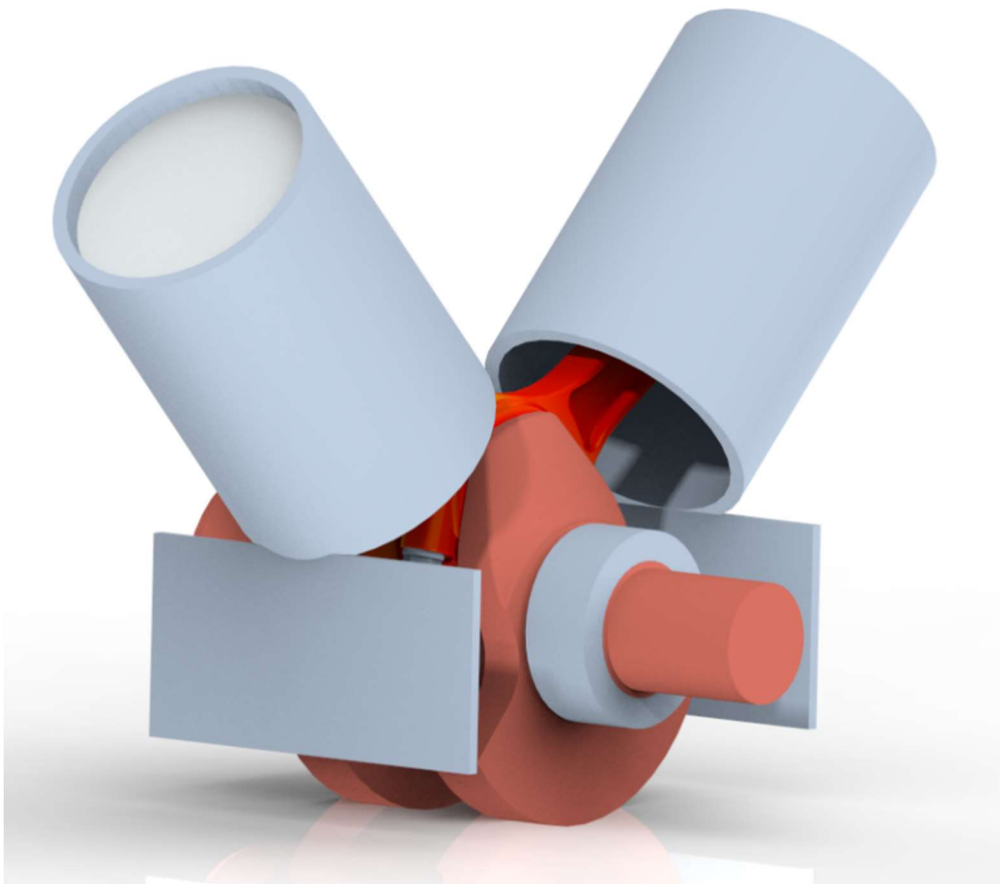
$$\lambda_v = \frac{L_{oj}}{\frac{L}{2}} \quad (21)$$

hraje významnou roli v dynamické analýze klikového mechanismu. Je důležitá nejen z pevnostního hlediska, ale i při vyhodnocování rovnoměrnosti chodu, a je také jedním ze základních vstupních parametrů do použitého modelu pro výpočet celkových třecích ztrát *Vyvaž* [7].

<sup>8</sup> Jelikož je v práci probírán vidlicový motor, byly vlastnosti zjišťovány na modelu šikmo dělené ojnice

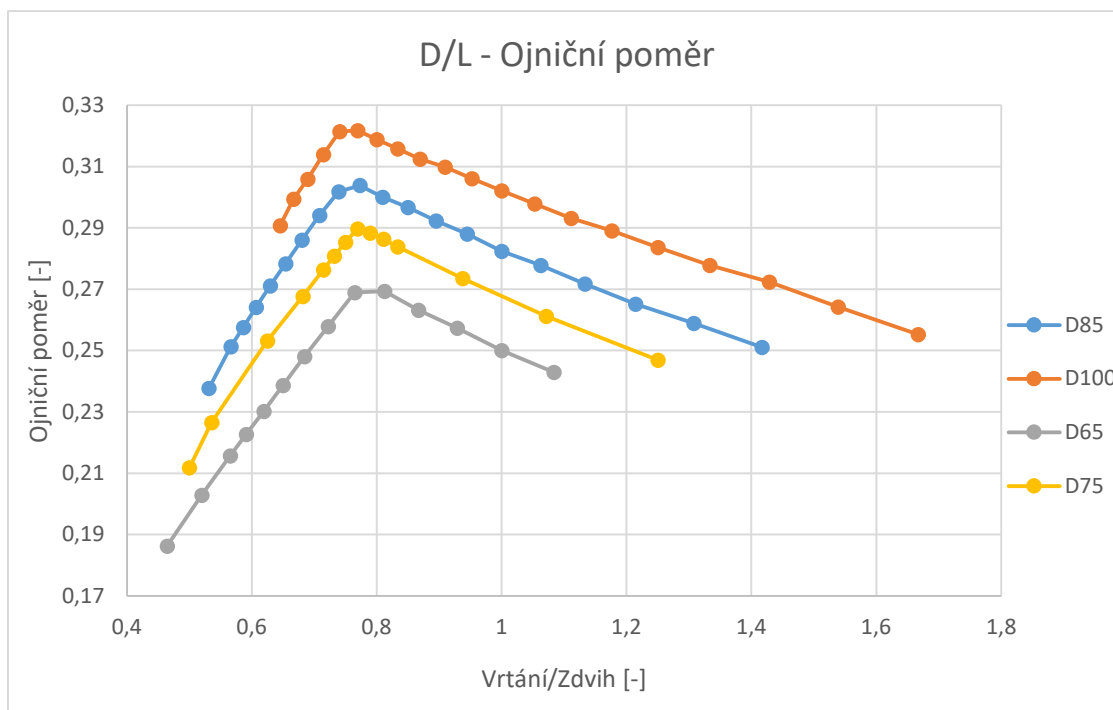
Obvyklým postupem při optimalizacích motoru je užití konstantního ojnicního poměru [4]. Jelikož se nesmí stát, že by ojnice vyšla příliš krátká, neboť výsledek by byl nekonstruovatelný (docházelo by ke kontaktu ojnice s blokem motoru), nabízí se volba ojnicního poměru na straně bezpečnosti, tedy co nejmenší. To však je v rozporu s jedním ze základních požadavků na prodlužovač dojezdu, a to je požadavek kompaktnosti. Délka ojnice je zásadní při odhadu prostorové náročnosti klikového mechanismu a z toho odvozené velikosti bloku, resp. celého motoru. Dá se tedy předpokládat, že při konstrukci motoru pro Range Extender je snaha o použití co nejkratší ojnice.

Pro zjišťování délky ojnice byl testován s pomocí detekce kolizí zjednodušený model klikového mechanismu v programu Creo Parametric. Plášť válce byl cíleně prodloužen směrem ke středu otáčení klikového hřídele za účelem vytvoření „koeficientu bezpečnosti“ pro obdržené výsledky. Použitý klikový hřídel vznikl úpravou kliky z parametrického modelu, použitého pro zjišťování hmotových vlastností.



Obrázek 13 Zjednodušený model klikového mechanismu Zdroj: Autor

Pro zjednodušení byl použit jeden průměr ojničního ložiska, délky byly testovány pro průměry vrtání, 65, 75, 85 a 100 mm. Hodnoty, vždy nejmenší délka ojnice, při které nebyl detekován kontakt s blokem, byly vynášeny do grafu jako závislost ojničního poměru na zdvihovém poměru.



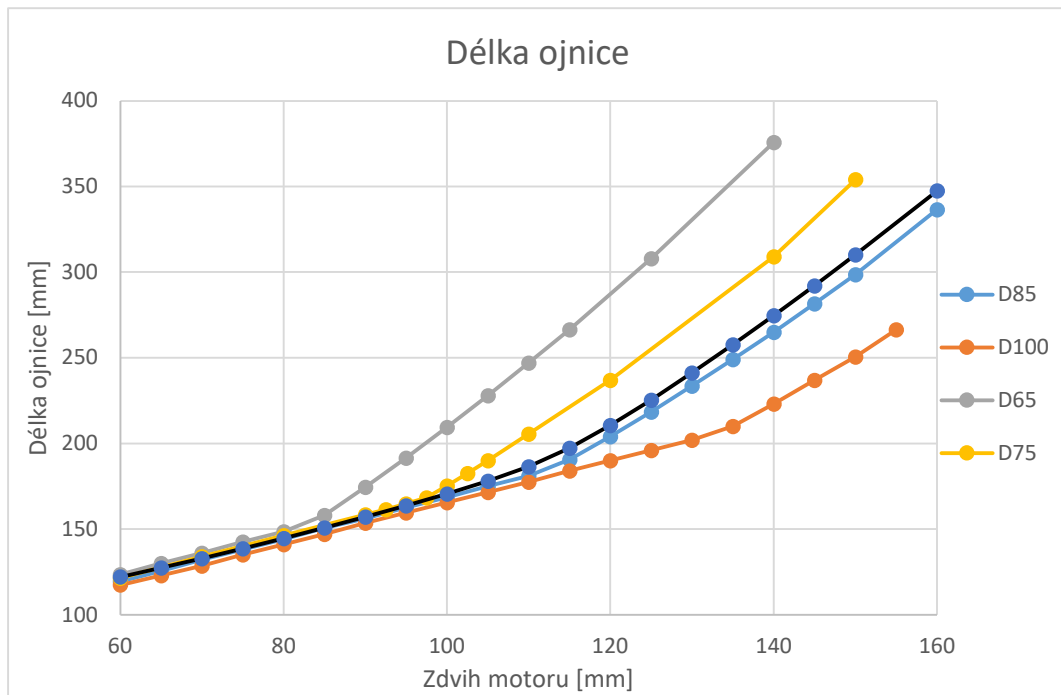
Obrázek 14 Ojniční poměr v závislosti na zdvihovém poměru Zdroj: Autor

Z grafického vyjádření hodnot vyplývá důležitý poznatek. Zdvih motoru bude pro finální optimalizaci nutné omezit limitní hodnotou vrtání ku zdvihu 0,6, neboť při vyšších hodnotách dochází k neúměrnému růstu potřebné délky ojnice, což by vyústilo v neprakticky rozměrný motor (vzhledem k dodávanému výkonu).

Závislosti zobrazené v grafu na obrázku 13 byly aproximovány pomocí křivky získané součtem hyperboly se středem v bodě zlomu a přímky, která prochází nulou v bodě zlomu, získaný vztah pro ojniční poměr je následující:

$$\lambda_v = \left( -\sqrt{\frac{(R - 0,75)^2}{0,05882^2} + 1} \right) \cdot 0,0125 + n + (cR + d) \quad (22)$$

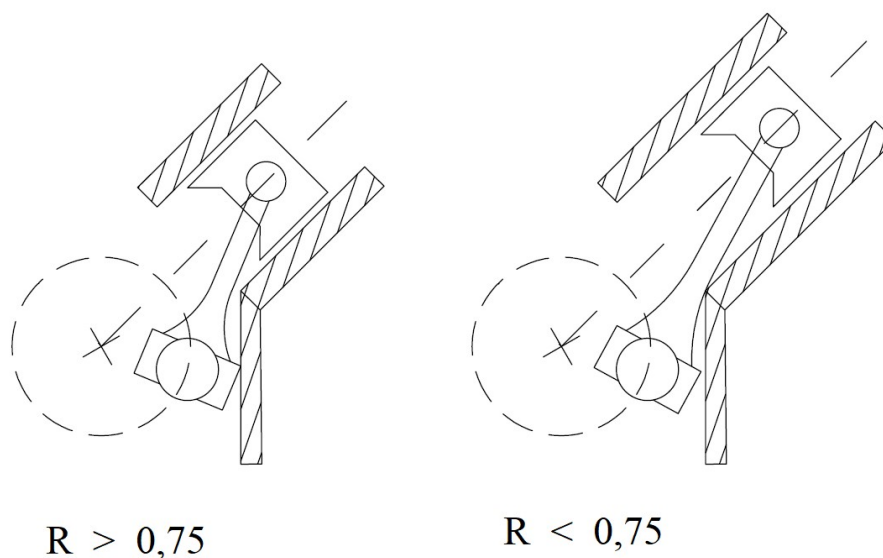
Kde  $R$  je poměr průměru vrtání ku zdvihu motoru,  $d = -0,75 \cdot c$  (hodnota 0,75 byla určena jako „bod zlomu“ na vodorovné ose v grafu na obrázku 13). Parametry  $n$  a  $c$  byly použity jako ladící parametry a jejich hodnota je funkcí vrtání motoru. Pomocí takto určeného ojničního poměru byla vypočtena délka ojnice.



Obrázek 15 Získané délky ojnic pro různá vrtání. Hodnota získaná výpočtem pro vrtání 85 mm černě Zdroj: Autor

V oblasti kratších zdvihů (v tomto kontextu do  $R = 0,75$ ) je limitujícím faktorem kontakt mezi spodkem ojnice, případně ojničními šrouby a stěnou bloku, respektive vložkou válce (obrázek 15). Pro delší zdvihy dochází ke kontaktu mezi dříkem ojnice a vložkou válce, dosažení přiměřené vůle mezi ojnicí a vložkou válce vyžaduje větší přídavek v délce ojnice, než v případě kratších zdvihů.

Z toho plyne, že zvětšující se odchylka vypočtené hodnoty délky ojnice od hodnoty získané zkoušením v programu Creo Parametric je na straně bezpečnosti.



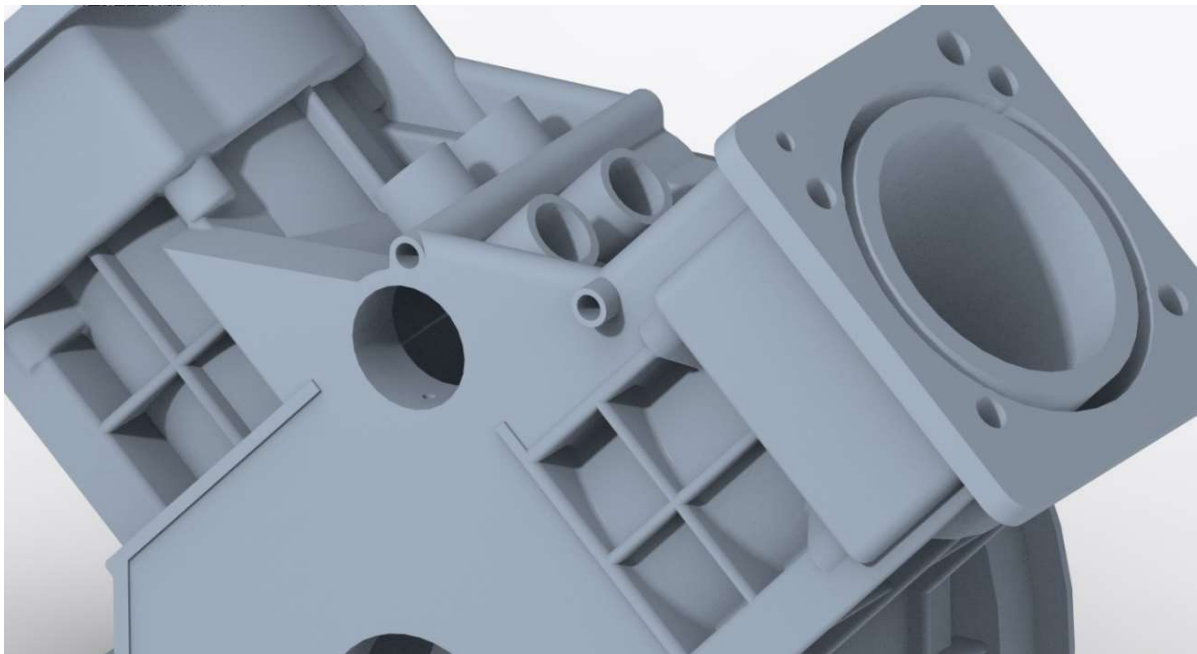
Obrázek 16 Zjednodušené schéma zjišťování limitní délky ojnice  $R$  značí poměr vrtání ku zdvihu Zdroj: Autor



Samozřejmě je nutné dodat, že takto získané vztahy nemají obecnou platnost a jejich schopnost poskytovat korektní výsledky je omezená na ojnice a zejména písty stejné konstrukce.

### 4.3 Blok motoru

Součástí práce je parametrický návrh bloku motoru pro prodlužovač dojezdu. Tradičně se konstrukce bloku motoru pro vidlicové dvouválce dělá jako dvoudílná, kdy přístup ke klikovému mechanismu zajišťuje šroubovatelné víko čela bloku. Taková konstrukce je vhodná pro motory s krátkým zdvihem, neboť vyžaduje jisté prodloužení klikového hřídele (zvětšení vzdálenosti mezi ložisky). Jelikož zkušenost říká, že účinnější bývají motory s delším zdvihem, bylo rozhodnuto navrhnout konstrukci, která je tradičnější pro automobilové motory s oddělenou olejovou vanou. To umožnilo zkrátit klikový hřídel a omezit jeho namáhání [14]. Blok je konstruován s tzv. otevřeným chladicím prostorem (tzv. open-deck). Blok je navržen pro tradiční rozvodový mechanismus s vahadly a tyčkami, tzv. OHV<sup>9</sup>.



Obrázek 17 Přívod mazacího oleje do bloku Zdroj: Autor

Model je plně parametrický, je schopen upravit vzdálenost hlavních ložisek na základě změny průměru vrtání válce a délky ojnicního ložiska (které určuje velikost přesazení os válců). Model obsahuje všechny základní prvky bloku motoru včetně olejového vedení (viz obrázek 17) a odvětrání klikové skříně.

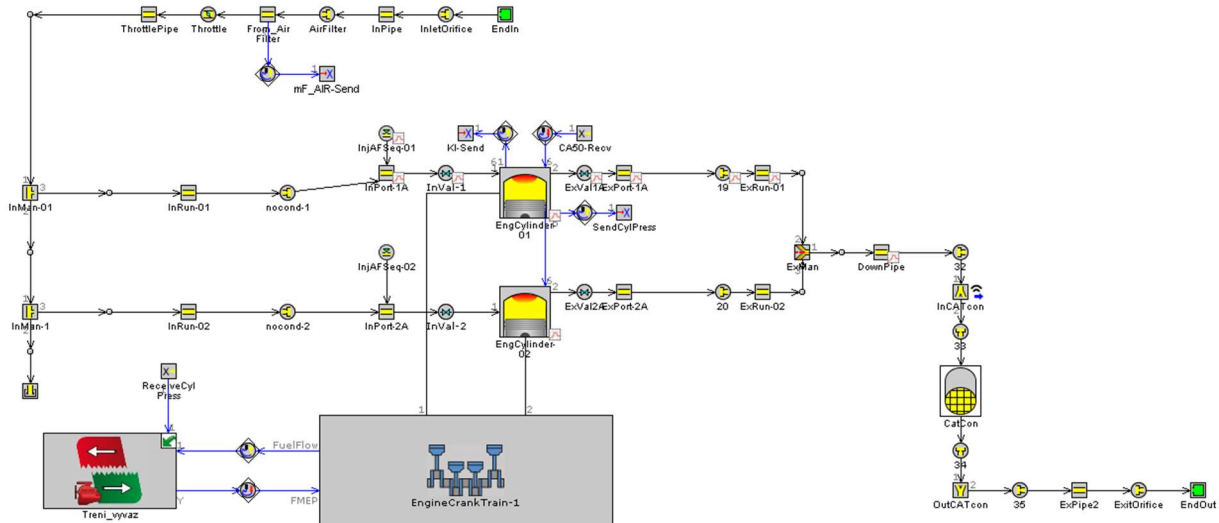
---

<sup>9</sup> Over Head Valve

## 5 Optimalizace

### 5.1 Popis modelu

Jak bylo popsáno dříve, model určený k optimalizaci byl vytvořen v programu Gamma Technologies. Jedná se o plně parametrický model dvouválcového motoru s atmosférickým plněním a vstřikem do sacího potrubí.



Obrázek 18 Optimalizovaný termodynamický model Zdroj: Autor

Vzhledem k předpokladu, že emise budou řešeny pomocí trojcestného katalyzátoru, je model vybaven idealizovanými vstřikovači, které přesně dodržují stechiometrický směšovací poměr. Předpoklad použití trojcestného katalyzátoru umožnil snížení výpočetní náročnosti modelu, neboť bylo možno vynechat modely predikující tvorbu emisí při spalovacím procesu. Složení spalin není nijak reflektováno v závěrečné optimalizaci motoru. Dalším předpokladem je provoz motoru při naplněné škrticí klapce. Přes výše zmíněné důvody jsou však katalyzátor i škrticí klapka součástí modelu, neboť do soustavy vnášejí nezanedbatelnou tlakovou ztrátu ve snaze o dosažení co nejrealističtějších výsledků.

### 5.2 Optimalizační scénáře

V práci proběhly celkem tři optimalizace, v praxi lze očekávat větší množství optimalizačních scénářů, neboť se dá předpokládat snaha o využití již existujících komponent, což může limitovat např. vrtání motoru apod. Cílem je otestovat funkčnost modelu i pro případy různých omezení. Optimalizované modely jsou vesměs shodné dvouválcové motory se stejným cílem – dosažení výkonu  $P_e = 30 \text{ kW}$  a minimalizace

měrné spotřeby (tedy maximalizace účinnosti). Optimalizace se liší pouze v objemu motoru a dají se rozdělit na tři scénáře:

- scénář  $V_{max}$  - objem motoru není nijak omezen
- scénář  $V_{0,5}$  - objem jednoho válce je stanoven na  $V = 0,5 \text{ dm}^3$
- scénář  $V_{0,35}$  - objem jednoho válce je stanoven na  $V = 0,35 \text{ dm}^3$

Omezení objemu motoru je zavedeno s cílem reflektovat požadavek na (co nejmenší) zástavbové rozměry a hmotnost Range Extenderu. Již optimalizace prováděná při hodnocení modelu klepání naznačila, že optimalizační algoritmus se může vydat cestou velkého zdvihového objemu a malých otáček.

Samozřejmě nemusí platit, že menší objem motoru zákonitě znamená menší zástavbové rozměry, jak říká jeden ze závěrů [kapitoly 4.2](#) pro motory s velmi dlouhým zdvihem, dochází k rapidnímu nárůstu délky ojnice, resp. zástavbových rozměrů. Autor práce ovšem předpokládá, že ani jeden ze scénářů s omezeným zdvihovým objemem nepovede k tomuto výsledku. Předpoklad je podložen analýzou jednoduchého vztahu pro základní výkonové parametry motoru:

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_d \cdot N}{n_g} \quad (23)$$

Kde  $p_e$  je střední efektivní tlak,  $N$  jsou otáčky motoru,  $V_d$  je zdvihový objem motoru a  $n_g$  je počet otáček na cyklus (pro čtyřdobý motor – 2). Při pevném zdvihovém objemu je jasné, že výkonový požadavek se dá splnit jedině zvýšením otáček, nebo zvýšením středního efektivního tlaku – pravděpodobně výsledkem bude kombinace obojího. Pro dosažení vysokého středního efektivního tlaku je potřebné kvalitní naplnění válce, které je (pro atmosférický motor) závislé zejména na průřezu sacích ventilů. Z toho lze usoudit, že výsledný motor pro scénáře s omezeným objemem bude mít spíše kratší zdvih a větší průměr vrtání. Velikost středního efektivního tlaku je dále určena i velikostí tepelných ztrát v motoru; i zde přináší kratší zdvih jistou výhodu ve formě menší teplosměnné plochy [6].

Dalším významným faktorem jsou třecí ztráty. Na základě zběžné analýzy použitého třecího modelu *Vyvaž* (viz [kapitola 3.1.](#)) lze předpokládat, že z hlediska třecích ztrát bude model konvergovat spíše k delším zdvihům. To je založeno na skutečnosti, že průměr vrtání pístu je určující pro velikost některých složek třecích ztrát. Tyto složky jsou:

- ztráta v rozvodovém mechanismu – vyplývá z použitého [Bishopova vztahu](#)

- průměr vrtání – použit jako charakteristický rozměr při výpočtu Sommerfeldova čísla pro plášť pístu

Dle slov prof. Macka (autora modelu Vyvaž) je díky tomu tento trend v modelu příliš silně zastoupen, neboť moderní písty zážehových motorů nemají plášť po celém obvodu, ale pouze po jeho části.

### 5.3 Průběh optimalizace

Samotné optimalizace jednotlivých parametrů byly prováděny v externím programu modeFrontier. Optimalizace byla řízena pomocí hybridního algoritmu pilOPT, který je součástí programu modeFrontier a byl pro podobné účely již několikrát s úspěchem použit [4]. Tento algoritmus kombinuje hledání lokálního a globálního optima, část algoritmu je založena na principu tzv. response surface modelu. Díky tomu by měl algoritmus být schopen nalézt řešení rychleji než obyčejný genetický algoritmus [15].

K optimalizaci byla vybrána sada parametrů, u kterých se předpokládá největší vliv na žádané parametry motoru. Tyto parametry jsou:

- průměr vrtání –  $D$  (pouze pro scénář  $V_{max}$ )
- poměr vrtání a zdvihu –  $D/L$
- kompresní poměr –  $\varepsilon$
- otáčky motoru  $N$
- úhel předstihu zážehu  $\alpha$
- úhel otevření sacího ventilu  $IVO^{10}$
- úhel uzavření výfukového ventilu  $EVC^{11}$
- koeficient zdvihového vektoru pro sací ventil  $F_{IVC}$  (řídí zavření sacího ventilu)
- stejný koeficient řídící otevření výfukového ventilu  $F_{EVO}$ .

Do množiny parametrů pro optimalizaci nebyly zařazeny délky sacího a výfukového potrubí. Vzhledem k povaze problému se předpokládá, že tyto rozměry by byly určeny dle požadavků na zástavbové rozměry (popř. akustický projev) a nikoliv kvůli jejich vlivu na termodynamiku motoru. Seznam optimalizovaných parametrů včetně jejich rozsahu a rozlišení je v tabulce 4.

---

<sup>10</sup> Inlet Valve Opening

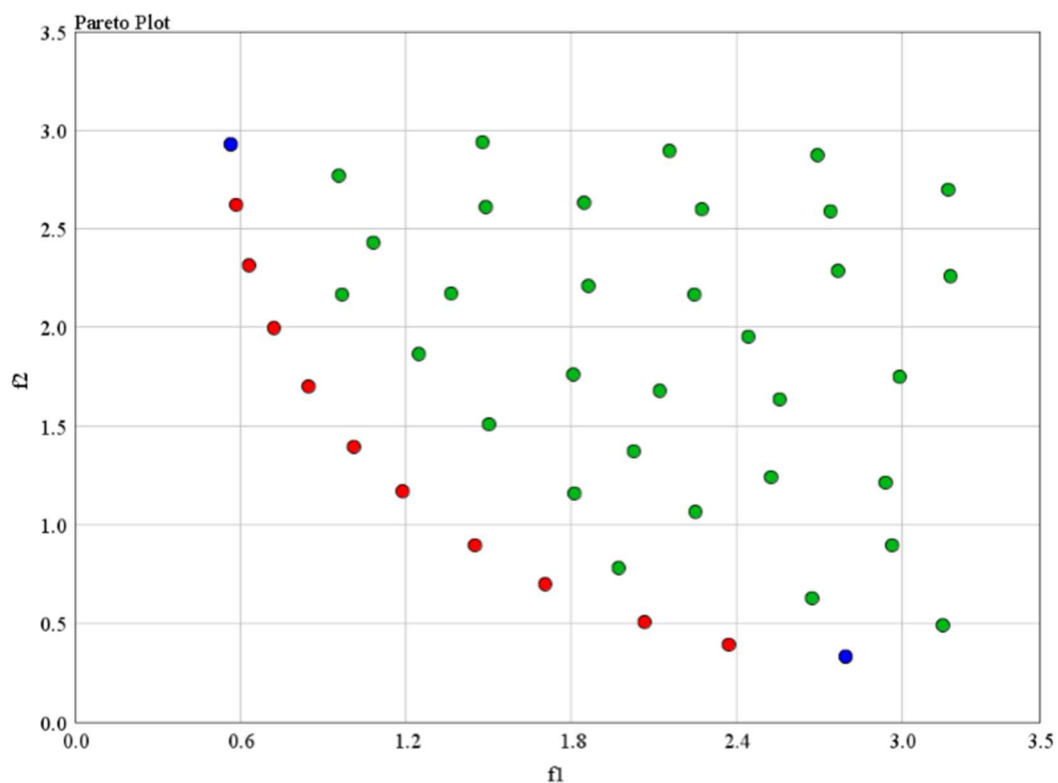
<sup>11</sup> Exhaust valve closing

Název	$D$ [mm]	$\frac{D}{L}$ [-]	$\varepsilon$ [-]	$N$ [min <sup>-1</sup> ]	$\alpha$ [°]
Horní limit	100	1,5	15	1000	10
Dolní limit	60	0,5	6	7000	-80
Rozlišení	0,1	0,005	0,1	50	1
Název	$IVO$ [°]	$EVC$ [°]	$F_{IVC}$ [-]	$F_{EVO}$ [-]	-
Horní limit	380	320	1,3	1,3	-
Dolní limit	290	450	0,7	0,7	-
Rozlišení	1	1	0,004	0,004	-

Tabulka 4 Optimalizované parametry Zdroj: Autor

#### 5.4 Vyhodnocení optimalizace

Výstupem z optimalizace je tzv. Paretova množina optimálních řešení, která zobrazuje řešení v prostoru jednotlivých kritérií (v tomto případě měrná spotřeba a požadovaný výkon). Do této množiny jsou zařazována řešení, u kterých se předpokládá, že zlepšení jednoho kritéria nutně vede ke zhoršení druhého (resp. dalších, pokud máme více než dvě kritéria) [16].



Obrázek 19 Grafické znázornění Pareto množiny Zdroj: [16]

Příkladem může být zobrazení na obrázku 19, kde jsou vykreslena řešení problémů pro dvě kritéria  $f_1$  a  $f_2$ . Modré body označují minima pro jedno z kritérií, červené body (společně s modrými) tvoří Pareto množinu. Zelené body jsou řešení, která se pokládají za podřadná vůči Pareto množině [16].

Důležitou kapitolou při vyhodnocování jakékoliv více kriteriální optimalizace je tedy výběr řešení z této teoreticky nekonečné množiny. V práci bylo pro výběr řešení z Pareto množiny použito kriteriální funkce dle [17]:

$$F = \sum_{k=1}^2 \frac{X_k}{\alpha_k X_{k,max}} \quad (23)$$

Kde  $X_k$  je hodnota kritéria (spotřeba, nebo absolutní hodnota odchylky od požadovaného výkonu) a  $\alpha_k$  je váhový koeficient. Hodnota váhového koeficientu pro měrnou spotřebu je 0,9 a 0,1 pro odchylku výkonu.

#### 5.4.1 Scénář $V_{max}$

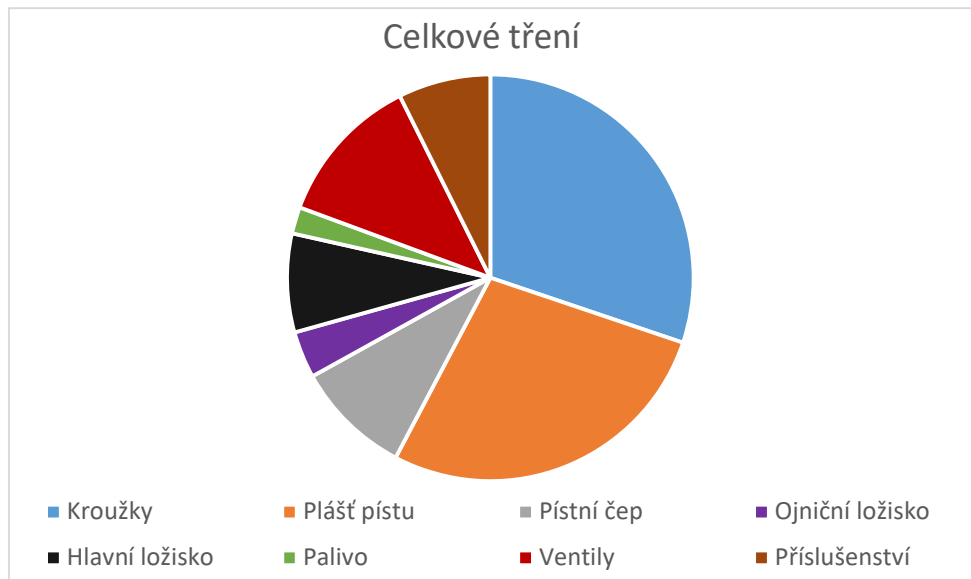
Jelikož měl tento scénář nejvyšší množství optimalizovaných parametrů, byl výpočetně nejnáročnější, zároveň však dosáhl nejnižší hodnoty BSFC<sup>12</sup> - 214 g/kWh. Výsledky optimalizace jsou v tabulce 5:

$D[mm]$	$L[mm]$	$\frac{D}{L}[-]$	$\varepsilon[-]$	$N[min^{-1}]$
99,5	135,37	0,735	14,2	2150
$\alpha[^\circ]$	$IVO[^\circ]$	$EVC[^\circ]$	$F_{IVC}$	$F_{EVO}$
-22	290	399	0,78	0,928

Tabulka 5 Výsledek scénáře  $V_{max}$

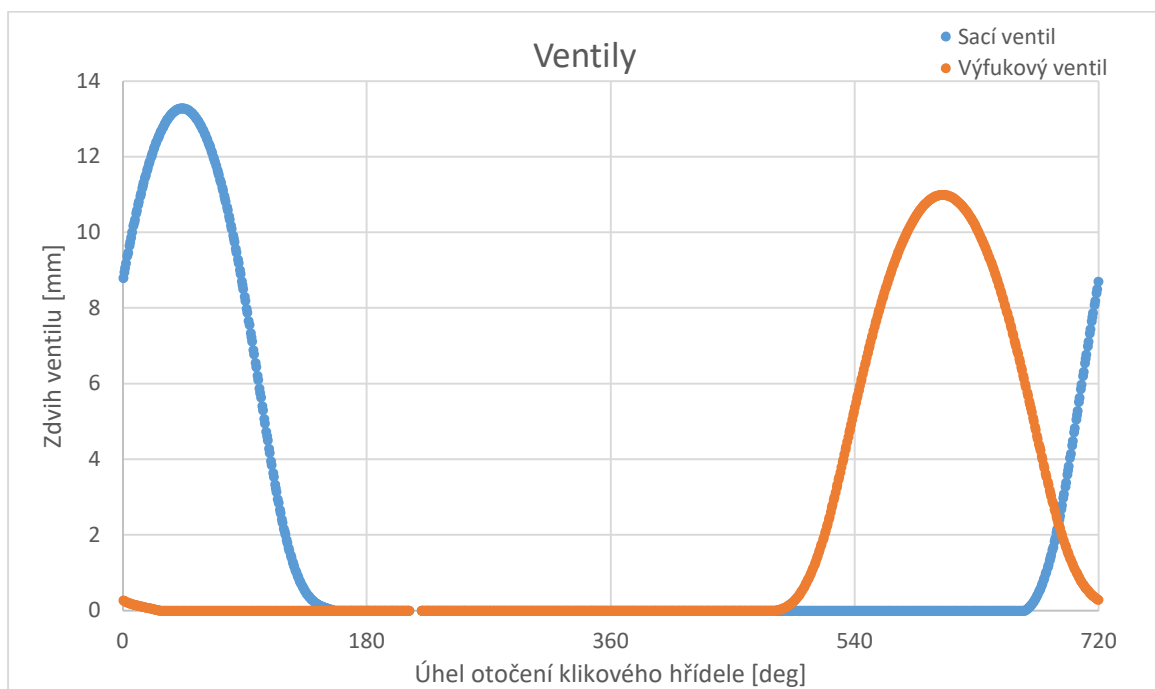
Jak bylo naznačeno v kapitole 5.2, výsledkem je vysoko objemový motor s dlouhým zdvihem – objem jednoho válce  $V_{Vmax} = 1,05 dm^3$ . Díky velkému objemu a z toho plynoucím nízkým otáčkám (tzv. downspeeding) motor dosahuje vysoké mechanické účinnosti  $\eta_{mech} = 92,78 \%$  (viz Tabulka 8).

<sup>12</sup> Brake Specific Fuel Consumption – měrná spotřeba paliva



Obrázek 20 Celkové tření scénáře Vmax Zdroj: Autor

Naproti tomu při nízkých otáčkách motor dosahuje velice nízkých ztrát ve ventilovém rozvodu, příslušenství, v hlavním a ojnicím ložisku (viz obrázek 20). Z průběhu zdvihu sacího ventilu (obrázek 21 – modrá) je vidět, že motor pracuje v režimu tzv: Millerova cyklu, který se vyznačuje zavřením sacího ventilu již během sacího zdvihu. Motory pracující v tomto režimu se vyznačují zhoršenou plnicí účinností  $\eta_{vol} = 58,67\%$  a nižší výkonovou hustotou, již možno charakterizovat relativně nízkou hodnotou středního efektivního tlaku  $BMEP = 0,795\text{ MPa}$  (Tabulka 8). Díky millerizaci však motor může dosahovat vysokého kompresního poměru  $\varepsilon = 14,2$ , a tudíž i velmi vysoké účinnosti.



Obrázek 21 Časování ventilů pro scénář Vmax Zdroj: Autor

Motory využívající Millerův cyklus se v praxi používají pro pohon hybridních vozidel, kde se tolik neprojevuje jejich horší výkonová hustota. Ve scénáři  $V_{max}$  se tyto předpoklady naplňují, a ačkoliv by se jednalo o vysoce účinný motor, jeho nízká výkonová hustota by byla značně na škodu. Na druhou stranu je vhodné zmínit, že nízká hodnota BMEP je jedním z předpokladů pro vysokou spolehlivost motoru.



Obrázek 22 Blok motoru  $V_{max}$  Zdroj: Autor

#### 5.4.2 Scénář $V_{0,5}$

Omezení objemu znamenalo i zhoršení měrné spotřeby motoru na  $230 \text{ g/kWh}$ .

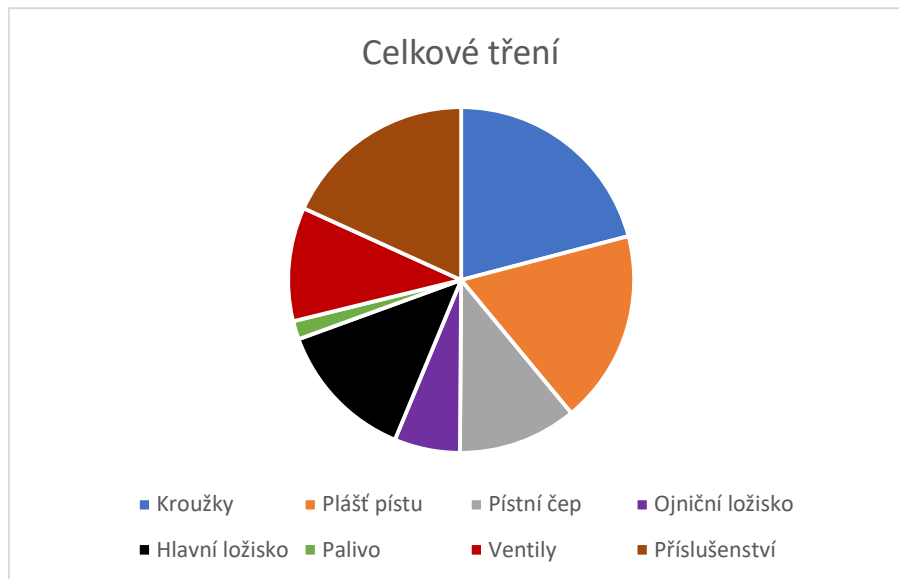
Výsledky optimalizace:

$D$ [mm]	$L$ [mm]	$\frac{D}{L}$ [-]	$\varepsilon$ [-]	$N$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
98,15	66,09	1,485	12,7	3200
$\alpha$ [°]	$IVO$ [°]	$EVC$ [°]	$F_{IVC}$	$F_{EVO}$
-36	291	399	0,9	0,936

Tabulka 6 Výsledky optimalizace  $V_{0,5}$

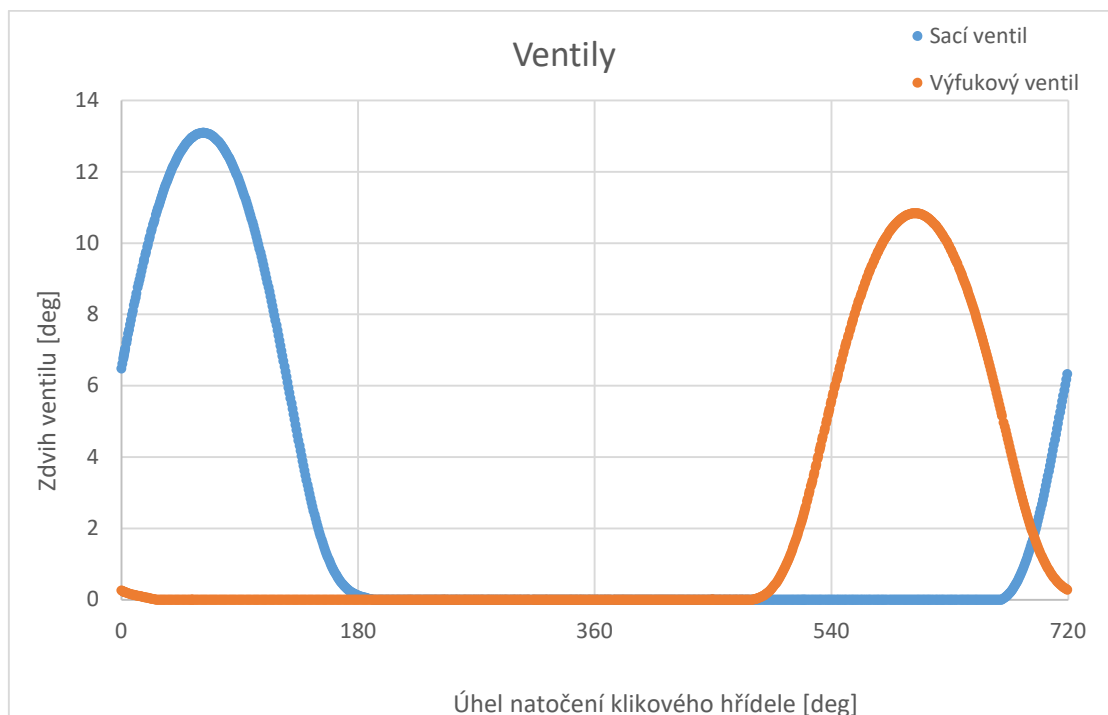
Nárůst otáček na  $3200 \text{ min}^{-1}$ , znamená podstatné zvýšení významu ztrát v příslušenství (viz kapitola 3.1.3). Motor však stále dosahuje slušné mechanické účinnosti  $\eta_{mech} = 90,70 \%$ .





Obrázek 23 Celkové tření pro scénář V0,5 Zdroj: Autor

Omezení zdvihu vedlo ke zlepšení naplnění válce (díky většímu průřezu sacích ventilů) a zvýšení středního efektivního tlaku  $BMEP = 1,125 \text{ MPa}$  a plnicí účinnost  $\eta_{vol} = 89,27 \%$  (více Tabulka 8). Motor přesto pracuje s relativně brzkým uzavřením sacího ventilu:



Obrázek 24 Průběh zdvihu ventilů při scénáři V0,5 Zdroj: Autor

I přes krátký zdvih, který snižuje odvod tepla a může způsobovat klepání, má motor relativně vysoký kompresní poměr  $\varepsilon = 12,7$ . Vysoký kompresní poměr u motoru s krátkým zdvihem však značně komplikuje nároky na konstrukční návrh spalovacího

prostoru. Zde je nutné zmínit, že vytvořený parametrický model bloku (viz kapitola 4.3) byl pro tento scénář značně na hraně své funkčnosti.

Výsledek scénáře na první pohled odpovídá předpokladům popsaným v kapitole 5.4, autor však očekával tento výsledek pro scénář  $V_{0,35}$ , který ale vyšel přesně obráceně.



Obrázek 25 Blok motoru V05 Zdroj: Autor

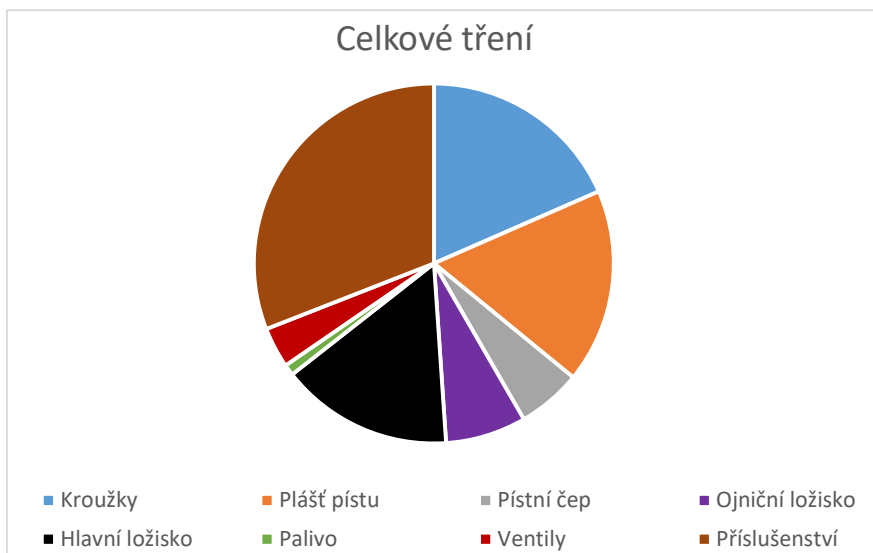
#### 5.4.3 Scénář $V_{0,35}$

Ve třetím scénáři již po motoru byl požadován značný litrový výkon (přes 40 kW/l), což se projevilo značně vysokými otáčkami motoru  $4650 \text{ min}^{-1}$  a vyšší spotřebou  $238,5 \text{ g/kWh}$  (Tabulka 8).

$D$ [mm]	$L$ [mm]	$\frac{D}{L}$ [-]	$\varepsilon$ [-]	$N$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
75,74	77,68	0,975	14,1	4650
$\alpha$ [°]	$IVO$ [°]	$EVC$ [°]	$F_{IVC}$	$F_{EVO}$
-27	310	431	0,988	1,1

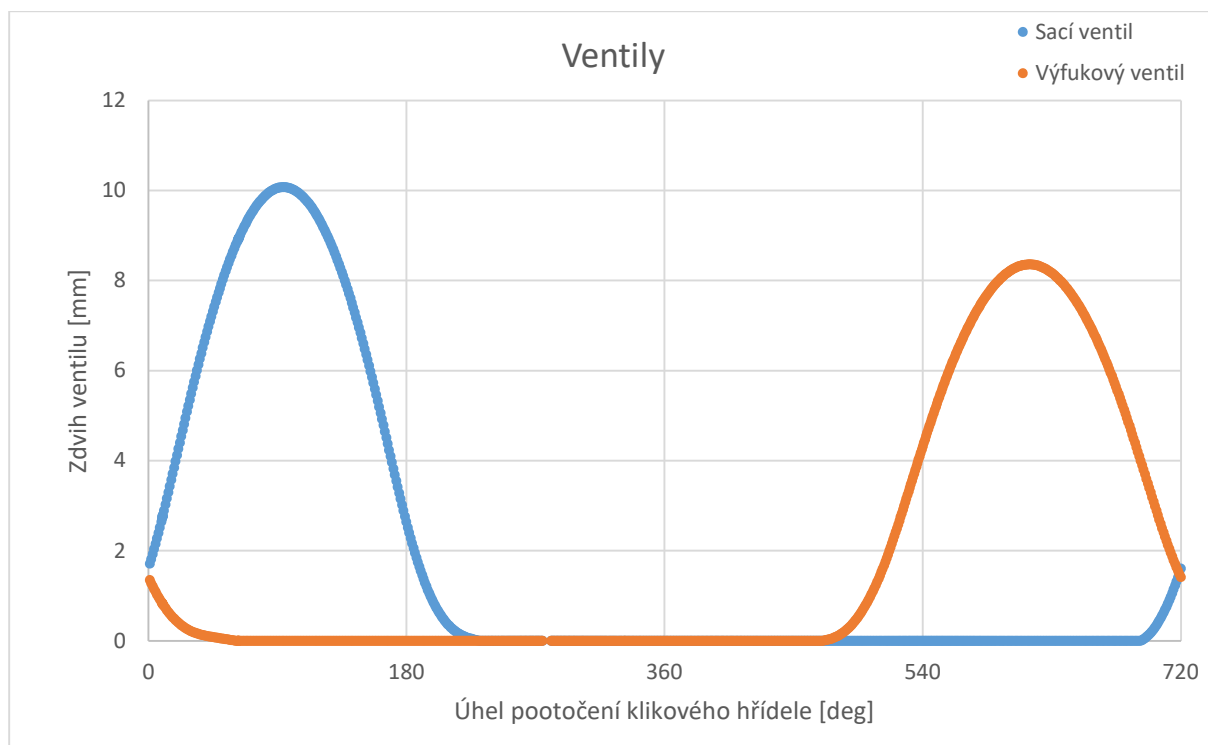
Tabulka 7 Výsledky scénáře  $V_{0,35}$

Výsledný poměr mezi průměrem vrtání a zdvihem motoru je velice překvapivý a v rozporu s předpoklady (viz kapitola 5.4). Na obrázku 26 je jasně vidět nárůst podílu ztrát na pohon příslušenství motoru, neboť vztah použitý v modelu *Vyvaž* je závislý pouze na otáčkách motoru.



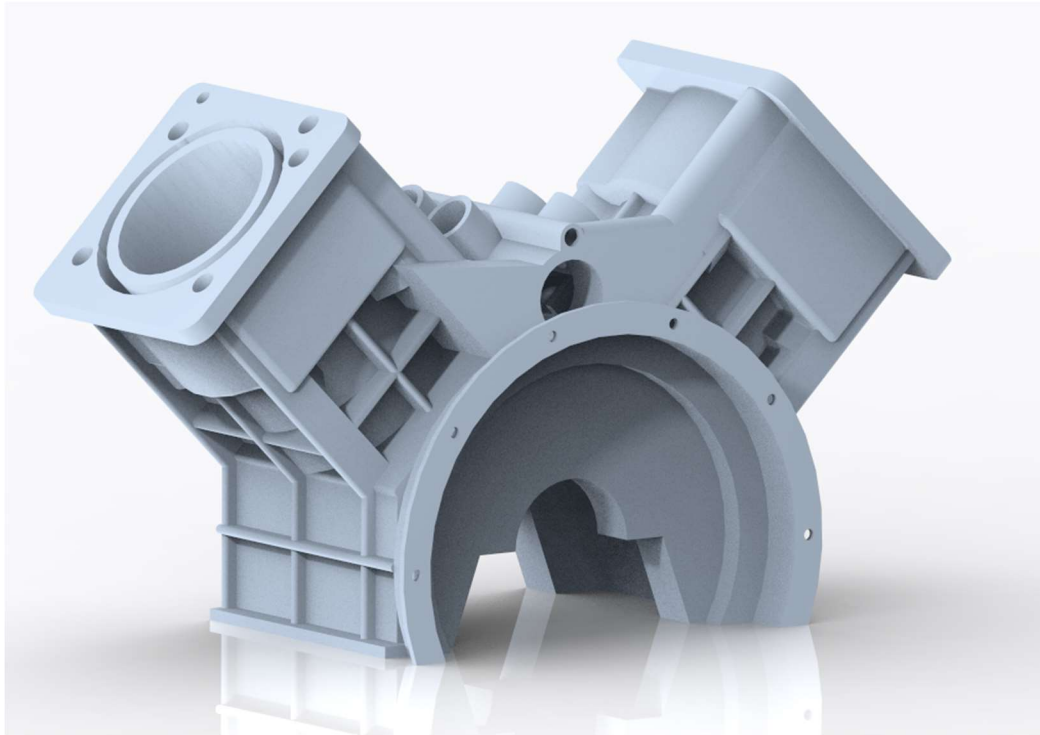
Obrázek 26 Zastoupení třecích ztrát scénáře V0,35 Zdroj: Autor

Časování ventilů je u tohoto scénáře značně odlišné od ostatních a je řízeno primárně potřebou dostatečného naplnění válce za vysokých otáček i při menším průměru vrtání a delším zdvihu. Sací ventil je oproti předchozím dvěma scénářům zavřen až během kompresního zdvihu. Pozdější zavření sacího ventilu ve vysokých otáčkách umožňuje využití vyšší hybnosti vzduchu (resp. směsi) v sacím potrubí, který tak do válce „doběhne“ v počátcích kompresního zdvihu, tento jev je známý jako tzv. „Ram Effect“ [8].



Obrázek 27 Průběh zdvihu ventilů pro scénář V0,35 Zdroj: Autor

I přes vysoké provozní otáčky, a tedy nižší mechanickou účinnost, která je na otáčkách závislá ( $\eta_{mech} = 84,48 \%$ ), motor dosahuje dosti vysokého středního efektivního tlaku ( $BMEP = 1,107 \text{ MPa}$ ), který je srovnatelný s  $V_{0,5}$ . To je zajištěno zejména nad očekávání vysokou plnicí účinností  $\eta_{vol} = 91,08 \%$ , která je ze všech optimalizovaných scénářů nejvyšší (Tabulka 8).



Obrázek 28 Blok motoru V035 Zdroj: Autor

#### 5.4.4 Srovnání výsledků

Výsledky všech tří optimalizací jsou jistě překvapivé, nicméně ani jeden z výsledků se nezdá být vyloženě nerealistický a jdoucí proti zkušenosti. Výsledné hodnoty termodynamické účinnosti, měrné spotřeby a středního efektivního tlaku jsou shrnuty v tabulce 11.

Scénář	$\eta_t$ [%]	$\eta_{vol}$ [%]	$\eta_{mech}$ [%]	$BSFC$ [ $\frac{g}{kWh}$ ]	$BMEP$ [MPa]
$V_{max}$	36,95	58,67	92,78	214,0	0,795
$V_{0,5}$	35,92	89,27	90,70	229,8	1,125
$V_{0,35}$	34,61	91,08	84,48	238,5	1,107

Tabulka 8 Výstupní hodnoty optimalizací

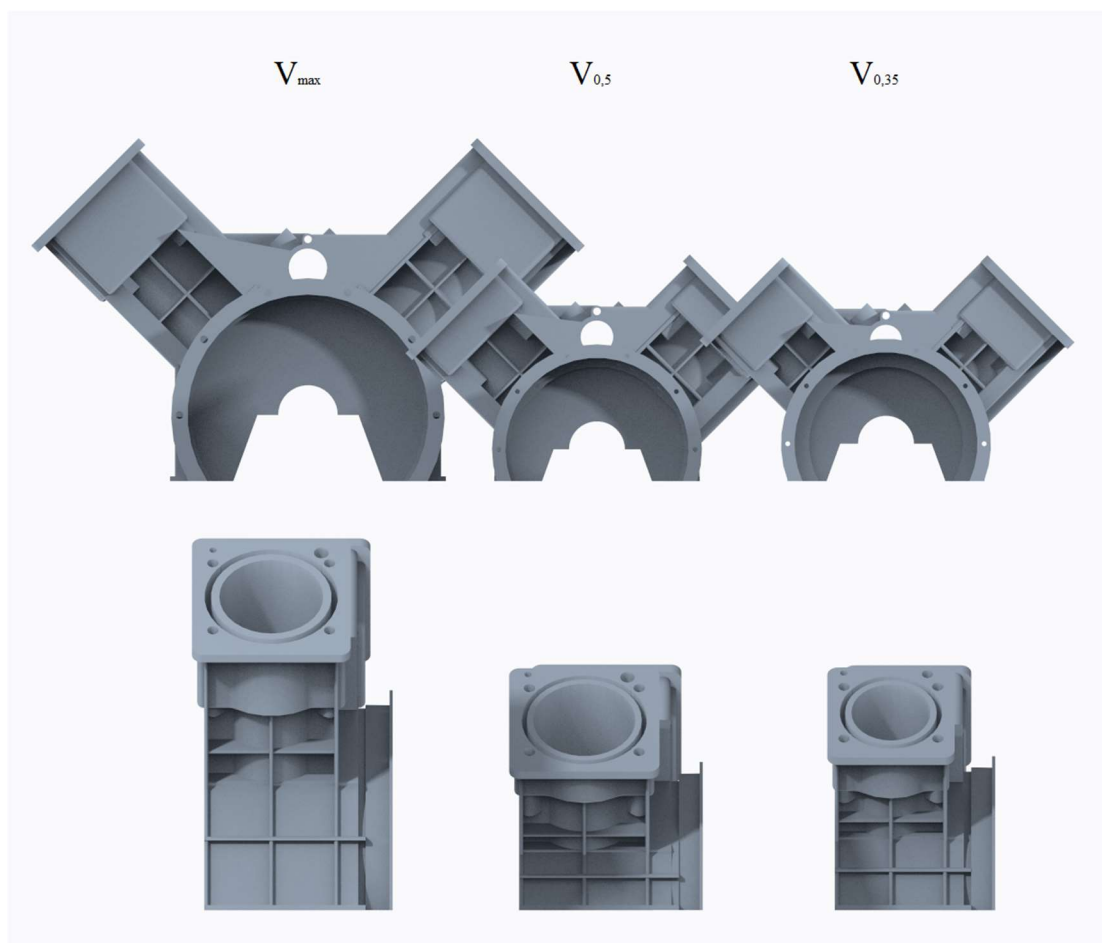
Hodnoty z účinností v tabulce 8 jsou vysoké, ale nikoliv nedosažitelné, některé vrcholné moderní motory je dokonce překonávají [18]. Pro všechny tři scénáře byl

vytvořen model bloku motoru pomocí parametrického modelu (viz kapitola 4.3); společně s hmotovými parametry z kapitoly 4.1 lze vyhodnotit realizovatelnost jednotlivých konceptů.

Scénář	Hmotnost bloku [kg]	Hmotnost pístní skupiny [kg]	Hmotnost ojnice [kg]	Délka ojnice [mm]
$V_{max}$	13,15	0,734118	0,698548	219,8977
$V_{0,5}$	6,58	0,707674	0,542003	126,6881
$V_{0,35}$	5,88	0,35793	0,571831	144,483

Tabulka 9 Konstrukční vlastnost výsledků optimalizací

Pro zjištění velikosti hmotnosti bloku motoru byla použita hustota hliníkové slitiny z knihovny programu Creo Parametric. Z tabulky vyplývá, že zatímco scénáře  $V_{0,35}$  a  $V_{0,5}$  jsou srovnatelné co do hmotnosti, a scénář  $V_{max}$  se značně liší. Vysoká účinnost varianty  $V_{max}$  je vykoupena velkou hmotností a rozměrností motoru. Ze srovnání na obrázku 26 vyplývá, že oba scénáře s pevně stanoveným objemem jsou co do vnějších rozměrů bloku téměř shodné.



Obrázek 29 Srovnání bloků Zdroj: Autor

Ze srovnání výsledků je jasné, že vysoká účinnost získaná v optimalizačním scénáři  $V_{max}$  je vykoupena nadměrnou hmotností a rozměrností motoru. Ačkoliv nízká hodnota středního efektivního tlaku může mít pozitivní vliv na spolehlivost motoru, zůstává otázkou, zdali se extra-hmotnost neprojeví celkově zhoršenou ekonomičností provozu, neboť stále platí předpoklad, že Range Extender by měl být po většinu provozu vozidla neaktivní.

Dle dostupných odhadů nejlehčí ze všech a pravděpodobně nejmenší (díky kratšímu bloku, viz Obrázek 29 spodní část) je varianta  $V_{0,35}$ . Hlavním problémem této varianty je, že motor musí pracovat ve vysokých otáčkách  $N = 4650 \text{ min}^{-1}$ , aby byl splněn požadavek na efektivní výkon 30 kW. Takto vysoké provozní otáčky by pravděpodobně měly negativní vliv na zvukový projev motoru, resp. celkové NVH. Výsledek scénáře  $V_{0,35}$  je celkově překvapivý, neboť navzdory předpokladům z kapitoly 5.4 má výsledný motor delší zdvih než vrtání.

Vysvětlení pro tento neočekávaný koncept může být hned několik, jedním z nich je snaha o snížení dílčích třecích ztrát, závislých přímo nebo nepřímo na průměru vrtání (průměr pístního čepu, hmotnost pístu). Ze srovnání dílčích podílů (tabulka 10) třecích ztrát mezi scénářem  $V_{0,5}$  a  $V_{0,35}$  vyplývá, že ke snížení třecích ztrát vlivem menšího vrtání opravdu došlo. Vliv průměru vrtání je vidět u pístního čepu a ventilového rozvodu, kde ztráty pro  $V_{0,35}$  jsou dokonce nižší než u  $V_{0,5}$ . Je však potřeba dodat, že u nejvýznamnějších složek ztrát v pístní skupině, tedy na pístním plášti a pístních kroužcích došlo k jejich značnému nárůstu těchto ztrát (tento fakt však nemusí nutně vyvracet tvrzení z kapitoly 5.4).

Scénář	Kroužky [kW]	Pl. pístu [kW]	Pístní čep [kW]	Oj. ložisko [kW]	Hl. ložisko [kW]	Palivo [kW]	Ventily [kW]	Přísluř. [kW]
$V_{max}$	0,352	0,322	0,108	0,043	0,092	0,0247	0,1401	0,085
$V_{0,5}$	0,322	0,278	0,171	0,095	0,203	0,0266	0,1638	0,280
$V_{0,35}$	0,509	0,482	0,160	0,200	0,428	0,0276	0,1005	0,854

Tabulka 10 Srovnání dílčích složek třecích ztrát

Druhým důvodem hovořícím ve prospěch kratšího vrtání, resp. delšího zdvihu, je doba hoření, která má tendenci se s průměrem vrtání prodlužovat. Rostoucí otáčky motoru sice hoření všeobecně urychlují, ovšem závislost hoření vynesena ve stupních otočení klikového hřídele má s otáčkami rostoucí tendenci [5]. Tato myšlenka se potvrzuje

srovnáním délek hoření (10-90 % paliva) a CA50 mezi jednotlivými scénáři tabulka 11, scénář  $V_{0,35}$  má menší hodnotu úhlu otočení klikového hřídele pro dobu hoření 10-90 % paliva než  $V_{0,5}$  i přes vyšší otáčky motoru.

Scénář	$D[mm]$	$\frac{D}{L}[-]$	$N[min^{-1}]$	CA50 [°]	10 – 90 [°]	$\alpha$ [°]
$V_{max}$	99,5	0,735	2150	9,0	21,4	-22
$V_{0,5}$	98,15	1,485	3200	11,0	36,0	-36
$V_{0,35}$	75,74	0,975	4650	8,9	29,7	-27

Tabulka 11 Srovnání délek hoření mezi scénáři

Délka hoření však narůstá i dřívějším zážehem, který je u scénářů  $V_{max}$  a  $V_{0,35}$  posunut blíže horní úvrati, aby bylo zabráněno výskytu klepání i při vysokých kompresních poměrech.

Scénář  $V_{0,5}$  se jeví jako nejlepší volba z hlediska hmotnosti a nároků na zástavbové rozměry. Vysoká hodnota kompresního poměru  $\varepsilon = 12,7$  v kombinaci s krátkým zdvihem však může komplikovat konstrukční provedení této varianty.

#### 5.4.5 Shrnutí výsledků

Model byl testován pro tři typové příklady, které se lišily velikostí zdvihového objemu motoru. Tato omezení se ukázala být jednou ze vhodných (a lehce realizovatelných) cest, jak do optimalizace problému zanést další nároky na motor (například nároky na hmotnost a zástavbové rozměry).

Při výpočtech se prokázala nízká výpočetní náročnost modelu, byly vyzkoušeny všechny modely z Pareto množin všech tří scénářů, průměrný výpočetní čas jednoho se pohyboval mezi 25-45 sekundami. Model prokázal dobrou robustnost a stabilitu, i při různých extrémních scénářích se v modelu neprojevila žádná výrazná chyba.

Ovšem i přes kladné výsledky je nutné poznamenat, že model byl testován pouze na tři modelové scénáře. Pro opravdu důkladné potvrzení jeho kvalit stran výpočetní náročnosti a robustnosti by bylo vhodné vyzkoušet větší množství příkladů, jiné hodnoty požadovaného výkonu, omezené průměry vrtání apod.

## Závěr

První část práce se zabývá definicí pracovních podmínek a požadavků na spalovací motor použitelný v prodlužovači dojezdu. Na základě zjištěných podmínek je provedena důkladná studie zabývající se výběrem vhodného uspořádání motoru. Studie bere v potaz všechny důležité parametry jako hmotnost, cenu a zástavbové rozměry motoru.

Oproti většině dostupných zdrojů je předkládaná studie rozšířena o podkapitulu zabývající se vyvážením motoru. Po jejím vyhodnocení byl za vhodný koncept motoru zvolen atmosféricky plněný čtyřdobý zážehový motor, pracující v režimu stechiometrické směsi, se dvěma válci do V s úhlem rozevření 90°. Pro tento koncept je vytvořen v programu GT-SUITE termodynamický model.

Podstatná část práce se zabývá výběrem simulačních sub-modelů s cílem zajistit kvalitní predikci trendů, které se vyskytují při termodynamické optimalizaci motoru. Pro predikci třecích ztrát je použit poloempirický model *Vyvaž*, vyvinutý na Ú12120, který je v práci detailně popsán a otestován.

Jako model hoření byl použit fyzikální model *SITurb*, který je součástí programu GT-SUITE. Tento model byl podroben pečlivé citlivostní analýze, na základě které bylo rozhodnuto o nutnosti model kalibrovat. Model byl kalibrován na data z měření reálného motoru a jeho kalibrovaná forma byla použita v optimalizaci.

Pro predikci klepání byl použit model *EngCylKnock*, který byl podroben citlivostní analýze, prováděné formou optimalizace motoru na minimální spotřebu. Výsledky analýzy naznačily dostatečně kvalitní prediktivní schopnosti nekalibrovaného modelu, a proto byl použit v „surové formě“. Přestup tepla do stěn válce je modelován pomocí Woschniho korelace, rozložení teplot ve spalovacím prostoru je modelováno pomocí 2D metody konečných prvků.

Práce obsahuje i kapitolu zabývající se konstrukční stránkou věci. V této části jsou zjištěny vývojové trendy některých vstupů pro třecí model *Vyvaž*, jako jsou hmotnosti pístní skupiny a rozměry pístních čepů.

Samostatná podkapitola je věnována délce ojnice, která hraje rozhodující roli při určování zástavbových rozměrů klikového mechanismu. Na modelu zjednodušeného bloku motoru jsou testovány limitní délky ojnic pro různé průměry vrtání. Na základě těchto dat je vytvořena řada empirických vztahů, které predikují

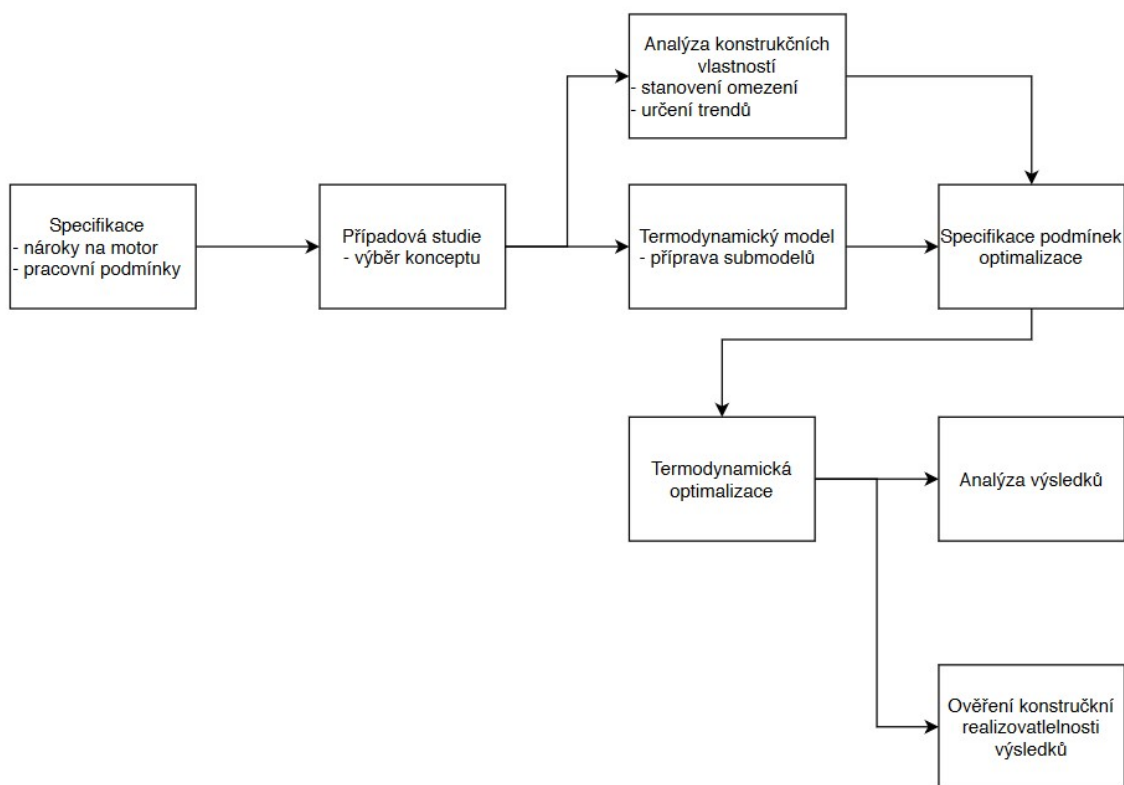


délku, hmotnost a kompenzační moment setrvačnosti ojnice. Tyto vztahy jsou následně aplikovány do termodynamického modelu.

V konstrukční části práce je vytvořen parametrický model bloku motoru, který je využit pro vyhodnocení výsledků optimalizací z hlediska jejich hmotnosti, prostorové náročnosti a realizovatelnosti.

Finálně jsou provedeny optimalizace pro tři modelové příklady. První z nich může pracovat s neomezeným zdvihovým objemem motoru. Druhý a třetí scénář mají pevně stanovený zdvihový objem na jeden válec. Cílem optimalizací je minimalizace měrné spotřeby při schopnosti motoru dodávat požadovaný výkon. Optimalizace jsou prováděny v programu modeFrontier s pomocí hybridního algoritmu *piLOPT*.

V práci byla navržena a popsána metodika návrhu a optimalizace spalovacího motoru, použitelného jako prodlužovač dojezdu. Navržená metodika se dá shrnout pomocí blokového schématu na obrázku 30.



Obrázek 30 Schéma metodiky návrhu a optimalizace REx Zdroj: Autor

Výsledky jednotlivých optimalizací jsou důkladně rozebrány a vyhodnoceny. Analýza výstupů optimalizace potvrzuje slušné prediktivní schopnosti použitých simulačních modelů. V práci se ukázalo, že samotná „volná optimalizace“ sama od sebe nereflektuje další parametry, které mohou být pro cílený motor důležité (například

hmotnost apod.). Tento fakt je názorně ukázán ve výsledcích třech optimalizovaných scénářů. Jedním z možných řešení je správné nastavení a omezení optimalizačních scénářů (v této práci např. stanovením zdvihového objemu). Druhým řešením je zahrnutí těchto faktorů přímo do samotné optimalizace. To však může být značně komplikované, neboť například samotný objem motoru nemusí zákonitě znamenat menší zástavbové rozměry. To lze vidět na výsledcích scénářů  $V_{0,5}$  a  $V_{0,35}$ , kde i přes značný rozdíl ve zdvihovém objemu je blok pro  $V_{0,35}$  pouze o málo menší než blok pro  $V_{0,5}$ .

I přes všeobecně pozitivní výsledky optimalizací autor zastává názor, že model by bylo vhodné podrobit důkladnějšímu testování. Celý systém stále vykazuje potenciál dalšího rozvoje. V termodynamickém modelu není zachycen trend změny průměru ojnicích a hlavních ložisek, který má vliv na velikost třecích ztrát. Bylo by vhodné i důkladnější prověření vztahu, použitého pro výpočet středního tlaku třecích ztrát v příslušenství, protože v současnosti použitý empirický vztah je závislý pouze na otáčkách motoru, což se projevilo extrémním nárůstem podílu ztrát v příslušenství pro varianty s vyššími otáčkami.

## Seznam použitých zkratek a symbolů

$A_f$		<i>Povrch čela plamene</i>
$B_m$	[m/s]	<i>Nejvyšší rychlost laminárního plamene</i>
$B_\phi$	[m/s]	<i>Rozpad laminárního plamene</i>
BMEP	[MPa]	<i>Break mean effective pressure – střední efektivní tlak</i>
$C$		<i>Konstanta</i>
$C_k$		<i>Kalibrační konstanta SITurb</i>
$C_s$		<i>Kalibrační konstanta SITurb</i>
CA50	[°]	<i>Anchor angle – úhel, kdy je spálená polovina směsi</i>
$D$	[mm]	<i>Průměr vrtání válce</i>
$D_{iv}$	[mm]	<i>Průměr sacího ventilu</i>
DEM		<i>Dilution Exponent Multiplier</i>
$diff$	[°]	<i>Rozdíl dob hoření</i>
EVC	[°]	<i>Exhaust valve closing – uzavření výfukového ventilu</i>
EVO	[°]	<i>Exhaust valve opening – otevření výfukového ventilu</i>
$h_c$	$W/m^2K$	<i>Koeficient prostupu tepla</i>
$F_N$	[N]	<i>Normálová síla</i>
$F_t$	[N]	<i>Třecí síla</i>
FMEP	[bar]	<i>Friction mean effective pressure – střední tlak třecích ztrát</i>
IVC	[°]	<i>Inlet valve closing – uzavření sacího ventilu</i>
IVO	[°]	<i>Inlet valve opening – otevření sacího ventilu</i>
$L$	[mm]	<i>Zdvih</i>
$L_{oj}$	[mm]	<i>Délka ojnice</i>
$L_t$	[m]	<i>Délkové měřítko turbulence</i>
$m$		<i>Vibeho exponent/hmotnost</i>
$N$	$min^{-1}$	<i>Počet otáček</i>
$n_{iv}$		<i>Počet sacích ventilů na válec</i>

$n_g$		<i>Počet otáček klikového hřídele na cyklus</i>
$P_e$	[kW]	<i>Činný výkon</i>
$p$	[Pa]	<i>Tlak</i>
$R_f$		<i>Poloměr plamene</i>
$r$	[mm]	<i>Poloměr klikové hřídele</i>
$S_L$	[m/s]	<i>Rychlost laminárního plamene</i>
$So$		<i>Sommerfeldovo číslo</i>
$S_p$	[m/s]	<i>Střední pístová rychlost</i>
$S_T$	[m/s]	<i>Rychlost turbulentního plamene</i>
$T$	[K]	<i>Termodynamická teplota</i>
$T_{Racc}$	[Nm]	<i>Ztrátový moment motoru od pohonu příslušenství</i>
$u'$		<i>Intenzita turbulence</i>
$V_d$	[dm <sup>3</sup> ]	<i>Zdvihový objem</i>
$w$	[m/s]	<i>Průměrná rychlost plynu ve válci</i>
$X$		<i>Poměr statického vyvážení</i>
$x_b$		<i>Podíl spálené směsi</i>
$\alpha$	[°]	<i>Úhel předstihu zážehu</i>
$\alpha_k$		<i>Váhový koeficient</i>
$\varepsilon$		<i>Kompresní poměr</i>
$\eta$		<i>Dynamická viskozita</i>
$\eta_{mech}$		<i>Mechanická účinnost</i>
$\eta_{vol}$		<i>Plnicí účinnost</i>
$\eta_t$		<i>Termodynamická účinnost</i>
$\theta_0$	[°]	<i>Anchor angle</i>
$\theta_{1090}$	[°]	<i>Doba hoření</i>
$\lambda$		<i>Směšovací poměr</i>
$\lambda_v$		<i>Ojniční poměr</i>

$\mu$		<i>Koeficient tření</i>
$\rho_u$		<i>Hustota neshořelé směsi</i>
$\tau$	[ms]	<i>Indukční doba vznětu</i>
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	<i>Úhlová rychlost</i>

## Použitá literatura

- [1] BASSETT, Michael, Jonathon HALL, Dave OUDENIJEWEME, Darren DARKES, Andre BISORDI a Marco WARTH. *The Development of a Dedicated Range Extender Engine* [online]. [cit. 2018-06-06]. DOI: 10.4271/2012-01-1002. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2012-01-1002/>
- [2] FRAIDL, Günter Karl, Robert FISHER, Christian HUBMANN, Paul Ernst KAPUS, Ralf KUNZEMANN, Bernhard SIFFELINGER a Frank BESTE. Range Extender Module: Enabler for Electric Mobility. *ATZautotechnology*. 2009, **2009**(0520099), 1-7.
- [3] ADÁMEK, Mikuláš. *Termodynamická optimalizace pístového spalovacího motoru pro Range Extender*. Praha, 2018. Bakalářská práce. Fakulta strojní ČVUT v Praze. Vedoucí práce Rastislav Toman.
- [4] RASTISLAV, Toman a Ivaylo BRANKOV. MULTI-PARAMETRIC AND MULTI-OBJECTIVE THERMODYNAMIC OPTIMIZATION OF A SPARK-IGNITION RANGE EXTENDER ICE. *Sciendo* [online]. 2018, **2018**(03), 459-466 [cit. 2020-07-09]. DOI: 0.5604/01.3001.0012.4368. Dostupné z: <https://content.sciendo.com/search?scope=&scope-value=&q1=MULTI-PARAMETRIC+AND+MULTI-OBJECTIVE+THERMODYNAMIC+OPTIMIZATION+OF+A+SPARK-IGNITION+RANGE+EXTENDER+ICE&searchBtn=>
- [5] BASSETT, Michael, Ian THATCHER, Andre BISORDI, Jonathan HALL, Neil FRASER a Marco WARTH. *Design of a Dedicated Range Extender Engine* [online]. In: . s. - [cit. 2019-06-19]. DOI: 10.4271/2011-01-0862. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2011-01-0862/>
- [6] TURNER, James, Darren BLAKE, Jason MOORE et al. The Lotus Range Extender Engine. *SAE International* [online]. 2010, **2010**(2010-01-2208), 34 [cit. 2018-04-19]. Dostupné z: <https://www.sae.org/>
- [7] KOVAŘÍK, Ladislav, Ladislav ČÁSTEK, Radomír SKALSKÝ a Viktor FERENČEY. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [8] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. 1. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 978-0070286375.
- [9] MACEK, Jan, David FUENTE a Miloslav EMRICH. *A Simple Physical Model of ICE Mechanical Losses* [online]. In: . s. - [cit. 2020-07-08]. DOI: 10.4271/2011-01-0610. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2011-01-0610/>
- [10] BONATESTA, F, B WATERS a P J SHAYLER. Burn angles and form factors for Wiebe function fits to mass fraction burned curves of a spark ignition engine with variable valve timing. *International Journal of Engine Research* [online]. 2010, **11**(2), 177-186 [cit. 2020-07-12]. DOI: 10.1243/14680874JER05009. ISSN 1468-0874. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/14680874JER05009>
- [11] MIRZAEIAN, Mohsen, Federico MILLO a Luciano ROLANDO. *Assessment of the Predictive Capabilities of a Combustion Model for a Modern Downsized Turbocharged SI Engine* [online].

In: . s. - [cit. 2020-07-05]. DOI: 10.4271/2016-01-0557. Dostupné z:  
<https://www.sae.org/content/2016-01-0557/>

- [12] *GT-SUITE Engine performance application manual*. Gamma Technologies, 2018.
- [13] BOGOMOLOV, Sergii, Vit DOLECEK, Jan MACEK, Antonin MIKULEC a Oldrich VITEK. *Combining Thermodynamics and Design Optimization for Finding ICE Downsizing Limits* [online]. In: . s. - [cit. 2020-07-09]. DOI: 10.4271/2014-01-1098. Dostupné z:  
<https://www.sae.org/content/2014-01-1098/>
- [14] HOAG, Kevin a Brian DONDLINGER. Cranktrain (Crankshafts, Connecting Rods, and Flywheel). HOAG, Kevin a Brian DONDLINGER. *Vehicular Engine Design* [online]. Vienna: Springer Vienna, 2016, s. 321-360 [cit. 2020-07-22]. Powertrain. DOI: 10.1007/978-3-7091-1859-7\_16. ISBN 978-3-7091-1858-0. Dostupné z: [http://link.springer.com/10.1007/978-3-7091-1859-7\\_16](http://link.springer.com/10.1007/978-3-7091-1859-7_16)
- [15] *ModeFrontier User Guide 2017R4*. ESTECO, 2017.
- [16] *GT-SUITE Optimization Manual*. Gamma Technologies, 2018.
- [17] RASTISLAV, Toman a Macek JAN. EVALUATION OF THE PREDICTIVE CAPABILITIES OF A PHENOMENOLOGICAL COMBUSTION MODEL FOR NATURAL GAS SI ENGINE. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars: The Journal of Czech Technical University* [online]. 2017, **2017**(02), 37-48 [cit. 2020-07-12]. DOI: 10.1515/MECDC-2017-0007. Dostupné z:  
[http://www.bozek.cvut.cz/mecca/2017/2\\_17-toman-en.pdf](http://www.bozek.cvut.cz/mecca/2017/2_17-toman-en.pdf)
- [18] KARGUL, John, Mark STUHLREHER, Daniel BARBA, Charles SCHENK, Stanislav BOHAC, Joseph MCDONALD, Paul DEKRAKER a Josh ALDEN. *Benchmarking a 2018 Toyota Camry 2.5-Liter Atkinson Cycle Engine with Cooled-EGR* [online]. In: . s. - [cit. 2020-07-20]. DOI: 10.4271/2019-01-0249. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2019-01-0249/>

## Seznam obrázků

Obrázek 1 Rozvodový mechanismus pro REx firmy Mahle Zdroj: [4] .....	4
Obrázek 2 Model klikového mechanismu dvouválcového boxeru v GT-Suite Zdroj:GT-SUITE .	5
Obrázek 3 Stribeckova křivka Zdroj: <a href="http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:864154/FULLTEXT01.pdf">http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:864154/FULLTEXT01.pdf</a> .....	9
Obrázek 4 Tření v pístních kroužcích v závislosti na zdvihu motoru Zdroj: Autor .....	12
Obrázek 5 Doba hoření v závislosti na otáčkách a zatížení motoru (BMEP) Zdroj: Autor .....	14
Obrázek 6 Doba hoření v závislosti na vnějším EGR Zdroj: Autor .....	15
Obrázek 7 Model pro kalibraci SITurb Zdroj: Autor .....	16
Obrázek 8 Citlivostní analýza modelu klepání Zdroj: Autor .....	19
Obrázek 9 Rozmístění sacích a výfukových ventilů v hlavě válce Zdroj: Autor .....	20
Obrázek 10 Příklad rozložení teplot vypočteného modelem EngCylTWallSoln Zdroj: GT-SUITE .....	21
Obrázek 11 Model motoru použitý pro zjištění hmotových vlastností Zdroj: Autor .....	21
Obrázek 12 Hmotnost pístní skupiny společně s regresní křivkou Zdroj: Autor .....	22
Obrázek 13 Zjednodušený model klikového mechanismu Zdroj: Autor .....	23
Obrázek 14 Ojniční poměr v závislosti na zdvihovém poměru Zdroj: Autor .....	24
Obrázek 15 Získané délky ojnic pro různá vrtání. Hodnota získaná výpočtem pro vrtání 85 mm černě Zdroj: Autor .....	25
Obrázek 16 Zjednodušené schéma zjišťování limitní délky ojnice R značí poměr vrtání ku zdvihu Zdroj: Autor .....	25
Obrázek 17 Přívod mazacího oleje do bloku Zdroj: Autor .....	26
Obrázek 18 Optimalizovaný termodynamický model Zdroj: Autor .....	27
Obrázek 19 Grafické znázornění Pareto množiny Zdroj: GT-SUITE Optimization manual .....	30
Obrázek 20 Celkové tření scénáře Vmax Zdroj: Autor .....	32
Obrázek 21 Časování ventilů pro scénář Vmax Zdroj: Autor .....	32
Obrázek 22 Blok motoru Vmax Zdroj: Autor .....	33
Obrázek 23 Celkové tření pro scénář V0,5 Zdroj: Autor .....	34
Obrázek 24 Průběh zdvihu ventilů při scénáři V0,5 Zdroj: Autor .....	34
Obrázek 25 Blok motoru V05 Zdroj: Autor .....	35
Obrázek 26 Zastoupení třecích ztrát scénáře V0,35 Zdroj: Autor .....	36
Obrázek 27 Průběh zdvihu ventilů pro scénář V0,35 Zdroj: Autor .....	36



Obrázek 28 Blok motoru V035 Zdroj: Autor.....	37
Obrázek 29 Srovnání bloků Zdroj: Autor .....	38
Obrázek 30 Schéma metodiky návrhu a optimalizace REx Zdroj: Autor.....	42

## Seznam Tabulek

Tabulka 1 Srovnání nevyvážených sil a momentů klikových mechanismů .....	6
Tabulka 2 Porovnávací tabulka jednotlivých uspořádání.....	7
Tabulka 3 Parametry pro kalibraci SITurb, parametry EngCylFlow – kurzíva .....	16
Tabulka 4 Optimalizované parametry Zdroj: Autor .....	30
Tabulka 5 Výsledek scénáře $V_{max}$ .....	31
Tabulka 6 Výsledky optimalizace V0,5 .....	33
Tabulka 7 Výsledky scénáře V0,35 .....	35
Tabulka 8 Výstupní hodnoty optimalizací .....	37
Tabulka 9 Konstrukční vlastnost výsledků optimalizací .....	38
Tabulka 10 Srovnání dílčích složek třecích ztrát .....	39
Tabulka 11 Srovnání délek hoření mezi scénáři.....	40