



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Kalibrace simulačního modelu motoru

Calibration of simulation engine model

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2019

Bc. Jan MICHÁLEK

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

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



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Michálek Jméno: Jan Osobní číslo: 437095
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:

Kalibrace simulačního modelu motoru

Název diplomové práce anglicky:

Calibration of simulation engine model

Pokyny pro vypracování:

Proveďte měření parametrů motoru na dynamometrické zkušebně. Naměřte průměrné i okamžité (indikované) hodnoty tlaku ve válci, v sacím a výfukovém potrubí. Změřená data využijte pro třítlakovou analýzu, kterou použijte pro vyhodnocení parametrů modelu hoření. Následně validujte simulační model kompletního čtyřválcového motoru. Měření a výpočty proveďte pro motocyklový motor Yamaha YZF R6 používaný ve studentské formuli. Zkalibrovaný model využijte pro optimalizaci parametrů motoru pro předpokládané použití motoru.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: 23.10.2019

Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Vít Doleček, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

prof. Ing. Michael Valášek, 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.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Jan Michálek

Název práce: Kalibrace simulačního modelu motoru

Anglický název: Calibration of simulation engine model

Rozsah práce: 80 stran

74 obrázků

9 tabulek

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Strojní inženýrství

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

Klíčová slova: studentská formule, GT-power, kalibrace, optimalizace

Key words: Formula Student, GT-power, calibration, optimization



Abstrakt

Obsahem této diplomové práce je kalibrace simulace čtyřválcového motoru Yamaha YZF-R6 použitého ve studentské formuli. První část práce se zaměřuje na experimentální měření na brzdovém stanovišti pro získání potřebných dat. Dále je zpracována kalibrace modelu hoření a celého modelu motoru v programu GT-SUITE. Závěrečná část práce se věnuje optimalizaci parametrů motoru pomocí kalibrovaného modelu.

Abstract

The content of this diploma thesis is the calibration of a simulation of the four-cylinder engine Yamaha YZF-R6 used in a Formula student car. The first part of the thesis is focused on the experimental measurement on the engine test bench for the acquisition of required data. The following topic of the thesis is the calibration of the burn rate model and the calibration of the whole engine model in the GT-SUITE software. At the end of the thesis is the optimization of engine parameters.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “Kalibrace simulačního modelu motoru ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 8.1.2020

.....

(podpis autora)



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D., jehož cenné rady mi velice pomohli při vypracování.

Poděkování patří také mé rodině za jejich podporu nejen při psaní této práce, ale i při celém mém studiu.

Také bych chtěl poděkovat týmu CTU CarTech za možnost být jeho členem.



Obsah

1 Úvod.....	9
2 Studentská formule	10
2.1 Tým CTU CarTech.....	10
2.2 Pravidla pro spalovací motory	10
3 Motor studentské formule CTU CarTech.....	12
3.1 Volba motoru.....	12
3.2 Kalibrovaný motor	16
4 GT-SUITE	18
4.1 Model motoru	19
4.2 Třítlaková analýza	20
5 Měření motoru na brzdovém stanovišti.....	22
5.1 Brzdové stanoviště	22
5.2 Volba snímačů	23
5.2.1 Tlak v sání	23
5.2.2 Tlak ve výfuku	24
5.2.3 Tlak ve válci.....	24
5.2.4 Snímač polohy klikové hřídele	25
5.3 Měřicí ústředna	26
5.4 Konstrukční řešení zapojení snímačů	27
5.4.1 Snímač tlaku v sání	28
5.4.2 Snímač tlaku ve výfuku	28
5.4.3 Snímač tlaku ve válci.....	29
5.4.4 Snímač natočení klikového hřídele.....	30
5.5 Volba stavů pro měření	32
5.6 Naměřené hodnoty	33
6 Třítlaková analýza	34
6.1 Příprava modelu pro TPA.....	34
6.2 Příprava dat průběhu tlaků.....	35
6.3 Odladění modelu TPA.....	40
6.3.1 Filtrování tlaku ve válci	42



6.3.2 Filtrování okrajových tlaků v sání a výfuku.....	44
6.4 Optimalizace modelu hoření	46
6.4.1 Optimalizátory v GT-SUITE	46
6.4.2 Volba a nastavení optimalizátoru.....	48
6.4.3 Výsledky optimalizace	52
6.5 Finální varianta TPA	56
7 Kalibrace modelu celého motoru	59
7.1 Kalibrace sacího a výfukového potrubí	59
7.2 Kalibrace třecích ztrát motoru.....	63
8 Optimalizace motoru	65
8.1 Kompresní poměr	66
8.2 Laděné potrubí	68
9 Závěr	75
Seznam použité literatury	76
Seznam obrázků.....	78
Seznam tabulek	79
Seznam použitých veličin a zkratk	80



1 Úvod

Pro udržení konkurenceschopnosti a bojování o co nejlepší výsledek se tým studentské formule CTU CarTech snaží každý rok přinášet nové inovace a vylepšování jednotlivých částí vozu na poznacích z předcházejících let. Tím se snaží dostat nejen po bok nejlepších světových týmů a držet s nimi krok, ale také vytvořit si know-how a zázemí pro předávání znalostí pro další členy a umožnit tak budoucím inženýrům uplatnit jejich vědomosti během studia. Postupným vývojem dojdou některé díly ke svému optimu a optimalizují se jejich dílčí části. Tím se postupem času můžou vytratit důležité informace a podmínky, pro které se našlo a platilo předcházející optimum.

Příkladem může být spalovací motor používaný v týmu. Na něm proběhla kalibrace 1-D simulace, aby bylo možné rychleji a přesněji navrhovat jednotlivé díly motoru. Po několika letech používání této simulace se však odehrálo na motoru několik změn, které měly menší či větší vliv na přesnost výpočtu, aniž by proběhla zpětná kalibrace modelu.

V mé práci se budu zabývat kalibrací tohoto modelu, aby bylo možné znovu používat simulaci pro rychlejší a přesnější návrh dílů a minimalizovat tím čas na experimentálním stanovišti.

Cíle mé práce jsou:

- Provést měření motoru na brzdovém stanovišti pro získání parametrů pro kalibraci modelu
- Zkalibrovat model hoření
- Zkalibrovat model celého motoru
- Provést optimalizaci motoru pro maximální průběh točivého momentu v hlavním otáčkovém spektru



2 Studentská formule

Studentská formule, v originále Formula Student, je celosvětový projekt zaměřený na získání praktických znalostí studentů vysokých škol. Forma této edukace je návrh, výroba a testování malého jednomístného vozu, se kterým následně na závodech soupeří se studenty z ostatních škol. Disciplíny, ve kterých jednotlivé týmy vůči sobě soupeří nejsou založeny pouze na závodění, ale studenti také musí prokázat technické vzdělání, obhájit výsledky vlastní práce a dokázat, že vůz je postaven dle pravidel a je bezpečný. Jelikož se v práci budu odkazovat na několik disciplín ze závodů, zde je jejich souhrn.

<i>Design Report</i>	Statická disciplína, ve které musí tým prokázat technické znalosti, obhájit koncept vozu a jednotlivé části, ukázat postup návrhu, doložit dílčí výpočty a simulace
<i>Cost Report</i>	Statická disciplína, ve které musí tým prokázat znalosti z hlediska financí, správného rozhodování řízení týmu a managementu
<i>Business Plan</i>	Statická disciplína, ve které se prezentuje fiktivní plán investorům a posuzují se prezentační dovednosti
<i>Acceleration</i>	Dynamická disciplína, kde je akcelerace z místa o délce 75m
<i>Skidpad</i>	Dynamická disciplína na trati ve tvaru osmičky, kde se vyhodnocuje boční dynamika vozidla
<i>Autocross</i>	Dynamická disciplína, kde se jede jedno kolo na závodní trati, jejíž maximální a minimální parametry jsou dány pravidly
<i>Endurance</i>	Dynamická disciplína, ve které se jede 22 km na trati podobné Autocrossu a v půlce se mění piloti
<i>Efficiency</i>	Dynamická disciplína, která probíhá zároveň s Endurance a vyhodnocuje se spotřeba paliva v závislosti na celkovém času

2.1 Tým CTU CarTech

Tým CTU CarTech je tým studentské formule, který působí na fakultě strojní ČVUT v Praze. Je to nejstarší český tým soutěžící v tomto projektu a v roce 2019 závodil se svým jedenáctým vozem FS.11. Skládá se přibližně ze 30 studentů bakalářského a magisterského studia převážně z fakulty strojní.

2.2 Pravidla pro spalovací motory

Jelikož se jedná o studentský projekt, kde auto navrhují, staví i řídí sami studenti, je na bezpečnost brán velký ohled. Z toho důvodu se jezdí na úzkých tratích, kde se předjíždí pouze po příkazech traťových maršálů a jízda vozidla pomocí jeho pohonu je umožněna



pouze během disciplín v uzavřených zónách. Ani startování motoru není povoleno nikde, kromě jasně určených oblastí.

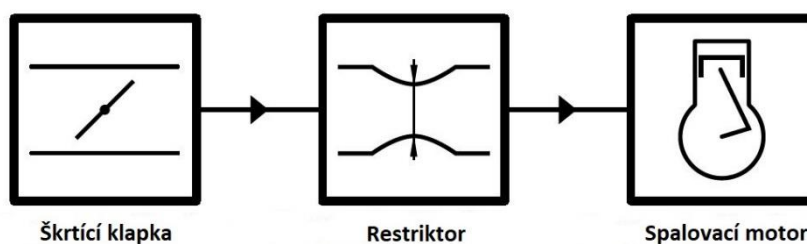


Obr. 1 – tým CTU CarTech po závodě FS Italy 2019 s vozem FS.11

Základní pravidla pro motor říkají, že se musí jednat o 4taktní motor o maximálním objemu 710 cm^3 a nesmí být kombinován s elektrickým pohonným ústrojím. Dále musí mít startér a musí být schopen nastartovat kdykoliv bez použití jakéhokoliv externího zařízení.

Pro omezení výkonu motoru musí být součástí sacího traktu restriktor. Jeho velikost je závislá na použitém palivu, které je také dáno pravidly. A to buď RON 98, pro který je předepsán kruhový restriktor o průměru 20 mm nebo E85, pro který je dán průměr 19 mm. Spolu s tímto předpisem je dána posloupnost jednotlivých částí sacího potrubí. První musí být škrtkovací klapka, dále restriktor a poté motor. Toto schéma je zobrazeno na Obr. 2.

Dále musí motor projít hlukovými limity, které jsou 103dBC pro volnoběžné otáčky a 110dBC pro otáčky, kde je střední rychlostu píst $c_s = 15,25 \text{ m/s}$. [1]



Obr. 2 – schéma sacího ústrojí pro vozy studentské formule



3 Motor studentské formule CTU CarTech

Jak již bylo zmíněno v kapitole o týmu CTU CarTech, ten funguje od roku 2009. Za tu dobu se postavilo již 11 konceptů studentské formule. I když se koncept vozu v průběhu let měnil, jedna ze základních koncepčních věcí zůstala stejná a tou je motor.

3.1 Volba motoru

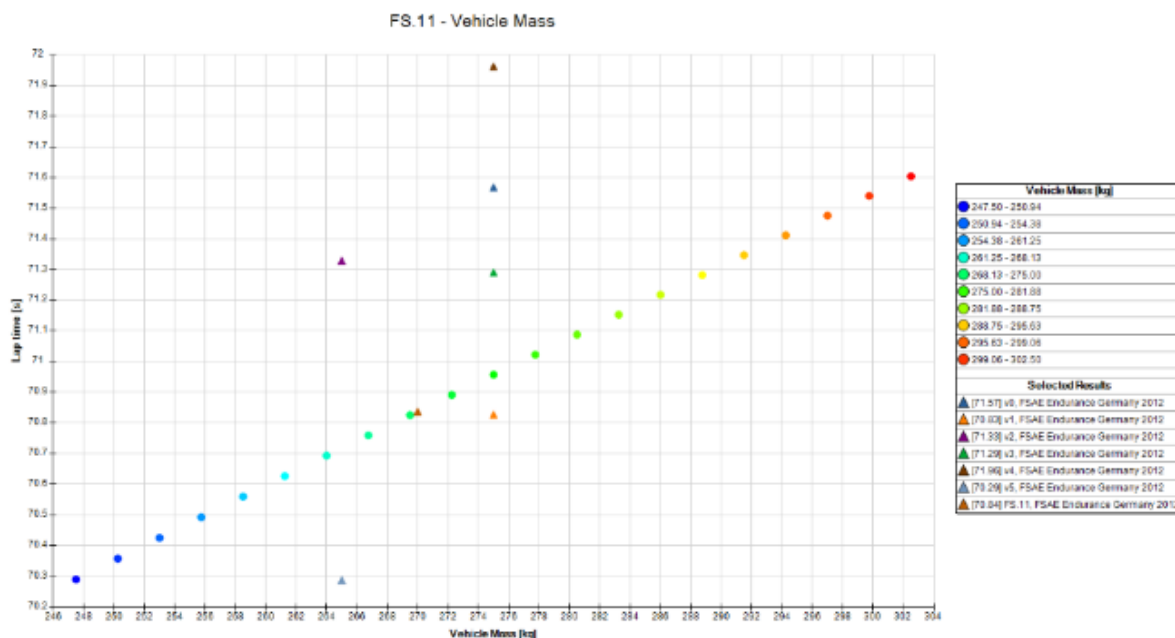
Ze základních požadavků na motor, při stavbě prvního vozu FS.01 vysoký výkon, spolehlivost a dostupnost. Jelikož se zpočátku hmotnost celého vozu pohybovala kolem 300 kg, 1 válcový motor by byl málo výkonný a jeho hlavní výhoda, která spočívá v nízké hmotnosti, by se neprojevila dostatečně. 2-válcové motory mají sice vyšší výkon než 1-válcové, ale hmotnostně zde není velká úspora oproti 4 válcovému motoru. Navíc pravidly byl objem motoru omezen na 610 cm^3 a v této oblasti nebylo moc 2-válcových motorů na výběr. Zajímavou možností by se jevil 3-válcový motor, který se výkonově a hmotnostně přibližně shoduje se 4-válcovými, ale svými menšími rozměry je jednodušší na zástavbu do vozu. Bohužel se ale nevyrábí žádný sériový motor, který by v té době splňoval pravidla. Z těchto důvodů koncepční volba padla na 4-válcový motor ze silničního sportovního motocyklu. Tento motor má vysoký výkon a je relativně jednoduché ho sehnat. Tím, že i po použití restriktoru dosahuje stejného maximálního točivého momentu, nedochází k problémům se spolehlivostí. Zároveň je konstruovaný pro sportovní použití, a proto hmotnost není příliš vysoká.

Tím byla vyřešena otázka koncepčního rozhodnutí a bylo potřeba vybrat konkrétní motor. Používané motory ostatních týmů té doby a zároveň dostupné, byly z motocyklů Yamaha YZF-R6, Honda CBR 600 RR a Kawasaki ZX-6R. Motor s nejnižším výkonem byl Kawasaki, který měl přibližně o 15 kW méně oproti ostatním. Zbylé 2 byly, co se týče parametrů, téměř shodné, ale motor Yamaha disponoval antihoppingovou spojkou, a proto se zvolil právě tento motor.

Momentálně se hmotnost celého vozu pohybuje kolem 190 kg a podle pravidel je možné použít motory o objemu do 710 cm^3 . Tudíž dříve vybraný motor nemusí být ideální. Při porovnání jednotlivých variant budu vycházet z týmových simulací a z informací od jiných týmů, které dávají k dispozici o svých motorech. Poslední vůz FS.11 vážil 190 kg a maximální výkon byl 60 kW. Hmotnost samotného motoru byla 50 kg a poměr hmotnost/výkon 0,83 kg/kW. Původní požadavky na výkon, spolehlivost a dostupnost zůstávají stejné, ale navíc

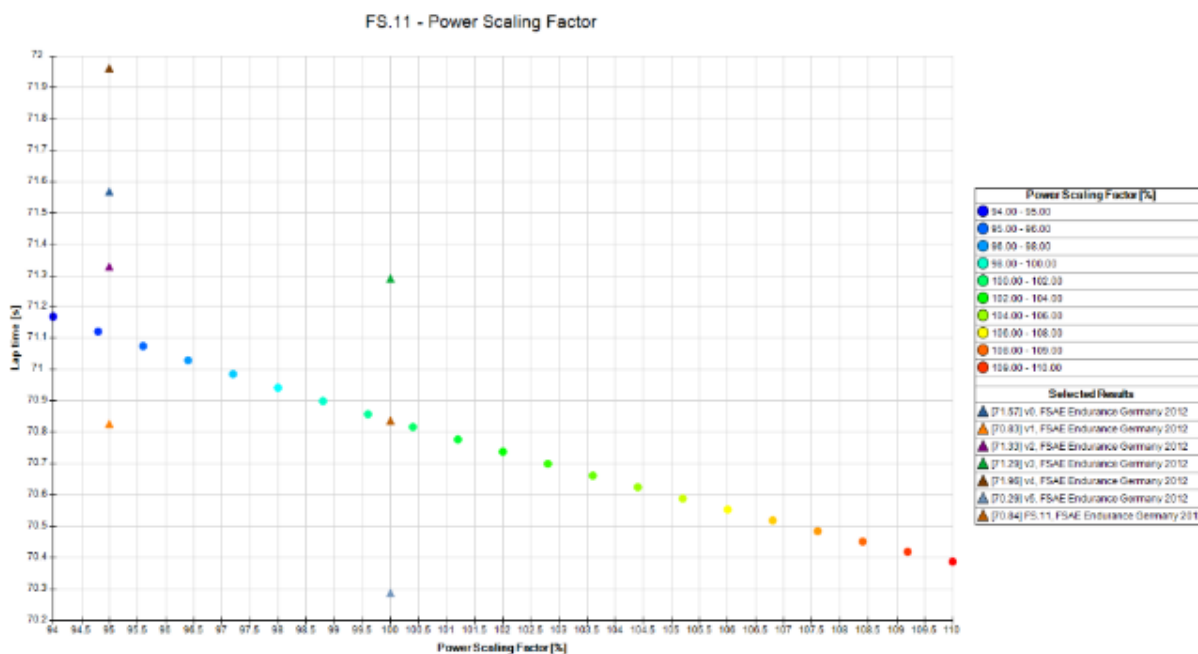


se klade důraz na hmotnost a spotřebu paliva. Při koncepčním návrhu vozu se vytvořila simulace času na kolo pro celý vůz a zkoušela si citlivost různých faktorů vozidla. Jedním z faktorů byla celková hmotnost formule s řidičem (70 kg) a výkon motoru. Výsledky simulace jsou zobrazeny na Obr. 5, kde je závislost času na hmotnosti a Obr. 4, kde je čas v závislosti na výkonu motoru. Z výsledku je patrné, že sklon křivky hmotnosti má větší



Obr. 3 – Závislost vlivu hmotnosti vozu na čas kola

sklon než výkonu, ale je nutné si uvědomit, že se bere celková hmotnost formule, a ne pouze motoru.



Obr. 4 – Závislost vlivu výkonu motoru na čas kola



I když se dá předpokládat, že s menším a lehčím motorem se sníží hmotnost zbytku vozu, z důvodu menšího zástavbového prostoru a nižší hmotnosti, nedá se bezpečně určit v jakém poměru bude tento děj probíhat. S menším zástavbovým prostorem se zároveň zvětší místo pro využití aerodynamických prvků, ale pro tento vliv by bylo zapotřebí větší množství simulací a není to cíl této diplomové práce, proto to budu zanedbávat. Pro porovnání spotřeby paliva vycházím z disciplíny *Fuel efficiency* v rámci soutěže Formula Student Germany z let 2018 a 2019. Výsledek porovnání jednotlivých variant motorů je zobrazen v Tab. 1.

	<i>Váha</i>	<i>1 válcový</i>	<i>2 válcový</i>	<i>4 válcový</i>
<i>Výkon</i>	3	1	2	3
<i>Spolehlivost</i>	2	2	2	3
<i>Dostupnost</i>	1	1	3	3
<i>Hmotnost</i>	3	3	1	1
<i>Spotřeba paliva</i>	2	3	2	1
<i>Součet</i>		23	20	23

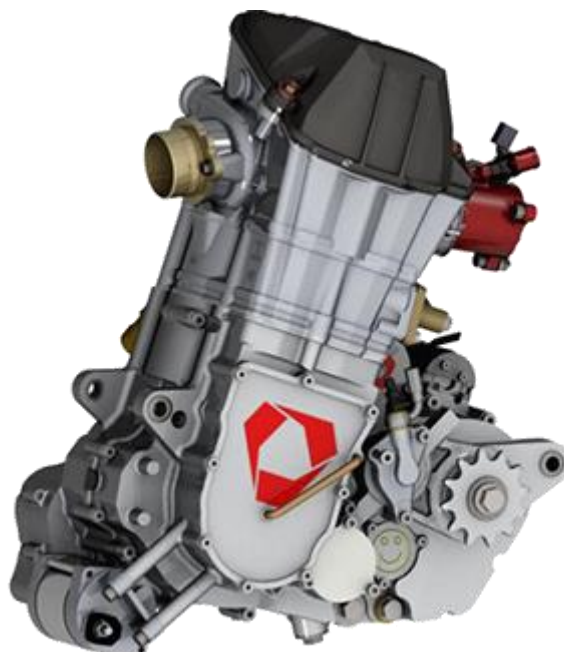
Tab. 1 – porovnání jednotlivých variant motorů

1-válcový motor

Tento typ motoru se začíná stále více objevovat ve vozech Formula student. Za posledních 10 let se v této soutěži odehrál velký posun v oblasti kompozitních materiálů, čímž se snížily hmotnosti vozů a naplno se využije přednost těchto motorů, která je nízká hmotnost. Nejlehčí vozy se dostávají až na hranici 150 kg. Samotné motory většinou váží okolo 30 kg a výkon bývá v rozmezí od 40 do 50 kW. Nejvýkonnější motor s hmotností 28 kg a výkonem 53,6kW měl TUfast Racing team z Technické univerzity v Mnichově.^[2] Největší jeho slabinou byla spolehlivost, což bývá u většiny 1-válcových motorů ve formuli student. Tyto motory totiž bývají založené na motokrosových motorech, které původně mají nižší výkon, než ty ve formuli. Další slabou stránkou je finanční náročnost. Tyto motory jsou sice malé, ale na trhu jich není dostatek, a proto jejich cena bývá vyšší, než u 4-válcových sportovních motorů, pokud se nějaké vůbec najdou. Výsledný motor je také většinou složen z několika jiných typů, nebo je navrhováno a vyráběno mnoho vlastních dílů. Jako např. na Obr. 5 motor z univerzity v maďarském Györu, který ze sériových dílů používá pouze hlavu motoru a válec. Tudíž 1-válcové motory jsou použity většinou u týmů s dobrým technickým a finančním zázemím. Pokud bychom si průměrný 1-válcový motor vložili do simulací naší formule, získáme sice o 0,5s lepší čas na kolo díky hmotnosti, ale naopak o více než 2s horší čas kvůli nižšímu výkonu. Ve výsledku bychom ztratili 1,5s. Jak



jsem již zmínil dříve, není do této analýzy započítáno ušetření hmotnosti na zbytku vozu a přínos aerodynamiky.



Obr. 5 – 1-válcový motor univerzitního týmu z univerzity v Györu ^[3]

2-válcový motor

Tyto motory se nyní začínají také rozmáhat, a to především díky zvýšení povoleného maximálního objemu. Tím do této kategorie spadají sportovně založené 2-válcové cestovní motocykly, které jsou levnější na pořízení. Jelikož se nejedná o plně sportovní motocykly, hmotnost je podobná jako u 4 válcových motorů, ale s výkonem oproti nim zaostávají. Výhoda tedy spočívá v dostupnosti, ceně, menších zástavbových prostorech oproti 4 válcům a vyšším výkonem oproti 1-válcovému motoru. Z hlediska výkonu nevychází jako nejhodnější volba, ale i přesto s ním dokázali v sezóně 2019 dva rozdílné týmy vyhrát závody. Jedním z nich byl Rennstall Esslingen a druhý Joanneum racing Graz. Motory obou týmů jsou však vysoce upravované, dalo by se mluvit o jejich vlastním návrhu a Joanneum racing Graz je navíc sponzorován přímo firmou Rotax, se kterou spolupracuje a jejich motoru je zobrazený na Obr. 6.



Obr. 6 – motor Joanneum racing
Graz ^[4]

4-válcový motor

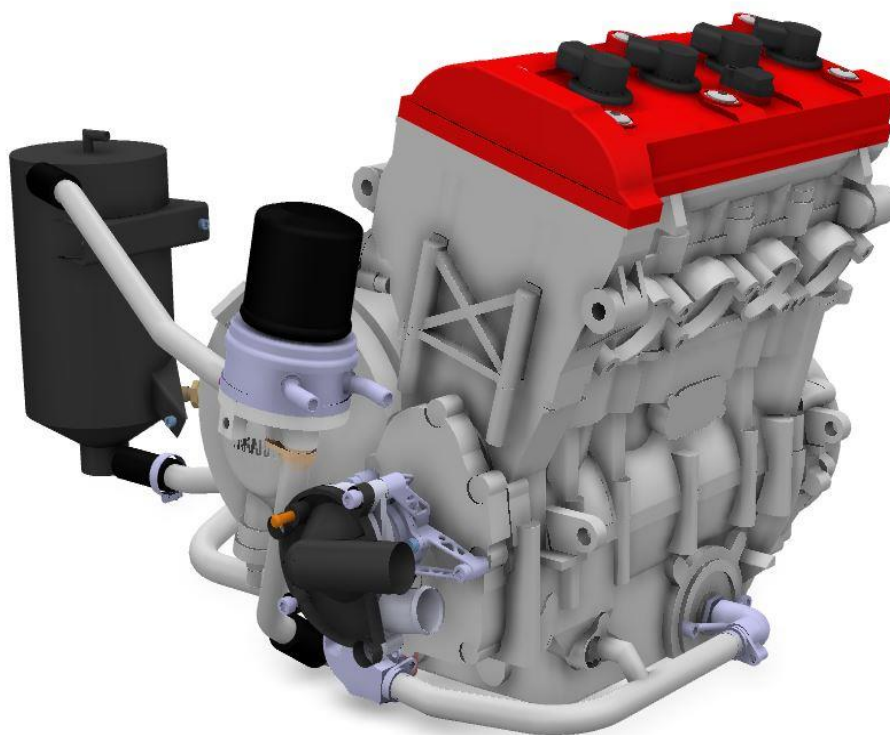
Spolu s 1-válcovým motorem vyšel z porovnání motorů nejlépe. Pokud bychom chtěli udělat podrobnější analýzu výběru motoru, musel by se navíc udělat bodový zisk z jednotlivých disciplín. Jelikož 4 válcový motor má výhody ve vyšším výkonu, získá více bodů v disciplíně „Acceleration“ a podle simulací i „Autocross“ a „Endurance“, zatímco 1-válcový motor by díky své hmotnosti a lepší spotřebě měl vyšší bodový zisk ve „Skidpad“ a „Efficiency“. Pro 4-válcový motor se přiklání i další faktory jako finanční náročnost, spolehlivost a vyvážený chod. Nevznikají tak velké vibrace od motoru do zbytku vozu. Tato výhoda se projevuje zejména při snadnějším dimenzování ostatních dílů na voze. Zároveň musíme při technické přejímce splnit hlukové limity a u motorů s jedním válcem často při nízkých otáčkách bývá největší zdroj hluku vibrující aerodynamické prvky. Díky těmto důvodům jsme se pro další sezónu rozhodli použít 4-válcový motor Yamaha YZF-R6, ale bylo by dobré do dalších let udělat hlubší analýzu přínosu 1-válcového motoru i se všemi jeho výhodami, které jsem nyní zanedbával.

3.2 Kalibrovaný motor

Motor Yamaha YZF-R6 používaný ve formuli FS.11 se dočkal v průběhu existence týmu mnoha úprav. V prvních několika letech se motor ladil na vysoký výkon a dosahoval výkonu 64kW. Díky tomu dosahoval dobrých výsledků v akceleraci, ale pro řidiče byl občas nepředvídatelný, kvůli rychlému nárůstu výkonu ve vyšších otáčkách. Na technických tratích formule student se díky tomuto jevu a nižšímu točivému momentu v nižších otáčkách toto neukázalo jako nejlepší cesta. Souběžně s tím měli dřívější monoposty



problémy se spolehlivostí řazení, a tak se dále zaměřilo na průběh momentové charakteristiky motoru. To se řešilo hlavně laděním sání a výfuku spolu s návrhem vlastních vaček. Při tomto kroku se také dbalo na snížení spotřeby motoru, proto se posunul bod maximálního výkonu k hranici aerodynamickému ucpání restriktoru a maximální točivý moment do oblasti před ucpáním. Navíc posunem do nižších otáček se snížily třecí ztráty, avšak za cenu nižšího maximálního výkonu. Výsledkem těchto změn byl pokles výkonu z 64kW na 61 kW, ale lepší předvídatelnost motoru, dynamika vozu na úzkých tratích formule student a nižší spotřeba paliva. Pro další snížení spotřeby paliva se zvýšil kompresní poměr o 7 %. Poslední výraznou inovací byl přechod ze systému mazání s mokrou vanou na mazání se suchou vanou. K tomu jsme se rozhodli ze 2 důvodů. Prvním byla občasná ztráta tlaku mazání motoru při velkých bočních přetížích a druhým důvodem bylo snížení těžiště celého vozu. Díky tomu jsme snížili výšku motoru o 50 mm, odstranily se problémy s odléváním oleje v zatáčkách, ale přineslo to malou ztrátu na výkonu motoru z důvodu zvýšení mechanických ztrát při pohonu příslušenství. I přes snížení výkonu byl vliv na vůz pozitivní, kvůli snížení těžiště, nižší hmotnosti a více prostoru pro aerodynamickou skupinu. Model motoru použitého pro kalibraci je zobrazen na Obr. 7.



Obr. 7 – model kalibrovaného motoru



4 GT-SUITE

Pro simulaci modelu motoru se v týmu používá software GT-SUITE od firmy GAMMA TECHNOLOGIES. Tento systém se používá k inženýrským analýzám za pomoci počítače tzv. CAE (Computer aided engineering). Zahrnuje v sobě metodu konečných prvků (FEM), výpočet simulace proudění (CFD) i dynamiku těles (MBD). Pro naše využití se používají hlavně 0-D a 1-D simulace oběhu motoru. Také se využíval modul pro dynamiku těles, a to především pro návrh vlastních vaček.

Pro účel této diplomové práce mi postačí moduly 0-D a 1-D simulací. 0-D modelování je využito pro simulování dějů ve spalovacím prostoru, kde není žádný charakteristický rozměr pro proudění a jediný závislý parametr je čas, proto 0-D. Tím pádem pro výpočet dějů ve válci stačí obyčejné diferenciální rovnice. 1-D modelování se naopak využívá pro simulace proudění tekutin v prostorech, kde parametry závisí nejen na čase, ale i charakteristickém rozměru. Proto se využívá například v potrubích, kde se jednotlivé veličiny mění v závislosti na jeho délce. Aby bylo možné spočítat průběh veličin v závislosti na délce potrubí, je nutné potrubí rozdělit pomocí tzv. diskretizační délky. Ta rozdělí potrubí na několik menších objemů pro zachycení pulzací. Následně program počítá do ustálení průměrných hodnot jednotlivých vlastností v průběhu celého cyklu. Tím pádem si už nevystačíme s obyčejnými diferenciálními rovnicemi, ale je zapotřebí počítat pomocí parciálních diferenciálních rovnic.

Kromě těchto základních prvků, je možné do modelu vkládat vlastní prvky řízení i výpočty a uživatel není limitován pouze prvky, které jsou nastaveny od výrobce. Proto je možnost vkládat rovnou do modelu vyhodnocení, dodatečné výpočty, či vlastní výpočetní modely.



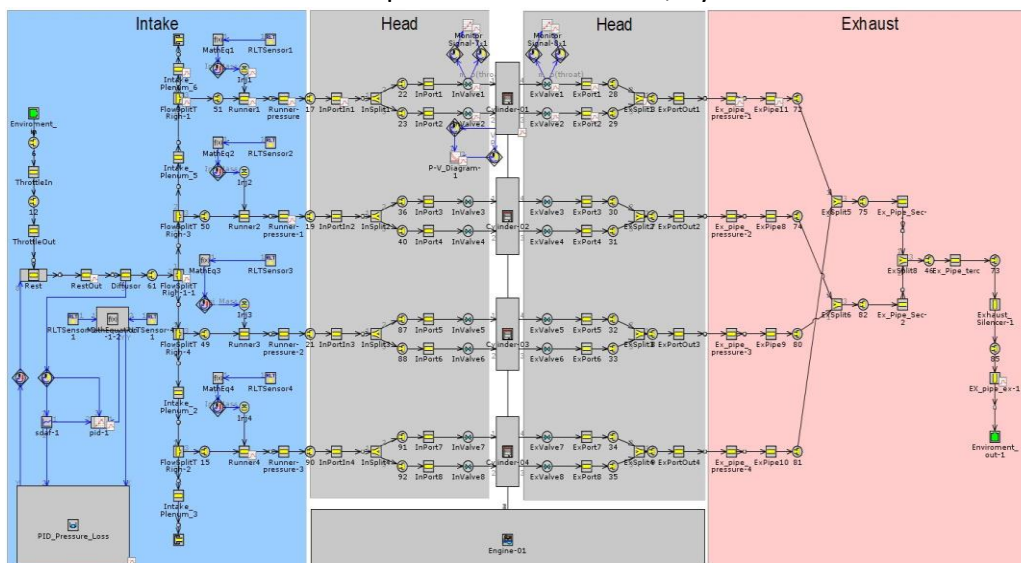
Podobně jako na většině brzdových stanovišť je možné motor řídit dvěma způsoby. A to buď konstantními otáčkami, nebo konstantním zatžením. Od těchto dvou parametrů se následně odvíjí výpočetní stavy, tzv. *Case*. Pro tyto stavy máme definované parametry, pro které je chceme počítat. Každý stav proto může mít jiné otáčky, zatžení, lambda, teploty, průběh hoření apod. Také se do nich můžou nastavit parametry, které se často mění a tím se usnadní jejich zápis. Pro nastavení jednotlivých časů se zadává pomocí *Case setupu*, který je na Obr. 8.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Case On/Off			<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label			RPM = 5000	RPM = 4000	RPM = 3000	RPM = 2000	RPM = 1000
Unique Text for Plot Legends							
AMBIENT-PRES	bar	Ambient Pressure	1	1	1	1	1
AMBIENT-TEMP	K	Ambient Temperature	298	298	298	298	298
Ambient-TManifoldExt	K	Ambient Temp Surrounding Manifold	323	323	323	323	323
BMEP_TARGET		Target BMEP in bar (for use in wg con...	18.75	18.75	18.75	14.5	9
dxe	mm	Discretization length in exhaust	50	50	50	50	50
dxi	mm	Discretization length in intake	40	40	40	40	40
EvaporationConstant		Injected Fuel Vaporization Constant	40	35	30	25	20
ncyc		Simulation Duration	100	100	100	100	100
RPM	RPM	Engine Speed	5000	4000	3000	2000	1000
throtang		Throttle Angle	90	90	90	90	90
WG-MaxDiameter	mm	Turbine Wastegate- Maximum Diameter	22	22	22	22	22

Obr. 8 – zadání pomocí Case setupu

4.1 Model motoru

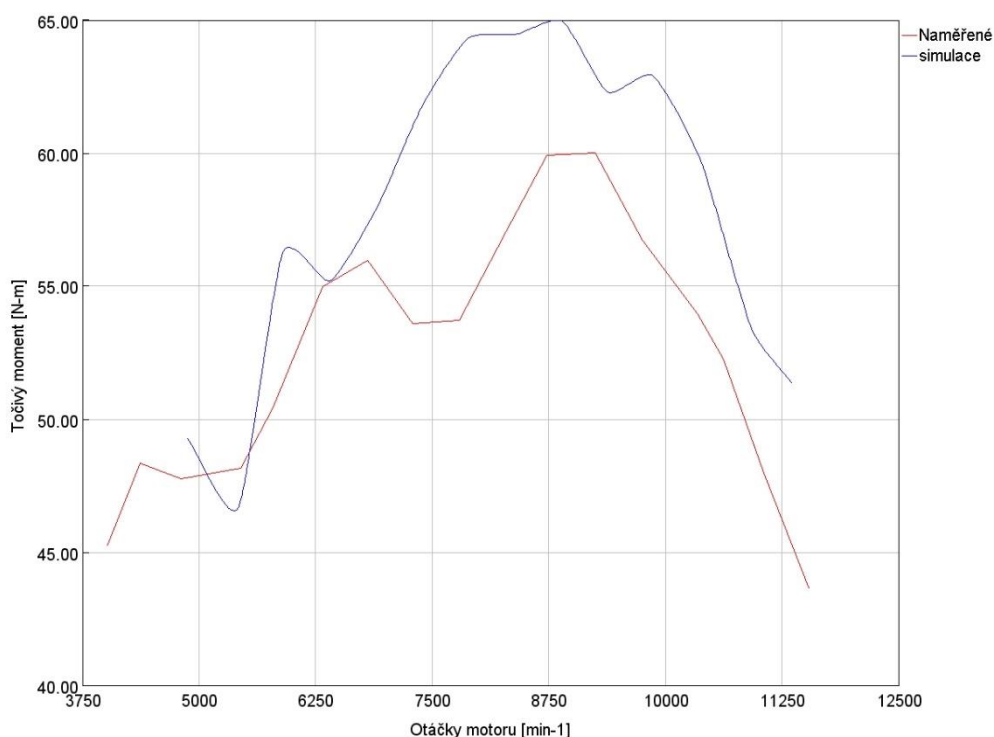
Simulační model motoru je v týmu již poměrně dlouhou dobu, na Obr. 9, během které již byl kalibrován. Skládá se z kompletního modelu sání, výfuku a dvouzónového modelu



Obr. 9 – model motoru v GT-SUITE



válce. Pro zpřesnění výsledků má modul pro výpočet tlakové ztráty v restriktoru a vlastní řízení vstřikování paliva. Výpočty jsou počítány pro konstantní otáčky a měření se proto dá porovnávat s měřením na brzdovém stanovišti. Vstupní data pro model hoření jsou průběhy hoření z minulé třítlakové analýzy zadané tabulkou v závislosti na úhlu klikové hřídele. Tato kalibrace se prováděla před poměrně dlouhou dobou, za kterou se odehrály změny v kompresním poměru a mazání motoru, které má vliv na třecí ztráty, ale také změna vačkových hřídelí, které mají vliv na naplnění válce a tím pádem na průběhu hoření. Proto se naměřené hodnoty od simulovaných liší, a to nejen v absolutní hodnotě, ale i v průběhu momentu, jak je vidět na Obr. 10.



Obr. 10 – porovnání výsledků simulace a naměřených dat

4.2 Třítlaková analýza

Pro kalibraci hoření simulačního modelu motoru se používá tzv. třítlaková analýza (Zkráceně TPA podle anglického názvu *Three-pressure analysis*). Její princip spočívá naměřením průběhu tlaku v sání, válci a výfuku spalovacího motoru na reálném motoru a následné kalibrace simulace podle těchto dat. Kalibrace simulace se provádí na zjednodušeném modelu pro jeden válec, kde jsou okrajové podmínky zadané přímo průběhem tlaku a odstraňuje se tím model sání a výfuku. Pro korektní výsledek je dobré znát další měřitelné veličiny motoru, jako například průtok paliva, průtok vzduchu, teploty v kanálech, předstih, lambda apod. Program GT-SUITE je pro tuto aplikaci připraven a umožňuje provádět výpočet v tzv. zpětném režimu. To znamená, že ze spočítaného průběhu tlaku ve válci se během hoření směsi snaží uvolnit tolik energie, aby se dostal na



naměřený průběh tlaku ve válci. Tím nám vznikne model hoření, který je popsán rychlostí hoření směsi v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Pro určení výsledné přesnosti analýzy slouží tzv. LHVmultiplier, což je násobitel výhřevnosti paliva. Tento parametr znamená, o kolik musel snížit, nebo naopak zvýšit výhřevnost použitého paliva, aby se s daným množstvím směsi dostal na naměřený průběh tlaku. V manuálu pro TPA [5] se udává, že pro úspěšnou analýzu by LHVmultiplier měl být v rozsahu od 0,95 do 1,05. Samozřejmě to není jediná podmínka, aby simulace přesně odpovídala naměřenému stavu motoru. Dále se musí shodovat hmotnostní průtok vzduchu, paliva, lambda a střední indikovaný tlak, který je více rozebírán v kapitole 6.2.

Třítlakovou analýzu je navíc možné provádět ve dvou variantách. První a zároveň častěji používaná je ustálená analýza, ve které se kalibrace provádí pouze pro 1 cyklus motoru, který odpovídá průměrnému cyklu. Druhá a zároveň časově náročnější je multicyklová analýza. Do té se nezadává průměrný naměřený cyklus, ale průběhy všech naměřených cyklů. S těmi následně simulace počítá a výsledkem nejsou pouze hodnoty pro průměrný cyklus motoru, ale navíc i údaje o variabilitě motoru, které vycházejí ze statistiky.



5 Měření motoru na brzdovém stanovišti

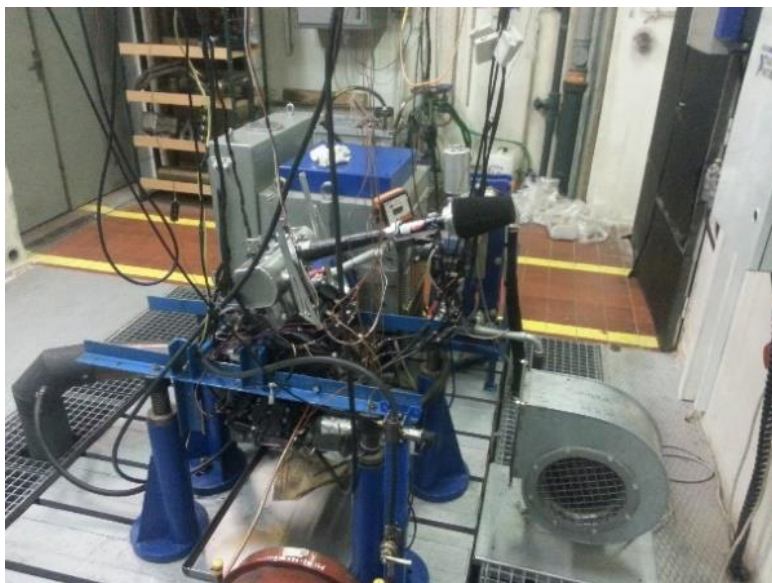
Vstupní data pro kalibraci jsem změřil na dříve popsaném motoru. Ke zkoušení motoru je týmu poskytnuto brzdové stanoviště v motorové zkušebně Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, které se nachází v budově laboratoří v ulici Pod Juliskou.

5.1 Brzdové stanoviště

Brzdové stanoviště je vybaveno stejnosměrným dynamometrem, který pracuje ve Ward-Leonardově zapojení. Tento dynamometr umožňuje měřit kroutící moment motoru za konstantních otáček a spolu s měřeným motorem je zobrazen na Obr. 11. Laboratoř je zároveň vybavena váhami paliva pro měření okamžité spotřeby paliva. Typ měřících vah je AVL 733s, a ten skrze linku RS232 komunikuje s měřícím počítačem, který k ukládání dat využívá software LabView. Pro snímání všech dalších údajů, jako jsou teploty, tlaky, průtoky apod. je stanoviště vybaveno modulární základnou CompactDAQ of firmy National Instruments, jenž komunikuje s měřícím počítačem pomocí ethernetu. Co se na zkušebně nedá nastavit jsou parametry vzduchu na sání motoru. To nám vnáší do měření značnou nepřesnost při měření v průběhu celého roku. K potlačení tohoto jevu využíváme k vyhodnocení dat korekci dle normy ISO DIN 1585. Z této normy, za pomoci rovnice (1), spočítáme korekční součinitel k , kterým vynásobíme výsledný točivý moment motoru.

$$k = \left(\frac{99}{p_{air}}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T_{air}}{298}\right)^{0,6} \quad (1)$$

Korekce počítá pouze s atmosférickým tlakem vzduchu u sání p_{air} dosazovaný v kPa a jeho teplotou T_{air} dosazovanou v Kelvinech. Z rovnice lze vyčíst, že korekční součinitel se vztahuje k teplotě vzduchu 298 K (24,86 °C) a tlaku 99 kPa. Pokud bychom do rovnice dosadili podmínky na stanovišti naměřené v zimním období, $T_{airz}=293$ K a $p_{airz}=101$ kPa,



Obr. 11 – zkoušený motor umístěný na brzdovém stanovišti

získali bychom koeficient $k_z=0,966$. Při podmínkách v letním období, $T_{\text{airl}}=309\text{K}$ a $p_{\text{airl}}=99\text{kPa}$, dostaneme $k_l=1,02$. Z rozdílu koeficientů vidíme, že rozdíl točivého momentu v zimním a letním období je až 6 %.

5.2 Volba snímačů

Pro měření indikace motoru a rychle se měnících tlaků není na stanovišti zabudovaná žádná měřící karta, ani zesilovač. Naštěstí v minulých letech jednou měření indikace motoru na zkušebně probíhalo. Zároveň jsou zkušebny vybaveny velkým množstvím snímačů různých typů. Pro konstrukční řešení tohoto experimentu budu vycházet z bakalářské práce mého kolegy Jiřího Formánka [6]. Ten provedl hlubší rešerši snímačů a konstrukční návrh jejich uchycení.

Naprostá většina snímačů rychlé změny tlaku je založena na principu piezoelektrického jevu. Ten nastává např. u krystalu křemene či podobného piezoelektrického materiálu, kdy je při jeho stlačení generován elektrický náboj. Proto se jedná o tzv. aktivní snímač. Díky tomu je snímač relativně jednoduchý, dosahuje malých rozměrů a některé krystaly dokážou lineárně měřit i při vysokých teplotách. Nevýhodou ale je, že se s ním dají měřit pouze časově proměnné tlaky.

5.2.1 Tlak v sání

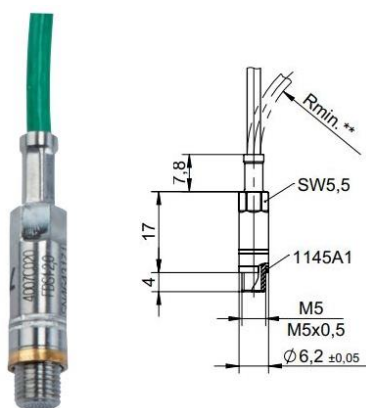
Při měření tlaku v sání nejsme tolik limitováni teplotou jako v případě tlakového snímače výfuku, a proto můžeme použít nechlazené snímače. Zajímají nás hlavně malé rozměry a dostačující přesnost. Firma Kistler, která tím dříve podporovala, vyrábí pro měření tlaku plynů nechlazené snímače 4005B a 4007B. Oba typy mají malé rozměry, velikost závitu M5



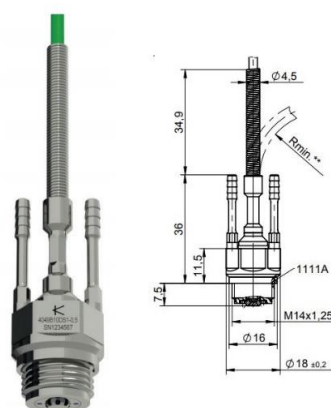
a liší se od sebe pouze maximální dovolenou teplotou. Pro snímač 4005B je maximální teplota 125°C a snímač 4007B je až do 200°C. Pokud bychom chtěli měřit s vyšší přesností, pak Kistler nabízí snímač 4075A, který je ale mnohem větší a bylo by nutné provést větší zásahy do sání motoru, než v případě snímačů 4005B a 4007B. V laboratořích máme k dispozici snímač Kistler 4007B, na Obr. 12, který naším podmínkám vyhovuje, a proto jsem ho použil.

5.2.2 Tlak ve výfuku

Zde je zapotřebí vybírat snímače i s ohledem na teplotu, jelikož maximální teploty plynu za chodu motoru dosahují 900 °C. Přímou pro tyto účely Kistler nabízí snímač 4049A, který se dá použít až do teploty 1100°C a je přímo osazen vodnímu chlazení. Stejně jako v případě snímačů sání, je možné použít snímač 4075A s vyšší přesností, který by se musel vložit do chladičského pouzdra. Tím ale snímač přesáhne maximální možné rozměry a nelze v našem případě použít. Z toho důvodu jsem použil snímač Kistler 4049A, na Obr. 13, který zároveň máme k dispozici.



Obr. 12 – Kistler 4007B použitý pro snímání tlaku v sání ^[7]



Obr. 13 – Kistler 4049A použitý pro snímání tlaku ve výfuku ^[8]

5.2.3 Tlak ve válci

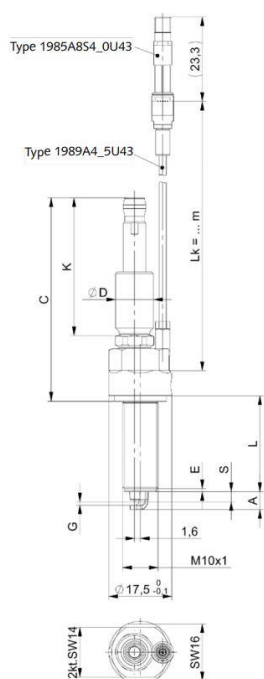
Této kapitole se více věnoval v již dříve zmiňované bakalářské práci kolega Jiří Formánek. Výsledkem této rešerše byla volba nechlazeného snímače Kistler 6052C, pro který našel vhodné umístění v hlavě motoru. Další varianta byla měřící zapalovací svíčka Kistler 6113C. Ta má totiž oproti nechlazenému snímači menší citlivost a přesnost. Dále je zde uváděno, že indikační měřící svíčka má menší životnost než tlakový snímač. Bohužel tyto informace od Kistleru nejsou nikde k dispozici, pouze se takto uváděly v týmu. Nicméně tyto data jsem našel u firmy AVL, která je spolu s Kistlerem lídrem v této oblasti. Ekvivalentem



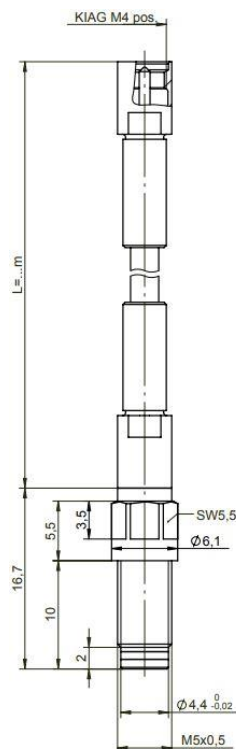
používaných snímačů od AVL je indikační zapalovací svíčka AVL Z122 (její předchůdce byla Z121) a tlakový snímač GH15D. V dostupných podkladech k těmto snímačům jde zjistit, že životnost, v počtech cyklů motoru, je v obou případech shodná a to 10^8 cyklů. Proto se dá předpokládat, že u Kistleru bude výsledek podobný a životnost indikační zapalovací svíčky a snímače tlaku ve válci je shodná. V případě plánování delšího měření je tedy možné použít i indikační zapalovací svíčku, avšak s méně přesnými výsledky. [9]

5.2.4 Snímač polohy klikové hřídele

Pro snímání polohy klikové hřídele máme k dispozici inkrementální optický snímač AVL 365SC, který se na zkušebně používá pro měření průběhu tlaku ve válci na ostatních motorech. Další způsob, který máme k dispozici, je použití proudových kleští od firmy Kistler. Principem měření tohoto zařízení je snímání proudových pulzů jdoucí ze snímače otáček motoru. Po zadání počtu zubů a typu časovacího kola si měřící program dokáže určit polohu klikového hřídele. Zatímco pro použití optického snímače AVL 365SC je nutné vyrobít uchycení k rámu motoru a vývod z motoru pro připojení na snímač, proudové kleště stačí nasadit na kabel ze snímače otáček motoru. Na druhé straně je přesnost určení polohy. Optický snímač má 720 značek na otáčku, tudíž jeho rozlišení je $0,5^\circ$, zatímco snímač otáček motoru má schéma 24-2. To znamená, že po obvodu má 24 zubů, ale 2 z nich jsou vynechány pro určení horní úvratě motoru. Z toho jde vidět rozdíl v přesnosti obou variant, a proto jsem zvolil složitější variantu s optickým snímačem.



Obr. 14 – indikační zapalovací svíčka Kistler 6113C^[10]



Obr. 15 – Kistler 6052C pro měření tlaku ve válci^[11]



5.3 Měřicí ústředna

Vzhledem k množství snímaných dat, nelze využít měřící kartu používanou ke sběru ostatních dat, ale je nutné použít měřící ústřednu pro zpracování jednotlivých signálů. Teprve tyto zpracovaná data je možno uložit do měřícího počítače. Tuto funkci má měřící ústředna Kistler Kibox, která je určena pro měření a vyhodnocování výsledků např. přímo ve vozidlech. Pro potřeby mého měření má k dispozici 8 analogových vstupů, 1 vstup pro optický snímač polohy klikové hřídele (kompatibilní se snímačem od AVL) a jednu zesilovací kartu Kistler 5064 schopnou zpracovat 2 signály. Pro komunikaci a ukládání dat je vybaven ethernetovým modulem. Jelikož všechny snímače jsou piezoelektrické, jejichž výstup je v řádu milivoltů, je potřeba všechny 3 signály zesílit a tím pádem nestačí pouze jedna integrovaná zesilovací karta v měřící ústředně. První varianta byla použít zesilovače, které jsou dodávány přesně ke každému typu snímače. Zde však nastal problém s nedostatkem kabeláže a tím pádem se nedali zapojit všechny snímače zároveň. Proto jsem se rozhodl pro zesílení signálu použít modulární platformu Kistler SCP 2853A. Název SCP znamená *Signal conditioning platform*, což ve volném překladu znamená platforma pro úpravu signálu. Tuto



základnu je možné osadit až 8 kartami pro úpravu signálu, kde je každá většinou schopna pracovat se 2 kanály. Pro náš případ stačí 1 implementovaná karta, konkrétně Kistler 4663, do které jsem zapojil snímače tlaku v sání a výfuku. Jelikož tato karta nemá automatické rozeznávání zapojených snímačů, musel jsem jejich parametry zadat manuálně. Oproti tomu zesilovací karta Kistler 5064, kterou je vybaven Kibox, tuto funkci již má a není potřeba zadávat parametry o snímači, kdy se v mém případě jednalo o indikační zapalovací svíčku.



Obr. 16 – měřící ústředna Kistler Kibox ^[12]



Obr. 17 – platforma pro úpravu signálu Kistler SCP ^[13]

Pro ukládání a zároveň zobrazení dat v reálném čase slouží software Kistler Cockpit. Ten umožňuje během běhu motoru zobrazovat aktuální průběhy všech tlaků, informace o hoření, jako například polohu 5 %, 50 %, 90 % spálené směsi, informace o klepání motoru a další podobné informace, které lze vyčíst z analýzy průběhu tlaku ve válci. Pro ukládání dat je možnost zvolit, kolik po sobě jdoucích cyklů se má uložit. V případě měření pouze jednoho cyklu bychom se dopustili velké chyby, hlavně kvůli mezicyklové variabilitě, která je u zážehových motorů vysoká. Po konzultaci s Ing. Liborem Červenkou, Ph.D., který prováděl předchozí měření tohoto motoru jsem použil stejný počet jako on a to 100 cyklů.

5.4 Konstrukční řešení zapojení snímačů

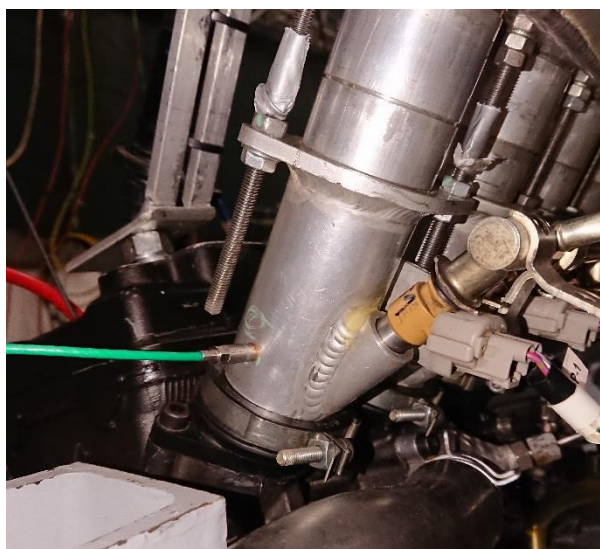
Po posledním měření tlaku ve válci na tomto motoru se změnilo mnoho parametrů, tudíž, kromě snímačů, se nedali použít téměř žádné další díly. Navíc minulé měření probíhalo na válci č. 4, přičemž pro umožnění měřit pomocí tlakového snímače zabudovaného do hlavy, jsme museli přejít na měření ve válci č. 1. Nemohl jsem tedy použít ani přípravky pro inkrementální snímač, protože kdybychom měřili na opačné straně



klikového hřídele, než je daný válec, docházelo by vlivem torzní deformace hřídele ke snížení přesnosti výsledků.

5.4.1 Snímač tlaku v sání

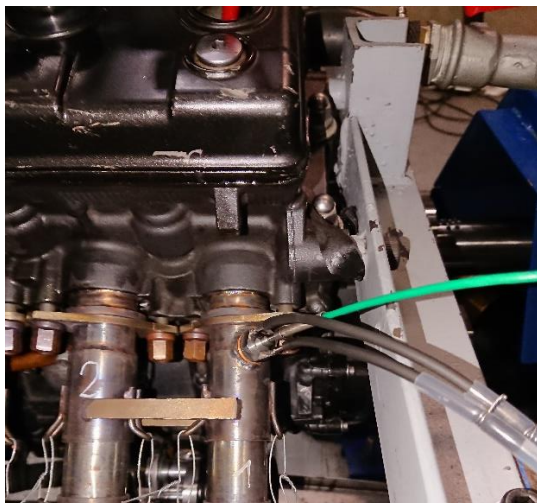
Nejjednodušší uchycení bylo pro snímač tlaku v sání. Sací potrubí na brzdovém stanovišti je vyrobeno z hliníkové trubky o tloušťce 5 mm. Stačilo vyvrtat díru se závitem a ofrézovat malou plochu na vnějším průměru trubky, aby snímač pomocí měděného kroužku těsnil a jeho čelní plocha byla zároveň s vnitřním průměrem trubky. Poloha umístění snímače byla volena co nejbližší k hlavě motoru, ale zároveň před vstřikovací ventil, aby neovlivňoval měření tlaku v sání. Výsledné uchycení snímače je na Obr. 18.



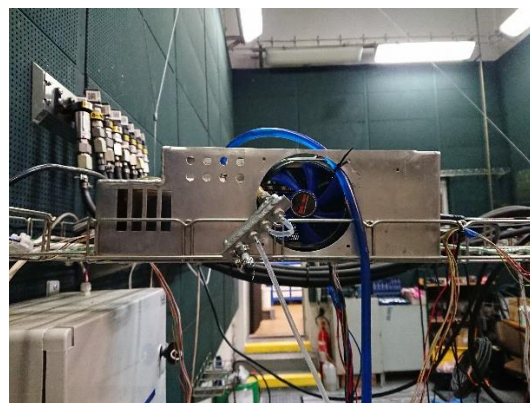
Obr. 18 – snímač Kistler 4007B umístěný na sacím potrubí motoru

5.4.2 Snímač tlaku ve výfuku

Výfukové potrubí motoru na brzdovém stanovišti má variabilní délky jednotlivých potrubí, což je řešeno vkládáním různě dlouhých nátrubků do připravených osazeních na potrubí. Tím je výrazně omezený prostor pro umístění tlakového snímače, a proto lze využít pouze jedinou variantu, a tou je vložit tlakový snímač těsně za přírubu pro uchycení svodů. Pokud bychom snímač umístili za první spojení variabilních nátrubků, hrozila by chyba měření z důvodu netěsnosti spoje v osazení a zároveň bychom zbytečně zvětšovali objem v potrubí, který je z hlediska analýzy hoření nepříznivý. Stěna výfukového potrubí je 1 mm, a proto bylo potřeba přivařit distanční kroužek se závitem. Výsledné uchycení k výfukovým svodům je na Obr. 19. Pro chlazení snímače jsem mohl použít chladicí zařízení sestavené při posledním měření, které je zobrazené na Obr. 20.



Obr. 19 - snímač Kistler 4049A umístěný na výfukovém potrubí motoru

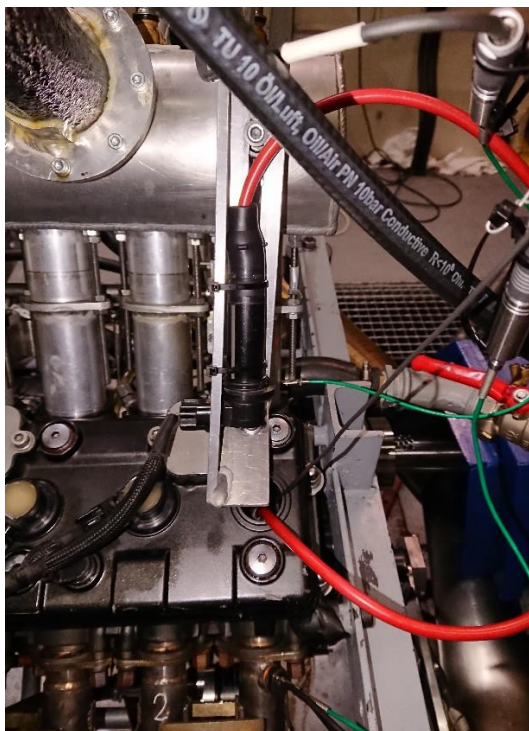


Obr. 20 – chladící zařízení pro snímač tlaku Kistler 4049A

5.4.3 Snímač tlaku ve válci

Při použití měření pomocí indikační svíčky nejsou potřeba žádné zásahy do motoru a jeho příslušenství. Jediná úprava, která se musí udělat, je změna polohy a nastavení cívky zapalování, které je v klasické poloze nasazena přímo na svíčke. V tom nám nyní brání kabel od snímače tlaku, a proto jsem cívku zapalování přichytil k úchytu sání a propojil ji se svíčkou zapalovacím kabelem. Výsledné zapojení je na Obr. 21.

V konstrukčním návrhu uchycení tlaku snímače přímo do hlavy motoru od kolegy Jiřího Formánka jsem nenašel žádné výrazné nedostatky, a proto jsem využil jeho podklady pro výrobu a sestavení. Po nákupu vybavení, zajištění prostoru pro obrábění a zadání dílu s názvem *Návarek* na řezání vodním paprskem vznikl časový problém s dodáním právě tohoto dílu, který jsem dostal až po téměř půl roce. Mezitím jsem se rozhodl pro první měření použít indikační zapalovací svíčku, kde bylo cílem otestovat měřící sestavu, zjistit případně problémy a zkalibrovat hlavní body vnější momentové křivky motoru. Toto měření proběhlo úspěšně a více se mu budu věnovat v dalších kapitolách. Bohužel nezávisle na něm, ještě před dodáním dílu *Návarek*, proběhla na brzdovém stanovišti havárie. Poté jsem čas pro sestavení snímače tlaku v hlavě válce věnoval přípravě a zprovoznění brzdového stanoviště. Pro realizaci snímače tlaku v hlavě válce jsou nyní připravené veškeré nutné díly, jak je vidět na Obr. 22.



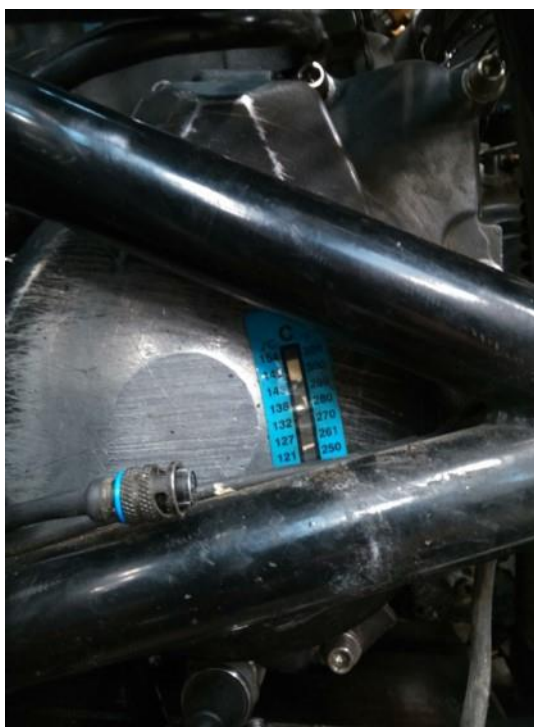
Obr. 21 – sestava pro měření tlaku ve válci za pomoci indikační zapalovací svíčky Kistler 6113C



Obr. 22 – díly nutné k realizaci implementace tlakového snímače do hlavy motoru

5.4.4 Snímač natočení klikového hřídele

U uchycení snímače natočení klikového hřídele jsem, stejně jako u uchycení tlakového snímače v hlavě válce, vycházel z návrhu Jiřího Formánka, konkrétně jeho varianty uchycení č. 1. S tímto řešením se vyskytly 2 drobné problémy. Jeden byl nevhodně navržený lepený spoj mezi víkem alternátoru a domečkem gufera. Na ten mělo být původně použito lepidlo Loctite EA 9466. Po měření teploty na motoru ale teplota v tomto místě dosahuje až 145 °C, jak je možno vidět na Obr. 23. Teplotní vlastnosti lepidla končí na teplotě 120 °C a zde má pevnost přibližně 1,4 MPa. I když domeček slouží pouze pro uchycení gufera, v případě, že by došlo k vyosení šroubu, mohly by vibrace po určité době porušit lepený spoj. Následně by došlo k oddělení domečku od víka alternátoru, což by vedlo k úniku oleje a mohlo by to způsobit poškození měřících zařízení. Proto jsem se rozhodl použít lepidlo Loctite EA 9394, které má pevnost 11 MPa při teplotě 149 °C a zároveň pojistit celý domeček gufera třemi šrouby o velikost M3, jak lze vidět na Obr. 24.

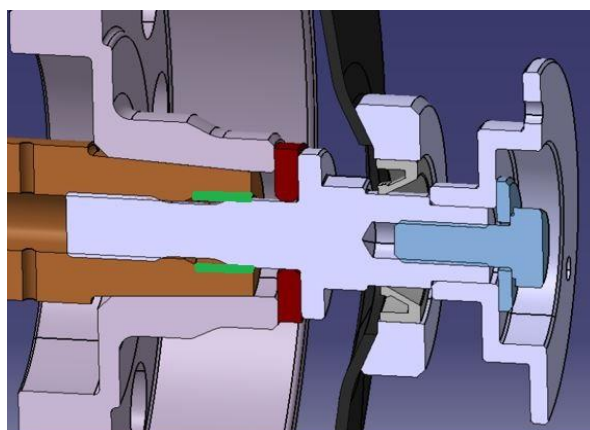


Obr. 23 – měření teploty na víku alternátoru



Obr. 24 – sestava pro uchycení inkrementálního snímače polohy

Druhý problém vznikl s vystředěním speciálního šroubu pohonu snímače polohy. V původním návrhu se počítá se středěním šroubu pomocí dosedací plochy podložky k alternátoru. Na Obr. 25 je tato podložka vyznačena červenou barvou. Po vyrobení prvního



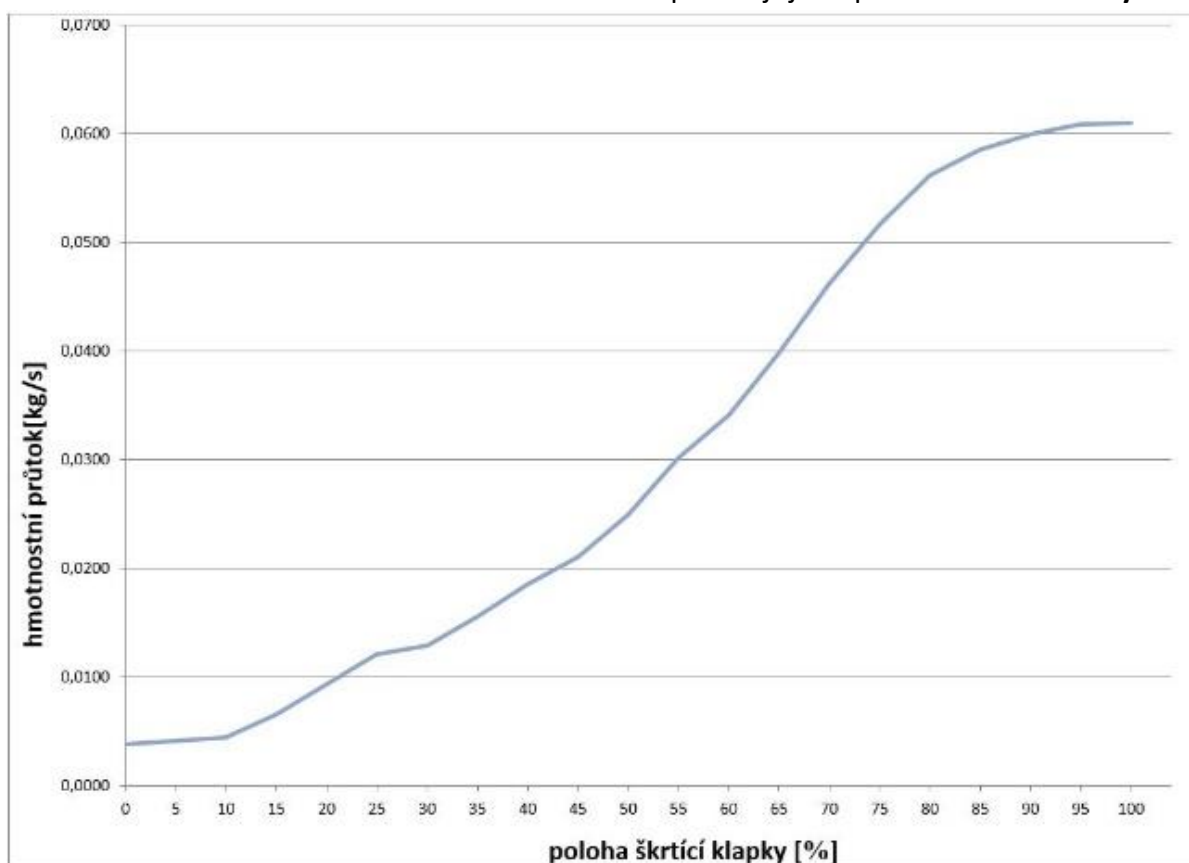
Obr. 25 – uložení sestavy pro snímač polohy

prototypu se ale toto středění ukázalo jako nevyhovující a sestava nespĺňovala požadované tolerance. Jako další řešení, bez nutnosti obrábění originálních dílů, jsem zvolil vyrobit přesný průměr šroubu, který zapadne do konstrukční díry v klikové hřídeli, vzniklé při jejím obrábění. Plochy, přes které momentálně probíhá středění, jsou v Obr. 25 vyznačeny zelenou barvou.



5.5 Volba stavů pro měření

Jak jsem již zmínil v předchozí kapitole, první a jediné měření proběhlo pomocí indikační zapalovací svíčky. Jelikož jsem toto měření považoval za zkušební pro ověření funkčnosti sestavy a první hrubou kalibraci modelu, bylo cílem pouze několik důležitých bodů. Celou vnější charakteristiku bylo v plánu změřit posléze se zabudovaným snímačem v hlavě motoru. Pro změření několika prvních bodů jsem vycházel z využití otáček motoru vozu FS.10 při závodě FS Czech 2018. Aby výsledky nebyly zkreslené brzděním a jízdou na nízkém zatížení, bral jsem v úvahu pouze situace, kdy otevření škrtkící klapky bylo více než 80 %. Tuto hodnotu jsem zvolil z naměřené charakteristiky škrtkící klapky použité na voze. Jak lze vidět na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, v tomto místě klesá směrnice hmotnostního průtoku v závislosti na otevření škrtkící klapky a nárůst točivého momentu motoru je v této oblasti minimální. Proto oblast nad 80% otevření považuji jako plné zatížení. Na **Chyba!**

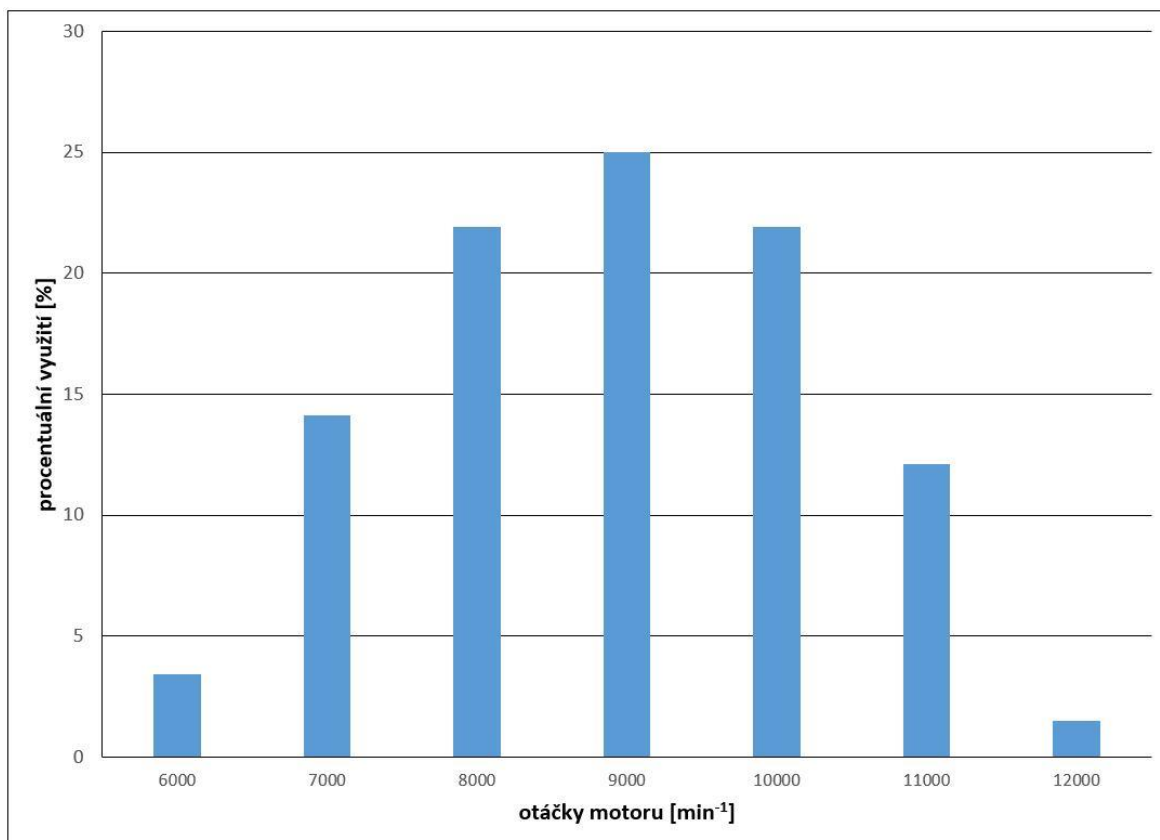


Obr. 26 – závislost průtoku škrtkící klapkou na úhlu otevření

Nenalezen zdroj odkazů. je histogram využití otáček motoru při otevření škrtkící klapky nad 80 % a je z něj patrné, že nejvíce se motor využívá v rozsahu od 7 000 min^{-1} do 11 000 min^{-1} . Z této skutečnosti jsem se rozhodl změřit tuto oblast s krokem 1 000 min^{-1} a změřit také bod 9 500 min^{-1} , kde se nachází bod maximálního momentu. Při reálném měření jsem však nemohl změřit bod v 11 000 min^{-1} , protože byl na zkušebním stanovišti zapojený



experimentální chladič oleje a při těchto otáčkách mi teplota oleje nedovolila dostat se do ustáleného stavu. Z toho důvodu jsem tento bod neměřil s tím, že ho změřím při dalším měření. Jako další parametr, který se při měření dá volit, je bohatost směsi. Během hlavního závodu na soutěžích nejde pouze o nejrychlejší čas, ale zároveň se hodnotí i spotřeba paliva. Proto je motor během závodu provozován na stechiometrickou směs, tudíž $\lambda=1$. Tuto



Obr. 27 – histogram využití otáček motoru během závodu FS Czech 2018

hodnotu jsem volil i pro dané měření.

5.6 Naměřené hodnoty

Výsledkem měření byly průběhy tlaků pro dané otáčky, ale abychom byli schopni určit režim motoru, při kterém byl provozován, je potřeba mnohem více dat. V Tab. 2 jsou vypsány všechny parametry, které jsem při daném měření získal a použil pro analýzu.

Otáčky	Točivý moment	Výkon	Průtok paliva	Lambda	Teplota ve výfuku	Předstih zapalování
[min ⁻¹]	[Nm]	[kW]	[kg/h]	[-]	[°C]	[°] před HÚ
7027	50,58	37,23	9,459	0,96	703	-12
8010	51,55	43,24	10,339	1,01	693	-23
8972	56,6	53,19	14,415	1	732	-15,5
9359	55,35	54,25	16,047	1,02	758	-16
9956	54,33	56,64	15,57	0,98	756	-18,5

Tab. 2 – Naměřené hodnoty

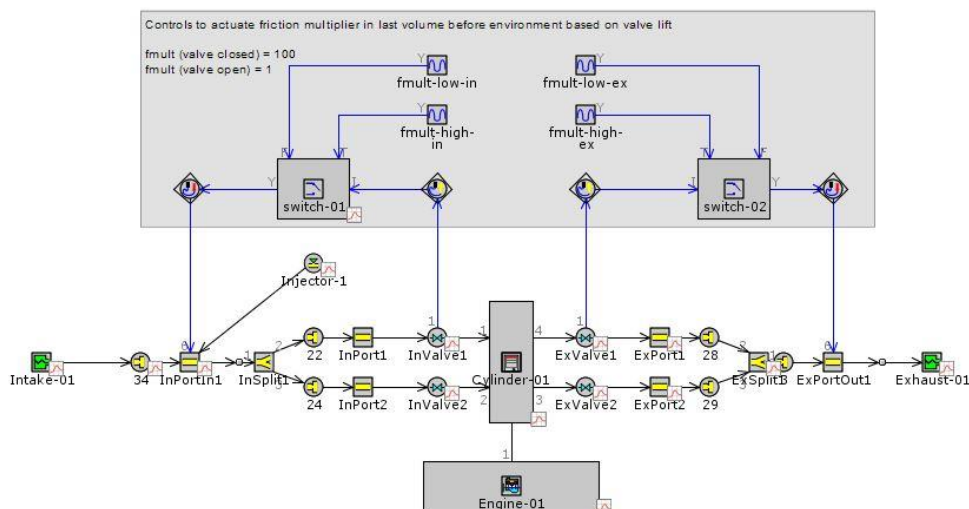


6 Třítlaková analýza

Kalibrace simulačního modelu motoru se dá rozdělit na 2 části. První z nich je získání modelu hoření. Pro tento případ se model upraví pouze na jednoválec a vstupní parametry pro simulaci vyháží převážně z naměřených dat. Druhou částí je kalibrace simulace celého modelu, která pracuje s kompletním motorem, modelem hoření z první části a postupně se odlaďují všechny části motoru.

6.1 Příprava modelu pro TPA

Pro získání modelu hoření z naměřených dat bylo zapotřebí připravit model počítající s jedním válcem motoru. Okrajové podmínky pro tento motor se berou z naměřených dat a zadává se přímo průběh tlaku plynu. Proto by model sacího a výfukového potrubí měl končit přesně v místech, kde byly osazeny snímače. Pro jednoduchost jsem vycházel přímo z ukázkového modelu určeného pro TPA, který je v programu GT-SUITE k dispozici. Do něj bylo potřeba nahrát správnou geometrii válce, pístní skupiny, hlavy motoru, teplotní modely, charakteristiky ventilů a rozměry kanálů. Dále bylo nutné změnit typ vstřikovače, aby byl zachován směšovací poměr, protože v klasickém modelu se určuje dávka paliva podle průtoku vzduchu. V této analýze ale dávku paliva víme z měření, a proto se musí zadat přímo hmotnost dávky na jeden cyklus motoru. Jelikož máme změřený průběh tlaku v sání a výfuku, nechceme zde žádné další kmitání plynu, které by mohlo změnit výsledky analýzy. Z toho důvodu je v modelu implementován systém pro uklidnění kmitání v sacím a výfukovém potrubí při uzavřených ventilech. Tento systém snímá zdvih sacích a výfukových ventilů a v případě, že je ventil uzavřen, skokově zvýší koeficient tření v daném potrubí. Výsledný model pro TPA je zobrazen na Obr. 28.

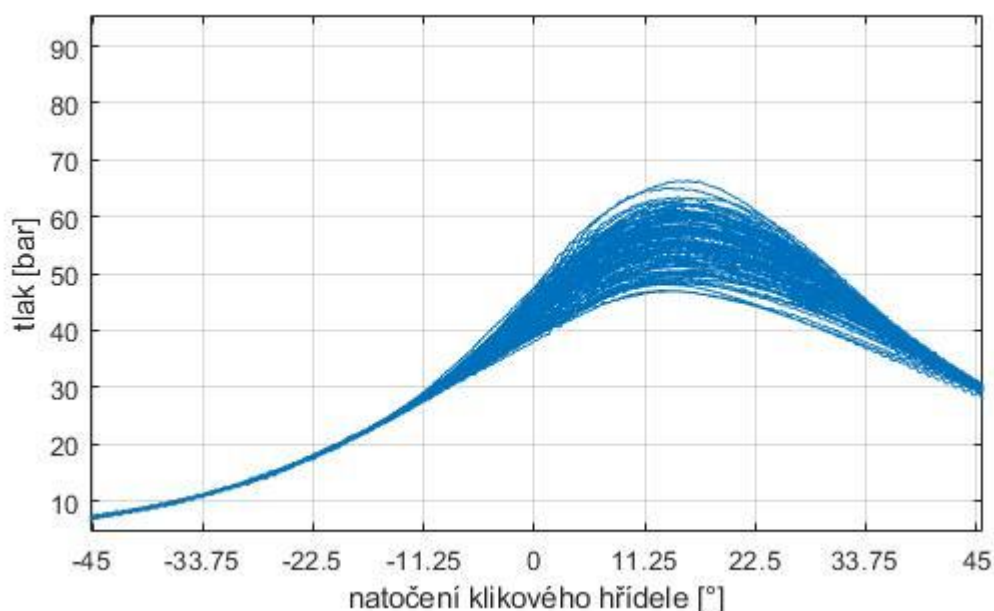


Obr. 28 – model jednoho válce motoru připravený pro TPA



6.2 Příprava dat průběhu tlaků

Pro použití naměřených dat průběhu tlaku je nutné jejich upravení, jelikož software Kistler Cockpit neprovádí zprůměrování naměřených dat a mým cílem je analýza jednoho cyklu motoru. Proto nelze použít všechna naměřená data, která by se hodila pro úplnou analýzu, ale pouze jeden zprůměrovaný cyklus. Pro tento účel mi Ing. Libor Červenka, Ph.D. poskytl skript v programu Matlab, který se používal při minulé kalibraci motoru. Zprůměrování funguje seřazením naměřených dat to trojrozměrné matice, kde každý sloupec matice udává měřenou veličinu (natočení klikové hřídele, tlak ve válci, tlak ve výfuku a tlak v sání), v každém řádku je naměřená hodnota po $0,1^\circ$ a ve třetí ose jsou seřazeny všechny cykly. Následuje zprůměrování matice ve třetí ose a tím dostaneme dvourozměrnou matici, kde je průměrný průběh každého tlaku v závislosti na otočení klikové hřídele. Uložení této matice do textového souboru se nám navíc zjednoduší nahrávání dat do GT-SUITE, který umožňuje čtení z externích textových souborů. Při tomto úkonu je navíc možnost jednoduše zjistit další informace o spalování, které při běžném měření bez indikační svíčky nevyhodnocujeme. Jedním z nich je mezicyklová variabilita, zkráceně CCV z anglického překladu *Cycle to cycle variations*. Její příklad lze vidět na Obr. 29, kde jsou vyneseny průběhy tlaků ve válci pro otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$. Z obrázku je patrné,



Obr. 29 – průběh tlaku ve válci pro otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$

že rozdíl maximálních tlaků pro krajní cykly je téměř 20 barů. U zážehových motorů je obecně CCV vyšší než například u vznětových motorů. To je dáno tím, že zážehové motory pracují s homogenní směsí, která se formuje během sacího cyklu motoru. Proto je výrazně ovlivněna turbulencí a vnitřní recirkulací, ať už časováním ventilů, nebo EGR systémy.



Naopak u vznětových motorů je palivo vstřikováno vysokým tlakem ke konci kompresního cyklu, distribuce paliva je každý cyklus téměř shodná a tím pádem tyto motory mezicyklovou variabilitou téměř vůbec netrpí. Pro vyhodnocení CCV se používá koeficient variability COV_{imep} (z anglického překladu coefficient of variation). Jak již název vypovídá, určuje se z hodnoty IMEP, což je střední indikovaný tlak.

Střední indikovaný tlak je veličina používaná pro porovnání výkonnosti motoru nezávisle na jejich objemu. Dále ho můžeme rozdělit na dílčí tlaky v závislosti, odkud bereme výkon motoru. Může být buď indikovaný, efektivní, třecí nebo pumpovní.

Střední indikovaný tlak - IMEP

Tento tlak vychází přímo z výkonu vykonaného tlakem plynů ve válci motoru. Nejprve však musíme vyjít z práce během cyklu W_i . Tu můžeme spočítat dle rovnice (2), která vychází z 1. termodynamického zákona a předpokládá, že v celém objemu válce V je stejný

$$W_i = \oint p dV \quad (2)$$

tlak p .

Z práce dále pomocí rovnice (3) můžeme spočítat indikovaný výkon válce P_i , kde N jsou otáčky motoru a n_R počet otáček za jeden cyklus. U 4-taktního motoru $n_R=2$ a u 2-taktního $n_R=1$.

$$P_i = \frac{W_i \cdot N}{n_R} \quad (3)$$

Z indikovaného tlaku nyní můžeme spočítat střední indikovaný tlak motoru IMEP720, označení dle GT-SUITE, pomocí rovnice (4), kde po dosazení za indikovaný výkon vidíme přímou vazbu na vykonanou práci. Za V_d v rovnici se dosazuje zdvihový objem válce motoru.

$$IMEP720 = \frac{P_i \cdot n_R}{V_d \cdot N} = \frac{W_i \cdot N \cdot n_R}{V_d \cdot n_R \cdot N} = \frac{W_i}{V_d} = \frac{\oint p dV}{V_d} \quad (4)$$

Výsledkem z rovnice (4) je střední indikovaný tlak pro celý cyklus. Ten jde ještě rozdělit na kompresní část spolu s expanzí, tu vyjadřuje IMEP360, a na výměnu náplně válce označovanou jako PMEP (z anglického pumping mean effective pressure), vycházející ze



sacího a výfukového cyklu. Celkový střední efektivní tlak je tedy součet těchto 2 složek, jak je znázorněno v rovnici (5).

$$IMEP720 = IMEP360 + PMEP \quad (5)$$

Jednotlivé složky se dají spočítat pomocí rovnice (2), stejně jako výsledný IMEP720 s tím rozdílem, že se volí integrační mez pouze na dané části cyklu.

Střední efektivní tlak – BMEP

BMEP, dle anglického *Brake mean effective pressure*, vychází výkonu motoru, který je možné reálně využít. Většinou se proto určuje přímo z měření za pomoci rovnice (4), kde se namísto indikovaného výkonu P_i použije změřený efektivní výkon P_e . Jelikož výkon je pouze přepočítávaná veličina, dá se BMEP určit rovnou z točivého momentu motoru M_t a to z rovnice (6).

$$BMEP = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot M_t}{V_d} \quad (6)$$

Díky tomu, že se jedná o tlak nezávislý na objemu motoru, nám vychází stejné hodnoty jak pro jeden válec, tak i pro celý motor. Proto nevádí, když IMEP720 počítáme pro válec, zatímco BMEP se počítá z točivého momentu celého motoru.

Střední efektivní tlak ztrát - FMEP

Pro určení mechanických ztrát motoru se používá veličina FMEP, která vychází z anglického *Friction mean effective pressure*. V tomto parametru se skrývají ztráty třením a pohonu veškerého příslušenství motoru, nutného k jeho chodu. Nezahrnuje se zde ztracená práce při výměně náplně válce PMEP, jelikož s tou se počítá v IMEP720. I když ne vždy je tato práce ztracená, ale u takto malých nepřepřehovaných motorů ano. Tuto veličinu je možné získat pomocí dvou způsobů. Prvním způsobem je protáčení motoru elektrickým dynamometrem a následně jej z naměřeného točivého momentu spočítat pomocí rovnice (6). Pomocí této metody lze třecí ztráty jednoduše zjistit, ale není moc přesný. Důvodem je absence vysokého tlaku ve válci během spalování a tím pádem jiné zatížení ložisek. Druhý způsob je změřit točivý moment motoru za běhu motoru, spočítat BMEP, získat IMEP720 a za pomoci rovnice (7) spočítat výsledný FMEP.



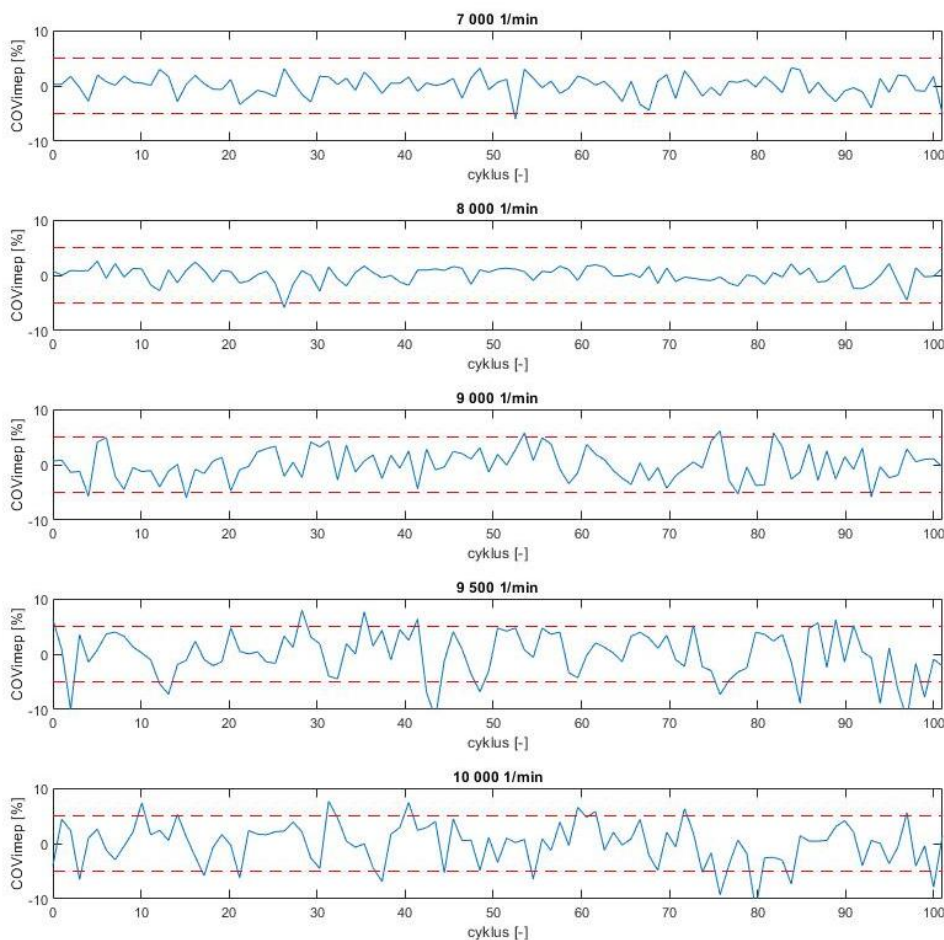
$$FMEP = IMEP720 - BMEP \quad (7)$$

Koeficient variability - COV_{imep}

Jak již bylo zmíněno v této kapitole, koeficient variability slouží pro vyhodnocení mezicyklové variability a posouzení chodu motoru. Můžeme ho spočítat za pomoci rovnice (8) a prakticky se jedná o rozdíl konkrétního cyklu od průměrného v procentech.

$$COV_{imep} = \frac{IMEP720_i - \overline{IMEP720}}{\overline{IMEP720}} \cdot 100 \quad (8)$$

Dle literatury [14], vydané roku 1988, je chod motoru považován za bezproblémový až do $COV_{imep} = 10\%$. U druhého vydání stejné knihy z roku 2018 [15], je tato mez udávána pouze do 5%. Jak je možno vidět na Obr. 30, v otáčkách od 7 000 min⁻¹ do 9 000 min⁻¹ je rozptyl COV_{imep} na hranici 5%, oproti tomu u vyšších otáček je tento koeficient až na hranici

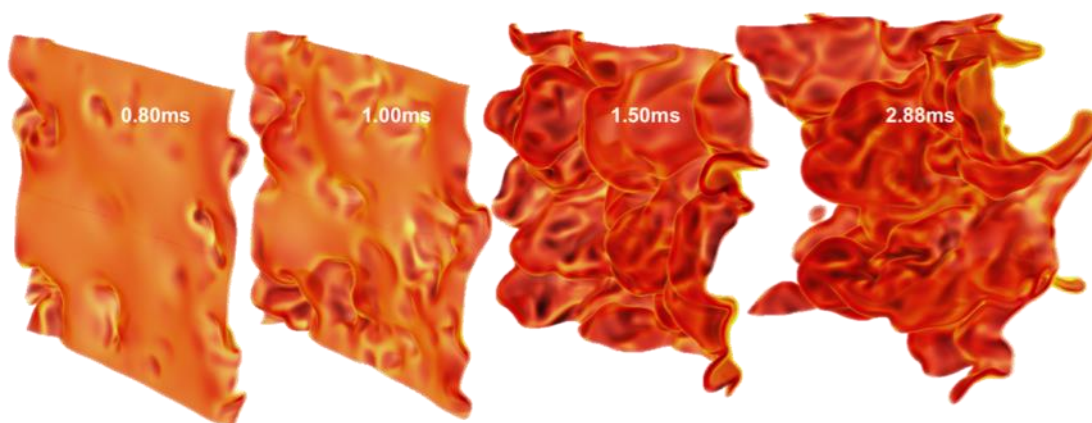


Obr. 30 – COV_{imep} měřeného motoru pro všechny otáčky



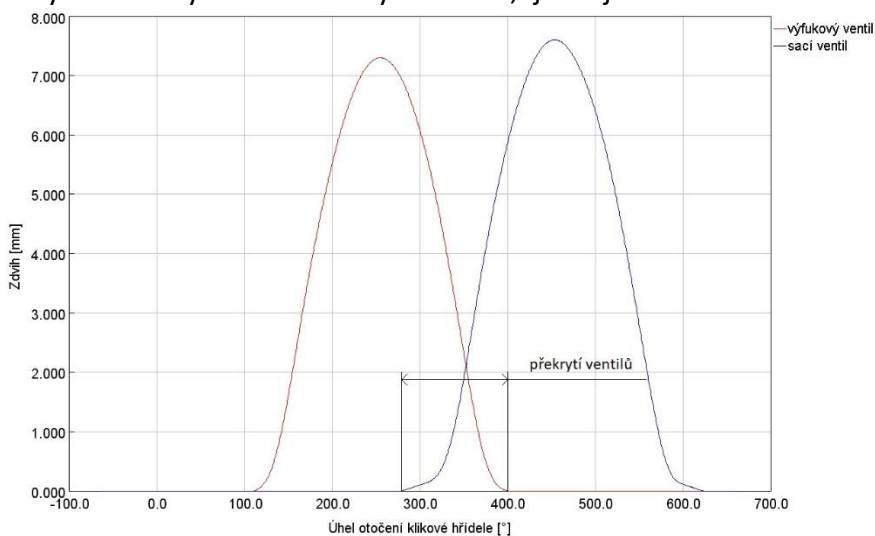
10 %. Tím se dle literatury [14] ve všech otáčkách pohybujeme v oblasti bezproblémového chodu, zatímco dle nové literatury [15] jsme ve vyšších otáčkách za touto hranicí a může docházet k vynechávání zápalů a neúplnému dohořívání paliva. Tím pádem bychom přicházeli o část paliva, eventuálně o bodový zisk v disciplíně *Efficiency*. Vysoká hodnota COV_{imep} je dána hlavně vysokou turbulencí během sání a vnitřní recirkulací plynů způsobenou velkým překrytím otevření sacího a výfukového ventilu (stříhem ventilů).

Velká turbulence je u vysokootáčkových motorů důležitá z hlediska rychlosti hoření směsi. Jelikož ve vysokých otáčkách trvá oběh motoru velmi krátký čas, je nutné, aby rychlost hoření byla dostatečně vysoká pro shoření celé směsi. Tomu se dopomáhá hlavně vysokým kompresním poměrem a velkou turbulencí směsi. Turbulence nezvýší rychlost plamene, ale jeho zviřením zvětší jeho aktivní plochu, a to má za následek zvýšení rychlosti hoření. [15]



Obr. 31 – zvýšení rychlosti hoření zvětšením aktivní plochy plamene pomocí turbulence [16]

Překrytí sacího a výfukového ventilu je termín, kterým se označuje doba, během které jsou otevřeny sací a výfukové ventily zároveň, jako je to zobrazeno na Obr. 32. Ve



Obr. 32 – zdvih ventilů s vyznačeným překrytím

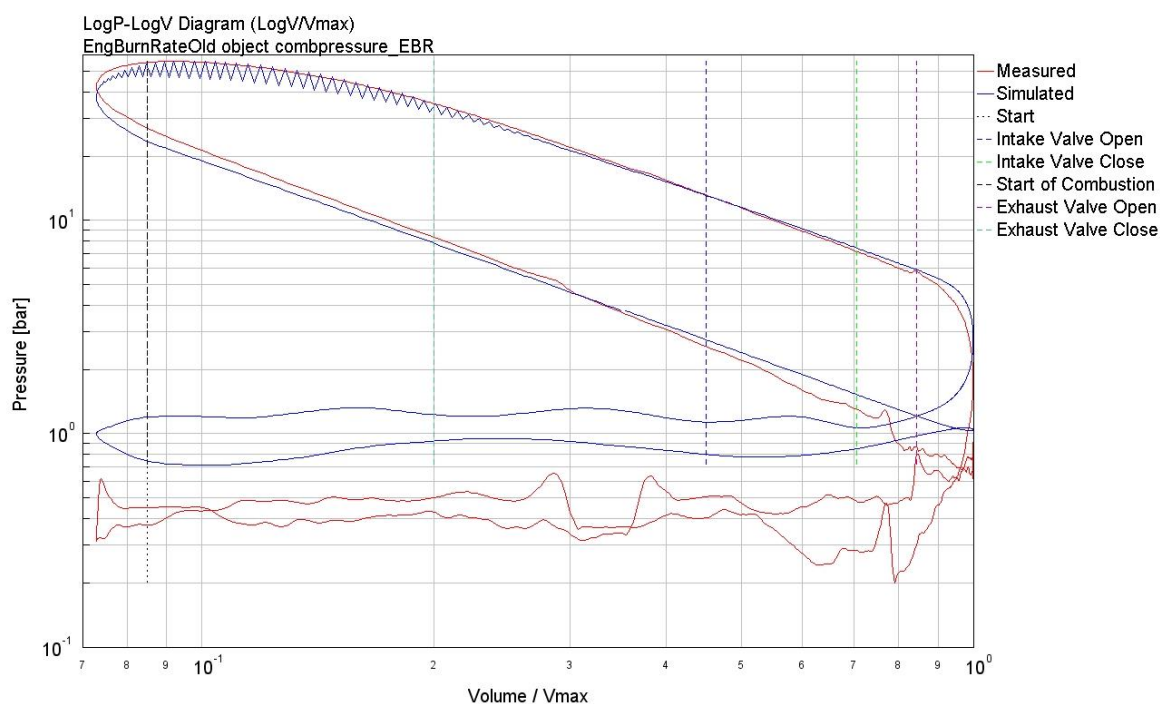


spalovacích motorech pro osobní automobily se hodnoty překrytí ventilů pohybují od 0° do 60°. U našeho motoru je tato hodnota okolo 120°. Takto vysoké hodnoty se používají opět u vysokootáčkových, sportovně laděných motorů, kde se kladou vyšší nároky na výkon než na spotřebu paliva. Důvod takto vysoké hodnoty je zvýšení objemové účinnosti η_v , která je definována rovnicí (9), kde \dot{m}_{int} značí průtok sacím ventilem, ρ_{vz} vyjadřuje hustotu vzduchu a V_d zdvihový objem motoru. Porovnává tedy skutečný objem nasáté směsi vůči zdvihovému objemu válce. U běžných atmosférických spalovacích motorů se tato účinnost pohybuje v okolí 0,9, zatímco sportovní atmosférické motory dosahují objemové účinnosti až 1,25. To je z části dosaženo právě velkým překrytím ventilů, které dovoluje lepší vypláchnutí válce čerstvou směsí.

$$\eta_v = \frac{\oint \dot{m}_{int} dt}{\rho_{vz} \cdot V_d} \cdot 100 \quad (9)$$

6.3 Odladění modelu TPA

Po přípravě modelu a první analýze se ukázalo několik nedostatků, kvůli kterým analýza nefungovala správně. Výsledek tohoto výpočtu je na Obr. 33, který znázorňuje p-V diagram v logaritmických stupnicích, kde objem V na ose X je vztažen k maximálnímu objemu spalovacího prostoru V_{max} . Z tohoto prvního výsledku je patrné, že model nepracoval správně v několika ohledech. Prvním největším problémem bylo rozkmitání



Obr. 33 – p-V diagram v logaritmických souřadnicích pro první výpočet

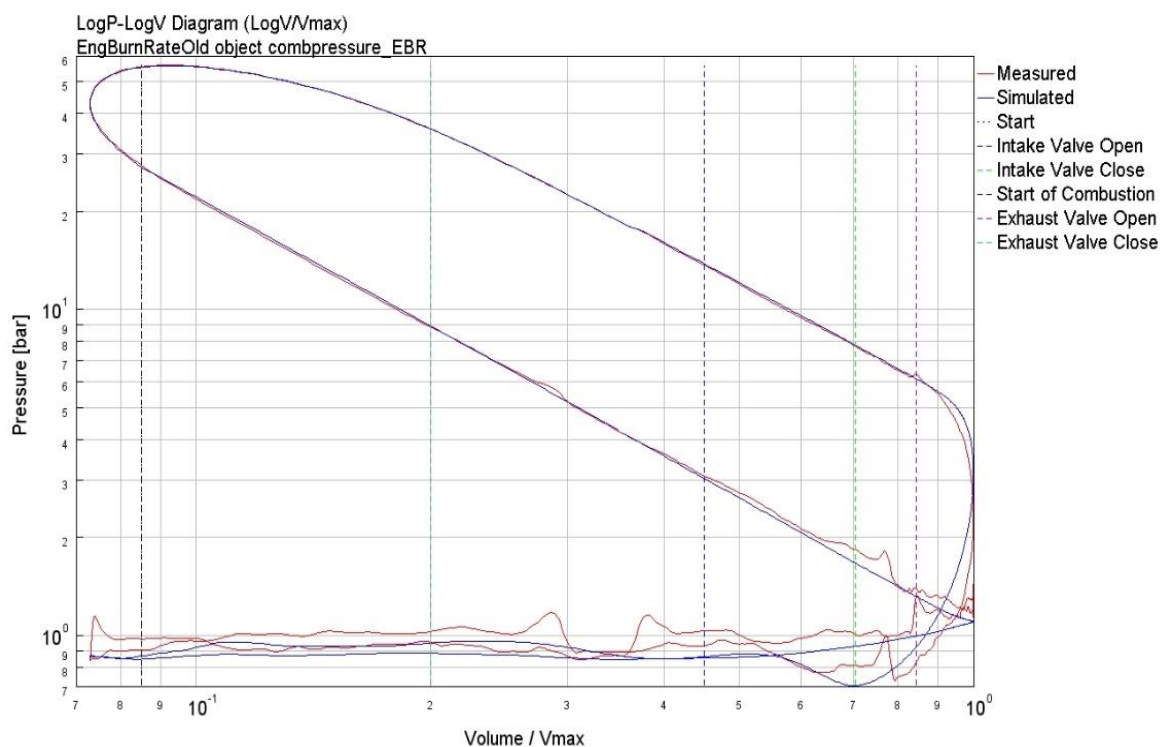


hoření po celém jeho průběhu. Druhým problémem bylo odsazení tlaku během výměny náplně válce a třetím byla odchylka kompresní čáry mezi naměřenými a simulovanými daty. Každá tato chyba však měla svou příčinu.

První dva problémy, rozkmitání při hoření a posunutí absolutního tlaku, byly pouze v zapomenutí přepsání několika údajů, se kterými počítal původní model.

To ovšem neodstranilo problém s rozdílnými směrnici kompresních čar. Výsledkem simulace navíc byla bohatší směs oproti experimentu, a protože průtok paliva byl změřený, problém musel být v průtoku vzduchu. Jeho zadání je podle manuálu pro GT-SUITE doporučeno a program bez něj dokáže počítat, ale zde nám kvůli tomu vznikala chyba v simulaci. Proto jsem průtok vzduchu \dot{m}_{vz} dopočítal dle rovnice (10), kde \dot{m}_{pal} je průtok paliva, λ je součinitel přebytku vzduchu a hodnota 14,15 vyjadřuje stechiometrickou směs vzduchu s naším palivem. Po doplnění této hodnoty se kompresní čáry téměř sjednotily a výsledný p-V diagram v logaritmickém měřítku pro 7 000 min⁻¹ je zobrazen na Obr. 34.

$$\dot{m}_{vz} = \frac{\dot{m}_{pal}}{\lambda} \cdot 14,15 \quad (10)$$



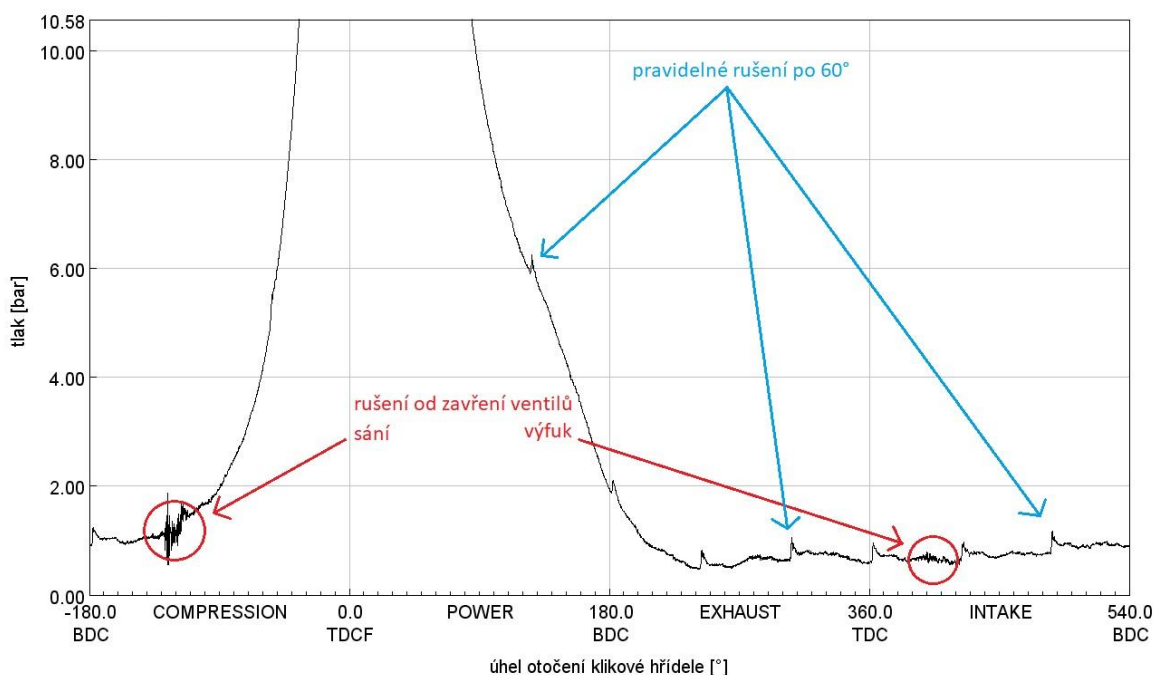
Obr. 34 - p-V diagram v logaritmických souřadnicích po prvních úpravách



Dále jsem se zaměřil na filtrování dat, aby výsledný model hoření nebyl ovlivněný šumem ze snímačů a zároveň, aby byly podchyceny všechny důležité děje. GT-SUITE nabízí několik typů filtrů jak pro tlak ve válci, tak v sání a výfuku.

6.3.1 Filtrování tlaku ve válci

V průběhu tlaku ve válci se podle očekávání objevuje rozkmitání snímače v místě zavření ventilů, a to hlavně sacího, jak lze vidět na Obr. 35. Dále se objevuje lehký šum v celém jeho průběhu, což se také dá očekávat. Neobvykle se však v průběhu objevuje pravidelné rušení po cca 60° natočení klikové hřídele. Tento jev lze vidět na Obr. 35 a je stejný ve všech změřených otáčkách motoru. Tím se vylučuje externí rušení například ze sítě elektrického napětí. Zároveň se tyto skoky objevují pouze u tlaku ve válci, z čehož usuzuji, že rušení vzniklo někde v kabeláži mezi snímačem a měřicí ústřednou, kde kabel procházel v blízkosti kabeláže od alternátoru motoru. Ten generuje třífázový elektrický proud, což by danému rušení odpovídalo. Bohužel z pořízených fotografií jsem toto místo nikde neviděl, a proto by tuto teorii bylo dobré při dalším měření ověřit.

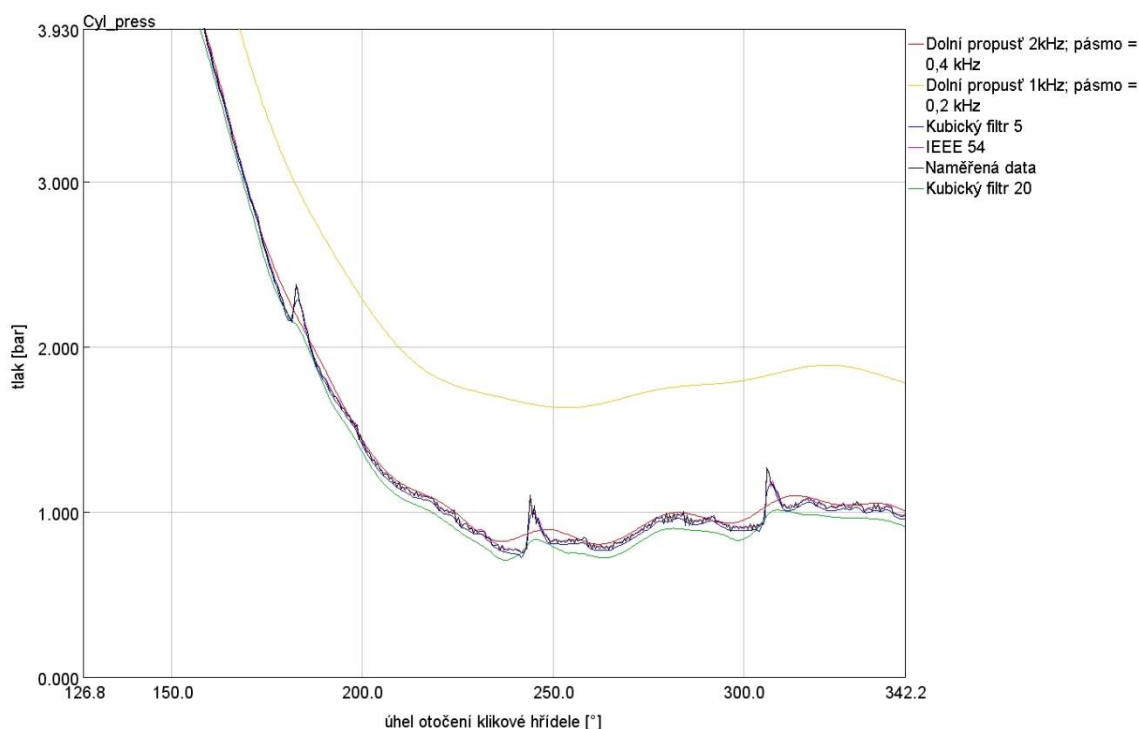


Obr. 35 – Zprůměrovaný průběh tlaku ve válci pro 7 000 min⁻¹

Pro úpravu tlaku ve válci má GT-SUITE k dispozici 3 typy filtrů. První z nich je tzv. IEEE filtr, a to buď IEEE 10, 24, nebo 54. Ten funguje jako filtr typu dolní propust s tím rozdílem, že hranice propusti se bere 10, 24, nebo 54 harmonická řada. Pro nejvyšší vyhlazení by měl sloužit IEEE 54, který je znázorněn na Obr. 36, a na něm jde vidět, že tento filtr prakticky vůbec nefungoval.

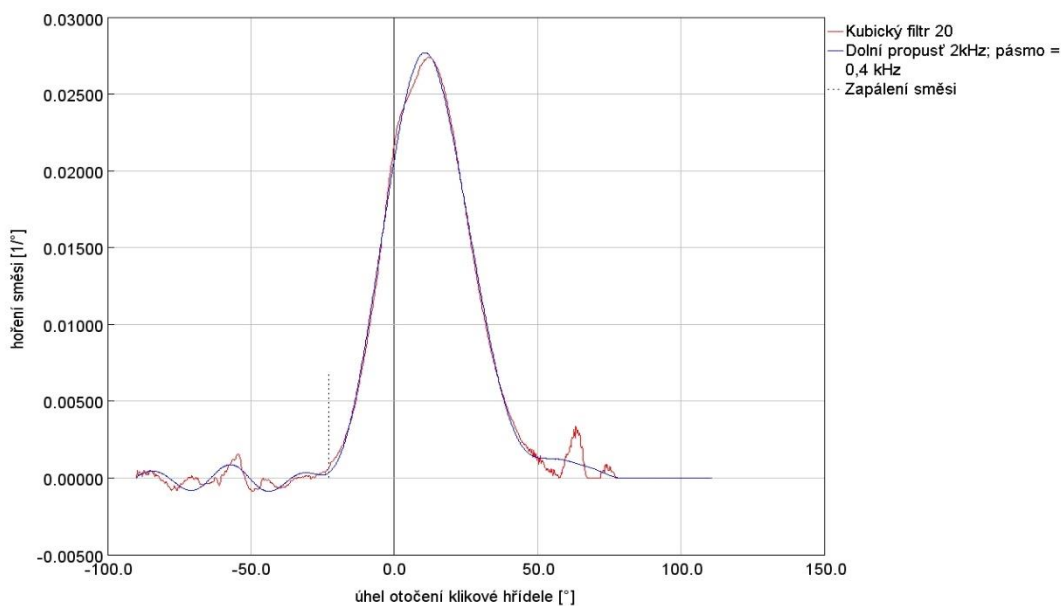


Jako další varianta je použití polynomického filtru s kubickou funkcí. Ten nahrazuje průběh tlaku funkcí třetího stupně a zadáním jeho velikosti se určuje, kolik dat v procentech bude touto funkcí prokládat. Minimální počet pro vytvoření funkce jsou 4 body a maximální hodnota, přes kterou proloží funkci, je 20 % změřených bodů. Pro tuto maximální hodnotu se filtr zdál být dostatečný pro vyhlazení křivky tlaku, jak je vidět na Obr. 36, a proto jsem se ho rozhodl použít pro analýzu. Později se však ukázalo, že špičky po 60° natočení klikové hřídele nefiltruje dostatečně a kvůli tomu vznikalo na konci průběhu hoření další hoření směsi, což nemá reálný důvod. Tento jev je znázorněn na Obr. 37, kde průběh hoření pro daný filtr je znázorněn červeně.



Obr. 36 – Porovnání filtrování dat tlaku ve válci pro $7\,000\text{ min}^{-1}$

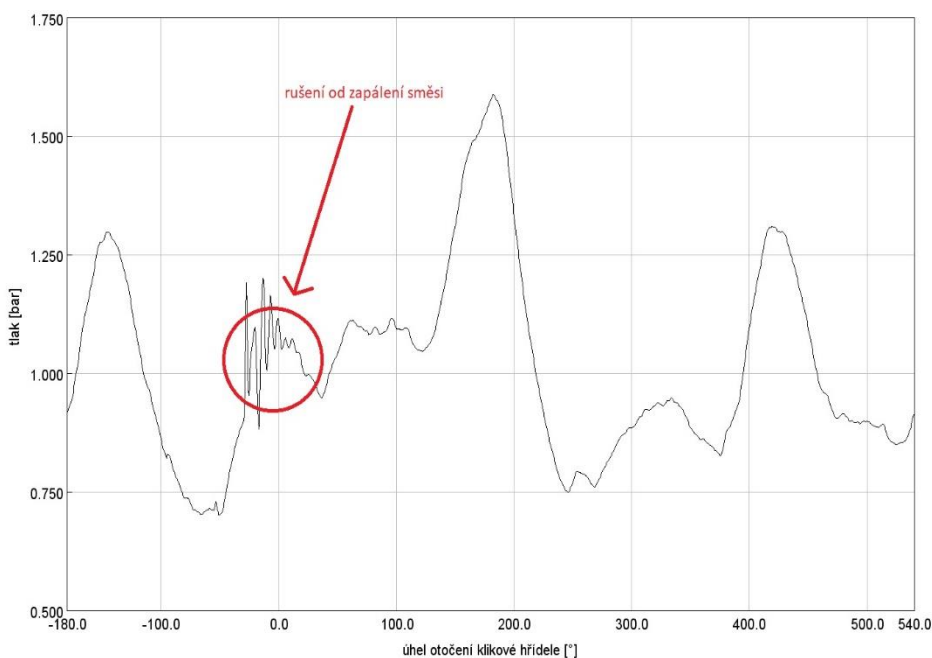
Poslední nabízený filtr je typu dolní propust'. Ten se chová jako klasický filtr s dolní propustí, kde se nastavuje hraniční frekvence a přechodové pásmo. Čím nižší je hraniční frekvence, tím vyšší je úroveň vyhlazení. Při zvolení příliš nízké frekvence (1kHz) se křivka sice vyhladila, ale zároveň se celý průběh tlaku posunul do vyšších hodnot, jak je znázorněno na Obr. 36. Nakonec se jako nejlepší varianta ukázala frekvenční hranice 2kHz s pásmem přechodu 0,4kHz. Tento filtr zároveň srovnal špičky na konci průběhu hoření, i když ne úplně, jak je vidět na Obr. 37.



Obr. 37 – porovnání průběhu hoření pro různé filtry a otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$

6.3.2 Filtrování okrajových tlaků v sání a výfuku

V průběhu okrajových tlaků v sání a výfuku, se neobjevilo žádné podobné rušení, jako v případě tlaku ve válci. V obou průbězích se objevilo pouze rušení při zapálení směsi ve válci a drobný šum v celém průběhu, jak je vidět u průběhu tlaku ve výfuku na Obr. 38. Pro filtrování okrajových tlaků nabízí GT-SUITE podobné možnosti, jako u filtrace tlaku ve válci. První z možností je použití filtru typu IEEE, který ale stejně jako u tlaku ve válci prakticky

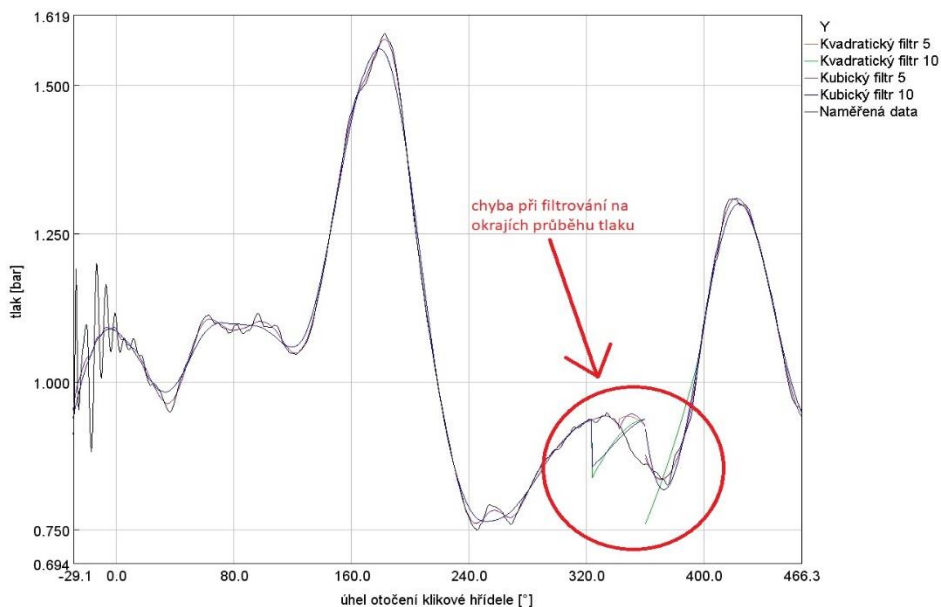


Obr. 38 – zprůměrovaný průběh tlaku ve výfuku pro $7\,000\text{ min}^{-1}$

vůbec nefiltroval. Dále při použití filtru fungující nahrazením polynomem je možnost použít lineární funkci kvadratickou, anebo kubickou. Zkoušel jsem použít filtrování pomocí

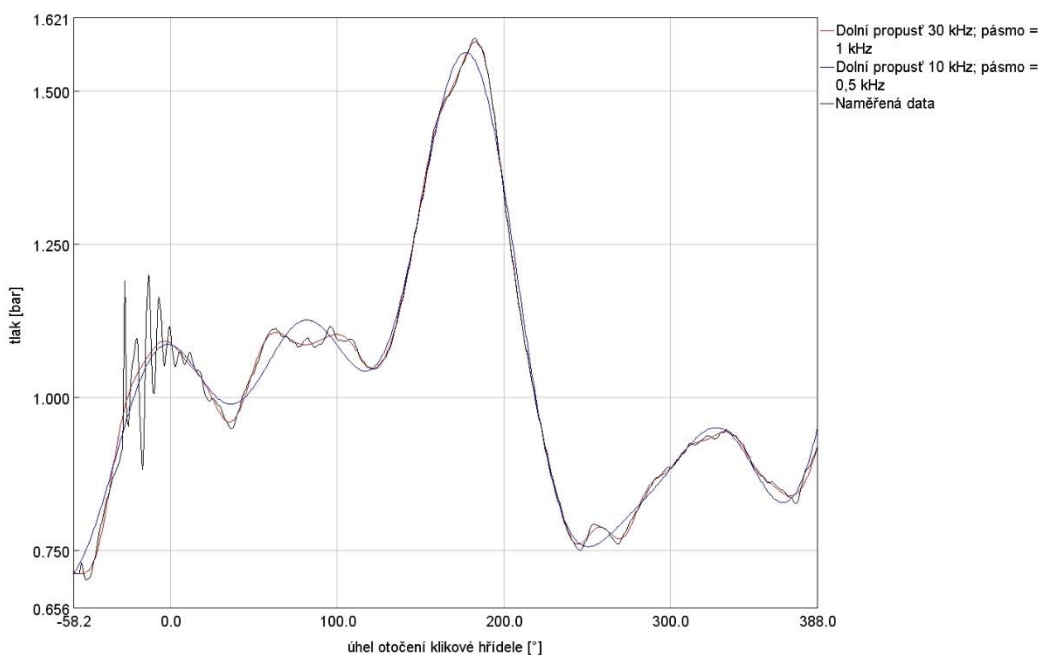


kvadratické a kubické funkce, kde obě varianty při správné volbě parametru proložení fungovaly dobře, až na koncové body křivek. V těch nedokázaly správně proložit naměřený tlak, a navíc se počáteční a konečný tlak neshodoval. Tento jev je zobrazen na Obr. 39.



Obr. 39 – použití polynomických filtrů pro průběh tlaku ve výfuku, 7 000 min⁻¹

Nejlepší variantou se ukázalo, stejně jako u průběhu tlaku ve válci, filtrování pomocí dolní propustě. Díky dynamičtějším dějům v sacím a výfukovém potrubí se hraniční frekvence výrazně lišila oproti frekvenci použité pro tlak ve válci. Při použití hraniční frekvence v oblasti 10kHz docházelo k odstranění některých kmitů, jak lze vidět na Obr. 40. Nejvhodnější variantou se ukázala hraniční frekvence 30kHz s pásmem přechodu 1kHz.



Obr. 40 – použití filtru typu dolní propustě pro průběh tlaku ve výfuku, 7 000 min⁻¹



6.4 Optimalizace modelu hoření

Kalibrace modelu hoření se provádí upravováním několika parametrů, od kterých se hoření nejvíce odvíjí, dokud není simulovaný tlak ve válci shodný s naměřeným při malé odchylce koeficientu výhřevnosti paliva. Těmi hlavními parametry jsou kompresní poměr motoru a přestupy tepla ve spalovacím prostoru. Dále analýza závisí na přesnosti synchronizace snímače natočení klikové hřídele s její reálnou polohou, kde i malá změna dokáže poměrně značně změnit výsledky. Proto je v GT-SUITE možnost posouvání průběhu tlaku vzhledem k natočení hřídele. Každý z těchto parametrů má jiný vliv na tvar p-V diagramu v logaritmickém měřítku, což je popsáno v manuálu [5]. Podle této literatury je možnost manuálně měnit jednotlivé parametry a snažit se sjednotit průběhy naměřeného a simulovaného oběhu. Dále je možnost použít vestavěný optimalizátor, jenž tuto práci dokáže urychlit.

6.4.1 Optimalizátory v GT-SUITE

Optimalizátorů je v programu GT-SUITE několik. Mimo nich je software vybaven tzv. DOE, z anglického *Design of Experiment*. Tento modul umožňuje provést studii na jednom, či více parametrech, ale neřídí se žádným optimalizačním algoritmem. Pouze se mu nastaví konkrétní parametry, meze a citlivosti, s jakými má studii provést. On podle toho spočítá tolik experimentů, kolik odpovídá rozsahu každého parametru a jejich vzájemné kombinaci. Proto se hodí například na jednodušší situace o málo neznámých, kde chceme zjistit citlivost na dané parametry.

Toto ale není náš případ, kde jde o nalezení přesně jedné kombinace více parametrů, která odpovídá měřenému motoru. Pro tuto variantu existují optimalizátory, které se postupným měněním vstupních parametrů a vyhodnocováním výstupních parametrů snaží dostat k požadované hodnotě. Optimalizátory v GT-SUITE můžeme rozdělit podle 2 možností.

První z nich je dělení na hledání lokálního, nebo globálního optima. Optimalizátory určené pro hledání lokálního optima jsou hodně závislé na počátečních podmínkách zadané uživatelem. Většinou využívají hledání pomocí největšího gradientu, a proto mají sklon konvergovat k lokálnímu optimu v blízkosti počátečních podmínek.

Optimalizátory určené pro vyhledávání globálních optim jsou založeny na stochastických metodách, a tak dokážou lépe prozkoumat celý zkoumaný prostor. Nicméně, i přes to není zaručeno přesné nalezení globálního optima. Pro jeho exaktní určení je nutné provést



prohledání celého zkušebního prostoru s vysokým rozlišením, což není moc praktické pro problémy, které mají více na sobě nezávislých parametrů.

Druhé rozdělení je z hlediska počtu optimalizovaných parametrů, kde je možnost optimalizovat pouze jeden, anebo více parametrů. Optimalizace jednoho parametru je relativně jednoduchá a systém pracuje pouze s minimalizací nebo naopak maximalizací jedné funkce. U optimalizace více parametrů je nutné pracovat s kombinacemi hledání minima a maxima různých funkcí. Nakonec můžeme ještě tuto optimalizaci rozdělit na 2 kategorie, kde první počítá pomocí váženého průměru a druhá je dle Pareta.

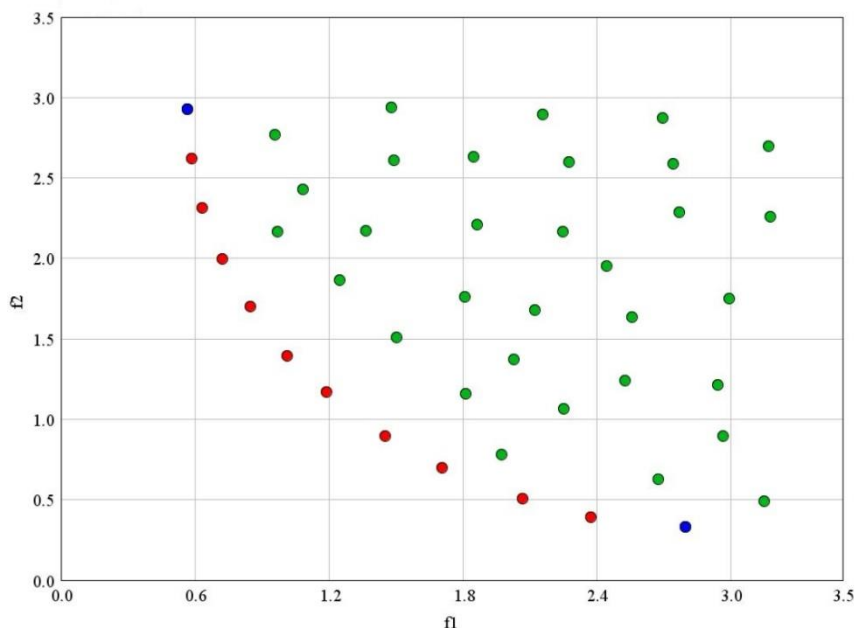
Hledání optima za pomoci váženého průměru funguje na principu složení všech parametrů do jedné funkce a následné minimalizace, či maximalizace této výsledné funkce. Jako příklad můžeme zvolit maximalizaci parametru y_1 a minimalizaci parametru y_2 . Pro optimalizaci můžeme zvolit maximalizaci funkce f , jejíž výpočet je popsán rovnicí (11), kde parametry s indexem „r“ udávají základní hodnotu parametru. Výsledkem této analýzy

$$f = \frac{y_1}{y_{1r}} - \frac{y_2}{y_{2r}} \quad (11)$$

dostaneme výslednou hodnotu společné funkce pro všechny optimalizované parametry. Jelikož je ale naprostá většina optimalizačních úkolů založena na kompromisu mezi několika závislými parametry, touto metodou se k vyhodnocovateli tyto informace nedostanou.



Naopak u optimalizace dle Pareta je výsledek řešení zobrazen grafem, na němž lze pozorovat závislost mezi jednotlivými parametry. Řešení pomocí této metody můžeme vidět na Obr. 41, kde je závislost mezi výslednými parametry f_1 a f_2 a zároveň bylo



Obr. 41 – závislost dvou výsledných parametrů podle optimalizace dle Pareta ^[17]

požadováno jejich minimalizování. Modrými body je vyznačeno absolutní minimum obou parametrů, ale jak je vidět pomocí červených bodů, není možné se dostat do nižších hodnot, aniž bychom nezvýšili hodnoty u druhého parametru. Tento princip popsal italský matematik a ekonom Vilfredo Pareto, podle nějž je optimalizace pojmenována. Červené body spolu s modrými, které opisují okrajovou závislost obou funkcí se nazývají Paretovy body. [17]

6.4.2 Volba a nastavení optimalizátoru

Jelikož je v programu GT-SUITE hned několik optimalizačních metod, pro mou aplikaci jsem na doporučení svého vedoucího Ing. Víta Dolečka, Ph.D. použil typ *Genetic Algorithm*. Ten je podle uživatelského manuálu [17] doporučen pro optimalizační úlohy o střední nebo vysoké komplexnosti, a má některou z těchto vlastností.

- 4 a více proměnných
- mnoho lokálních optim
- jedno, nebo více omezení



Z předchozích dělení tato metoda patří do optimalizátorů globálních optim s optimalizací více parametrů při určení dle Pareta. Dle informací z manuálu [17] je navíc inteligentnější a stabilnější oproti ostatním nabízeným metodám, ovšem za cenu většího množství výpočtů. Pro nastavení je nutné zvolit 2 základní parametry. Prvním z nich je velikost populace a druhým je počet generací. Velikost populace se volí na základě počtu a typu proměnných veličin. Ty mohou být buď nezávislé na jednotlivých Casech modelu, tudíž pro každý Case je možné použít jinou hodnotu, nebo naopak společné pro všechny Casy. Výsledná velikost populace se určuje z Tab. 3, kde n se spočítá podle rovnice (12).

n	3	4	5	6	7	8	9+
velikost populace	10	16	20	26	30	40	50

Tab. 3 – volba velikosti populace pro metodu Generic Algorithm

$$n = (\text{počet nezávislých parametrů}) \cdot (\text{počet Casů}) + (\text{počet společných parametrů}) \quad (12)$$

Počtem iterací se volí výsledný počet spočítaných variant, který je výsledkem vynásobení velikosti populace s počtem iterací, které jsou v základním nastavení 10. Jelikož tato optimalizace nekončí, jakmile dosáhne konkrétního výsledku, ale po spočítání zadaného množství variant, je možné při volbě malého počtu iterací výpočet prodloužit.

Optimalizované proměnné parametry jsem volil následující:

- chyba synchronizace snímače natočení klikové hřídele
- koeficient přestupu tepla do stěn pro výpočet pomocí Woschni
- kompresní poměr
- časování sací vačkové hřídele
- časování výfukové vačkové hřídele

První 3 parametry vychází z doporučení manuálu pro TPA [5], pomocí kterých se kalibruje průběh tlaku a hoření ve spalovacím prostoru. Pro optimalizace časování rozvodů jsem se rozhodl z důvodu použití našich vlastních vačkových hřídelí. Ty jsou vyráběny



přebroušením původních profilů a je zde tedy vyšší šance na chybné časování. Zároveň na sací vačkové hřídeli dokážeme manuálně nastavovat její časování, proto není daná přesná poloha. Nastavení této hřídele se měří velikostí vůle mezi sacím ventilem a pístem v horní úvrati. Všechny parametry jsou neměnné v závislosti na měřených režimech motoru, a proto jsou shodné pro všechny Casy.

Počáteční hodnoty modelu jsou uvedeny v Tab. 4.

chyba synchronizace	0°
koeficient přestupu tepla	1,2
kompresní poměr	13,7
časování sací vačkové hřídele	286°
časování výfukové vačkové hřídele	400°

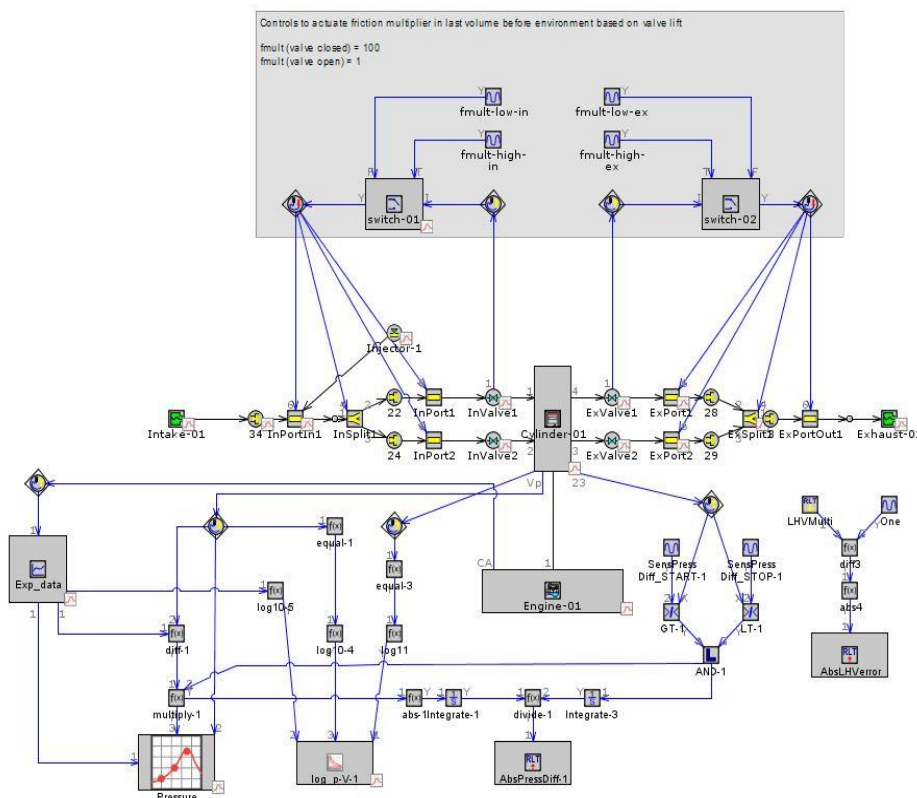
Tab. 4 – počáteční hodnoty modelu pro optimalizaci

Pro vyhodnocování jsem volil 2 parametry, z nichž každý pro jednotlivou variantu vyhodnocoval průměrnou hodnotu ze všech Casů a maximální hodnotu. Tím pádem musel optimalizátor vyhodnocovat 4 hodnoty.

První vyhodnocovací parametr byl koeficient výhřevnosti paliva, pomocí kterého se výhřevnost upravuje tak, aby výsledná křivka tlaku byla shodná s naměřenou.



Druhým parametrem byl podíl integrálů naměřeného a spočítaného průběhu tlaku, a to pouze ve vysokotlaké části. Pro tento účel mi vedoucí práce Ing. Vít Doleček, Ph.D. poskytl model, ve kterém se tento podíl počítal a mohl jsem ho použít pro svůj model. Výsledný model s implementovaným modulem pro výpočet podílu tlaků je na Obr. 42.



Obr. 42 – model připravený pro optimalizaci s výpočtem podílu tlaku

Tímto byl model připravený na optimalizaci. Při jejím prvním spuštění jsem si našel oblasti, kam dané parametry konvergují a při dalších pokusech jsem podle toho upravoval jejich limity. V manuálu zároveň při použití optimalizátoru Generic Algorithm doporučují, udělat pro jednu variantu více pokusů s pozměněnými parametry samotného řešiče. Tyto možnosti jsou zobrazeny na Obr. 43 a jejich rozmezí nastavení je popsáno v nápovědě samotného programu.

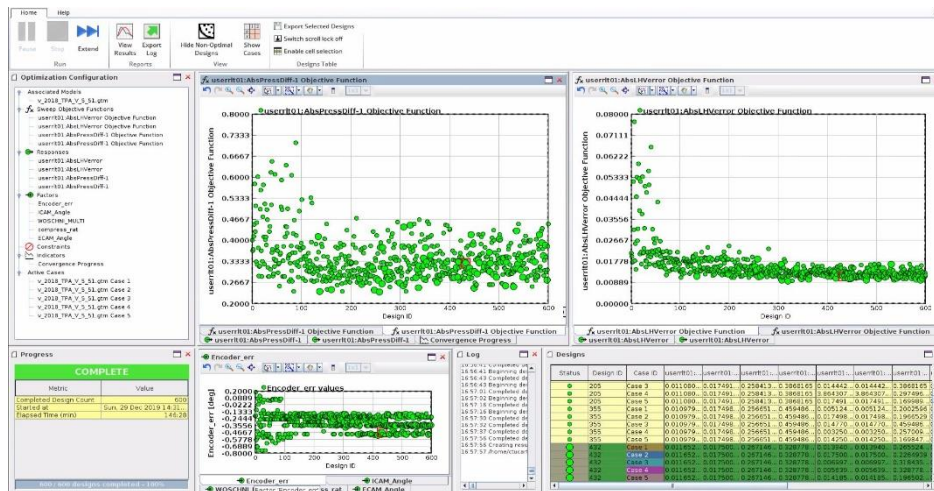


✓ Main	✓ Factors	✓ Responses	✓ Constraints
Attribute	Unit	Object Value	
<input type="radio"/> OFF			
<input checked="" type="radio"/> Integrated Design Optimizer			
<input type="radio"/> Simple Optimizer			
Number of Objectives			
<input type="radio"/> Single Objective			
<input checked="" type="radio"/> Multi-Objective (Pareto)			
Case Handling			
<input type="radio"/> Optimize Each Case Independently			
<input checked="" type="radio"/> Case Sweep and Cross-Case Studies			
Search Algorithm			
Search Algorithm		Genetic Algorithm	
Population Size		20	
Number of Generations		30	
Show Genetic Algorithm Settings		<input checked="" type="checkbox"/>	
Crossover Rate		def (=1) ...	
Crossover Rate Distribution Index		def (=15) ...	
Mutation Rate		def (=calculated) ...	
Mutation Rate Distribution Index		def (=20) ...	
Random Seed		def (=random) ...	
Integrated Design Optimizer Options			
Optimization Restart File		ign ...	
Faster Runtime (Local Runs Only)		<input checked="" type="checkbox"/>	
Maximum Number of Parallel Designs		4	
Timeout Duration (minutes)		600	
Save Design Files?		<input type="checkbox"/>	
Automatic Data Suppression (Recommended)		<input checked="" type="checkbox"/>	

Obr. 43 – rozšířené možnosti optimalizátoru

6.4.3 Výsledky optimalizace

Jak jsem zmínil v předcházející kapitole, pomocí této metody nedostaneme žádný přesný výsledek, ale výsledkem je několik grafů s hodnotami vyhodnocovacích parametrů při každé iteraci a jejich závislost na proměnných parametrech. Zobrazení je znázorněno na Obr. 44. Z těchto spočítaných hodnot je už na uživateli, jaké varianty si vybere a použije pro



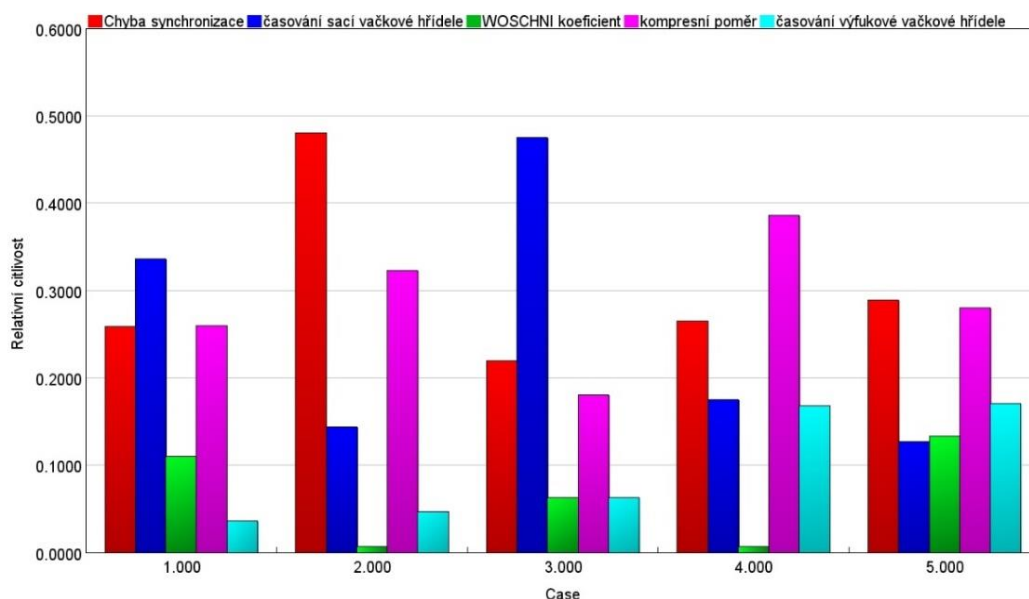
Obr. 44 – uživatelské prostředí optimalizátoru

další práci. Můj postup byl takový, že jsem pro každý vyhodnocovací parametr vybral několik nejlepších variant, které jsem následně mezi sebou porovnal a našel průniky jednotlivých variant ve všech parametrech. Pokud se stalo, že jsem nenašel žádnou variantu, která by se vyskytovala ve všech parametrech, hledal jsem tu s nejvíce průniky a následně kontroloval, jakou hodnotu dosahuje u posledního vyhodnocovacího parametru.

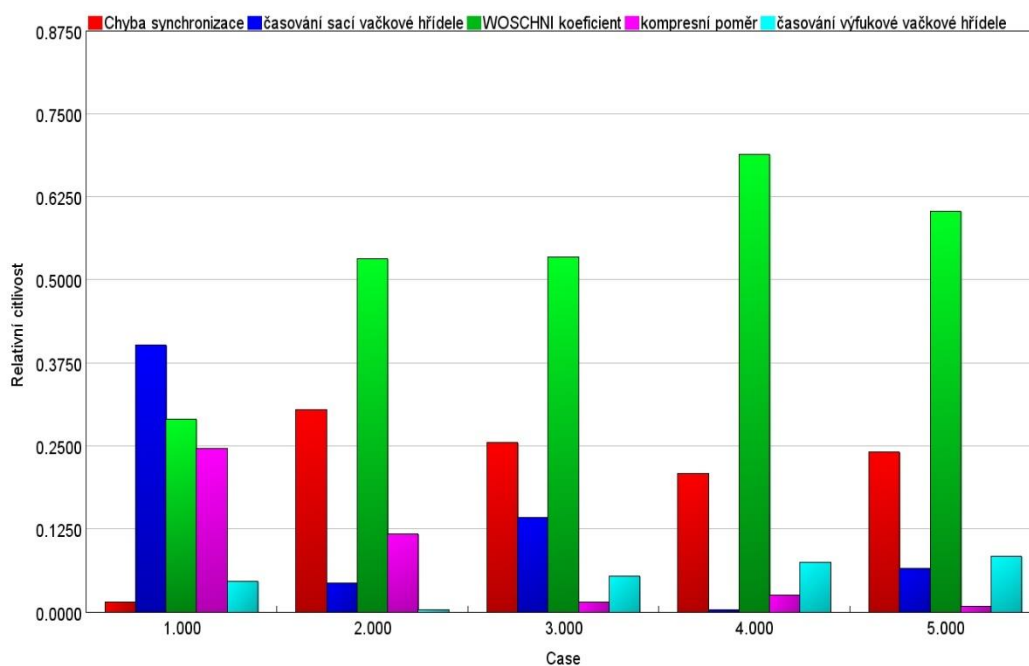


Tím jsem získal 3 nejlepší varianty, jejichž výsledky jsem si vyexportoval a následně ověřil při klasickém výpočtu.

Z výsledků jde zároveň zjistit citlivost vyhodnocovacích parametrů na jednotlivých proměnných parametrech. K tomu GT-OPTIMIZER, grafické prostředí pro optimalizaci od společnosti GAMMA TECHNOLOGIES, na konci vygeneruje grafy zobrazující tuto citlivost pro všechny Casy a proměnné. Toto zobrazení jde vidět na Obr. 45, kde je citlivost pro podíl tlaků a Obr. 46, kde je naopak závislost pro koeficient výhřevnosti paliva.



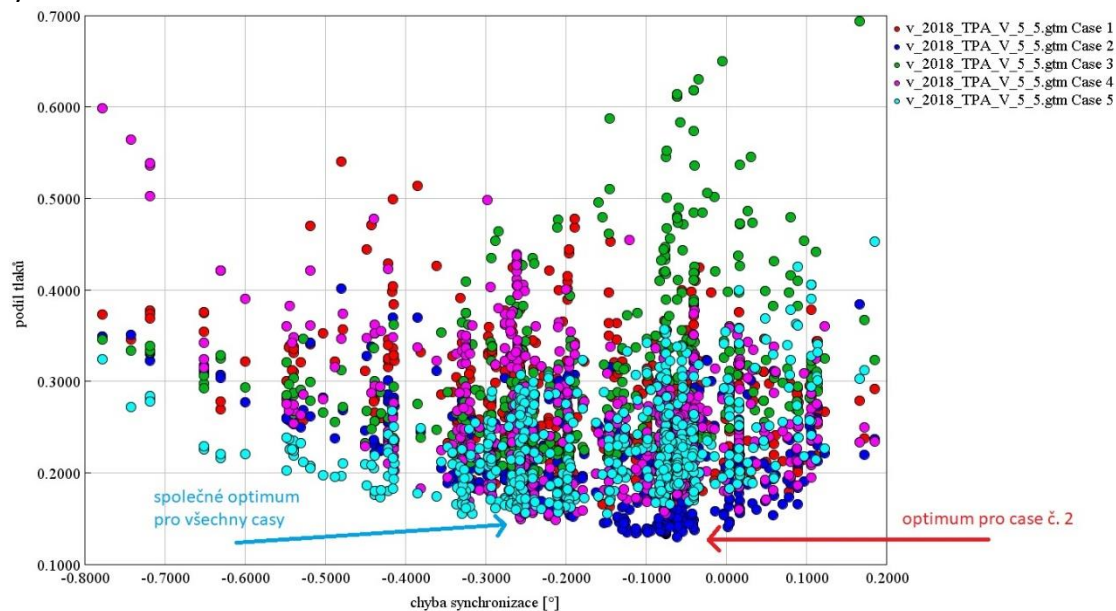
Obr. 45 – citlivost podílu tlaků na jednotlivých proměnných



Obr. 46 – citlivost koeficientu výhřevnosti paliva na jednotlivých proměnných

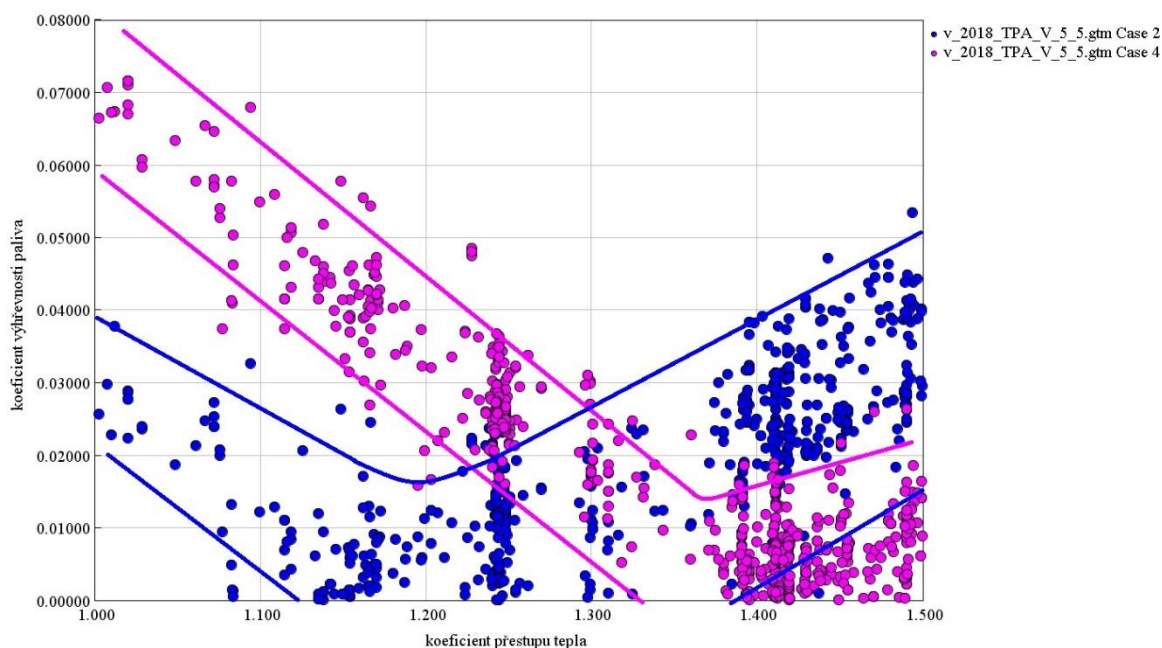


Z výsledků je patrné, že na každý vyhodnocovací parametr měla každá proměnná jiný vliv. Na oba vyhodnocovací parametry měla velký vliv přesnost synchronizace natočení klikové hřídele. Pokud si vyneseme graf její závislosti na podílu tlaků, na který měla větší vliv, je patrné jasné optimum pro Case č. 2, viz Obr. 47. Nicméně tento bod optima neodpovídá optimům pro ostatní Casy, které je posunuté lehce do větší chyby a je také vyznačeno.



Obr. 47 – Závislost podílu tlaků na chybě synchronizace

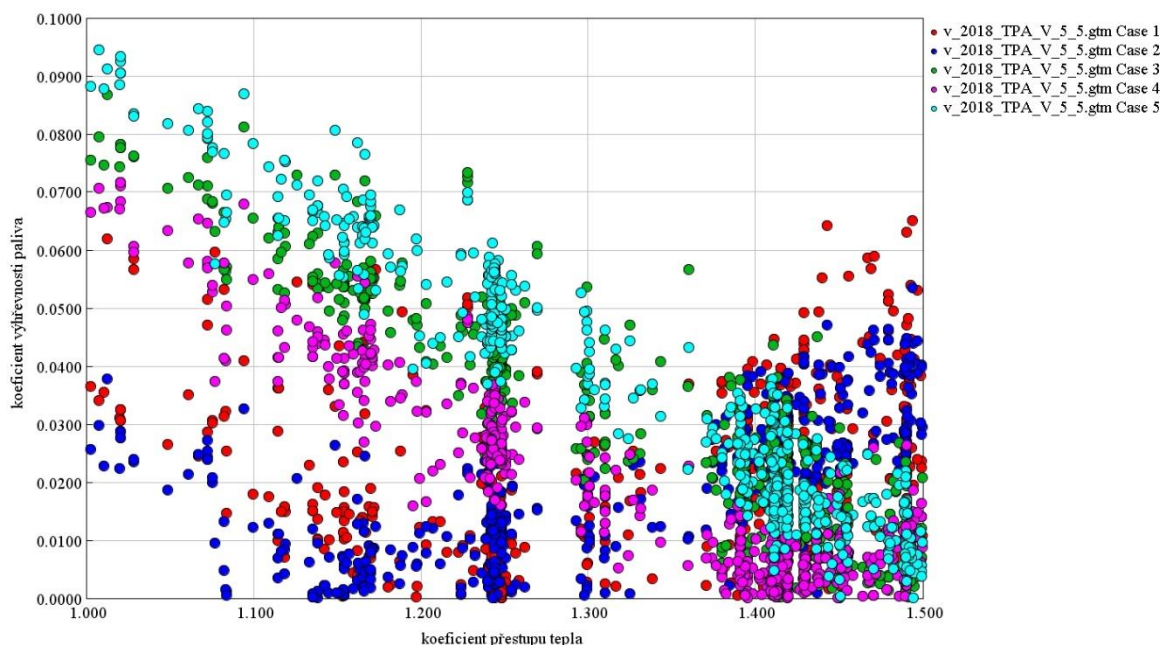
Podobná situace je i u koeficientu přestupu tepla v závislosti na koeficientu výhřevnosti paliva, který na něm byl nejvíce citlivý. To jde vidět na Obr. 48, kde je tato závislost vyjádřena pro Case č. 2 a č. 4, tedy otáčky $8\,000\text{ min}^{-1}$, respektive $9\,500\text{ min}^{-1}$. Pro ostatní



Obr. 48 – závislost koeficientu výhřevnosti paliva na koeficientu přestupu tepla



easy se optimum pohybovalo spíše ve vyšších hodnotách, viz. Obr. 49 a proto výsledný koeficient přestupu tepla vyšel 1,4418. To je poměrně vysoká hodnota, ale obecně je to do 1,5 stále ještě přijatelné. Pokud by se hodnota zvýšila až nad tuto mez, znamenalo by to chybu někde v modelu přestupu tepla a chtělo by se na něj více zaměřit. Zároveň by se tato hodnota mohla změnit, pokud bychom měli změřený i zbytek otáčkového pole motoru, protože se tento koeficient zvyšuje s rostoucími otáčkami, což může být vlivem zvyšující se turbulentní energie. Změna časování vačkových hřídelů vyšla podle předpokladů. Sací



Obr. 49 - závislost koeficientu výhřevnosti paliva na koeficientu přestupu tepla pro všechny Casy
hřídel se posunula do dřívějšího otevření, což odpovídá nastavení na motoru, zatímco výfuková zůstala prakticky shodná. Hlavním výsledkem bylo najít přesné hodnoty. Naopak oproti předpokladu nevyšel kompresní poměr. Ten je upravovaný nižším těsněním pod hlavou motoru a oproti výpočtu nesedí o více než 0,2 bodu, kde se namísto zvýšení o 0,6 bodu zvýšil o 0,86 bodu. To by podle výpočtu přes geometrické podobnosti znamenalo snížení kompresního prostoru o 0,2mm. Při provedení několika optimalizací ale řešení vždy konvergovalo k této hodnotě. Jediné vysvětlení, které mě v této situaci napadá, je že hlava motoru byla už někdy v minulé době přebušovaná, jelikož se nekupují nové motory, ale pouze bazarové. Finální výsledky jednotlivých parametrů jsou zapsány v Tab. 5.

chyba synchronizace	-0,22°
koeficient přestupu tepla	1,4418
kompresní poměr	13,96
časování sací vačkové hřídele	280,3°
časování výfukové vačkové hřídele	400,1°

Tab. 5 – parametry modelu po optimalizaci

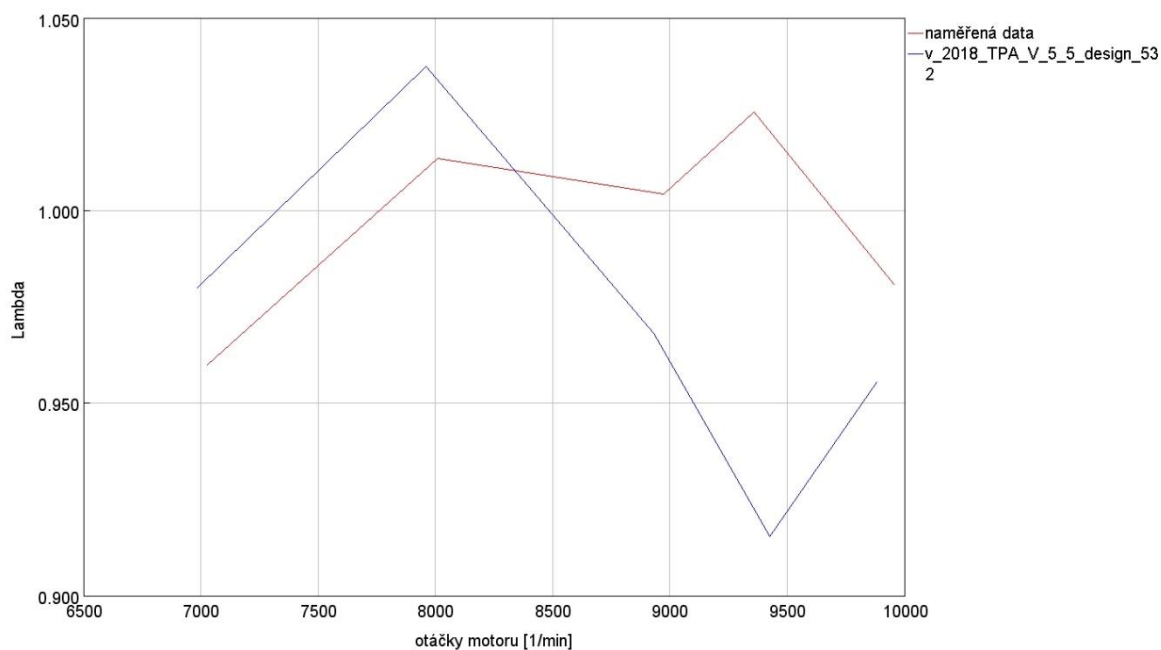


6.5 Finální varianta TPA

Následovalo vložení optimalizovaných parametrů do modelu pro TPA, zjištění výsledků analýzy a získání modelu hoření, pro další použití. Pro vyhodnocení TPA program GT-SUITE rovnou dává k dispozici kontroly konzistence výsledných dat. Vyhodnocovací parametry jsou a jejich podmínky pro splnění jsou

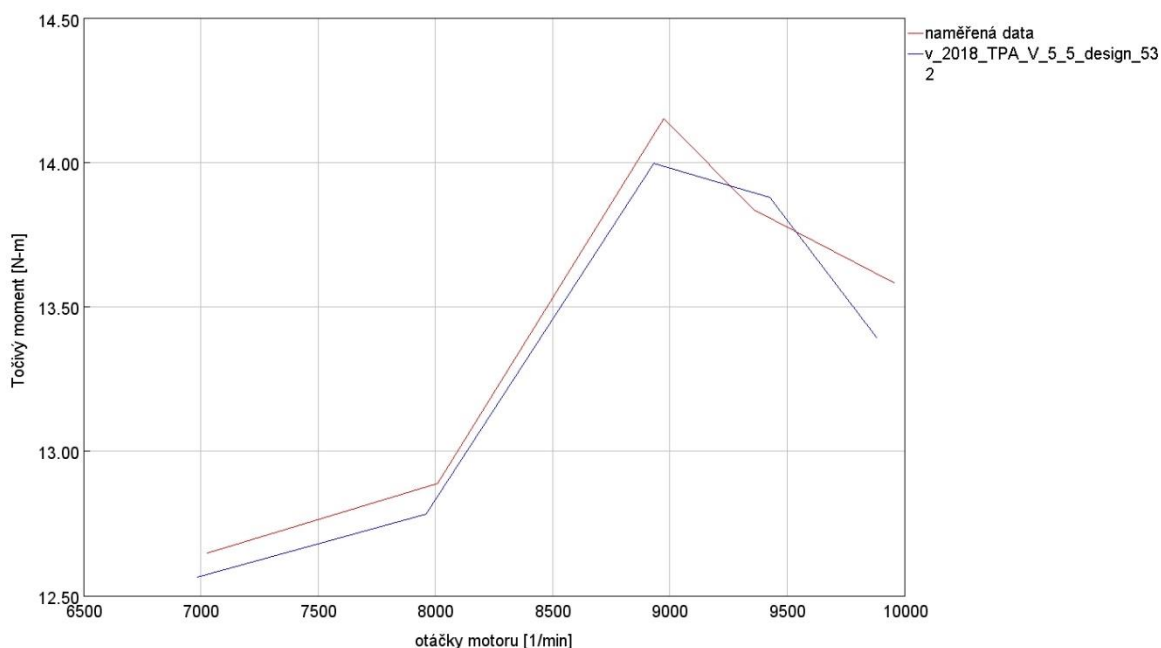
- posunutí průběhu tlaku ve válci na začátku cyklu max o 0,5 baru
- koeficient výhřevnosti paliva do 5%
- průtok vzduchu do 5%
- průtok paliva do 5%
- poměr paliva a vzduchu do 5%

Pokud jsou splněny všechny tyto podmínky, simulace nevyhlásí žádnou chybu a je považována za úspěšnou. Při poslední variantě byly tyto podmínky splněny, kromě průtoku vzduchu a poměru paliva se vzduchem pro otáčky $9\,500\text{ min}^{-1}$. To lze vidět na Obr. 50, kde je v těchto otáčkách velký rozdíl naměřených a simulovaných dat. Důsledkem toho v těchto



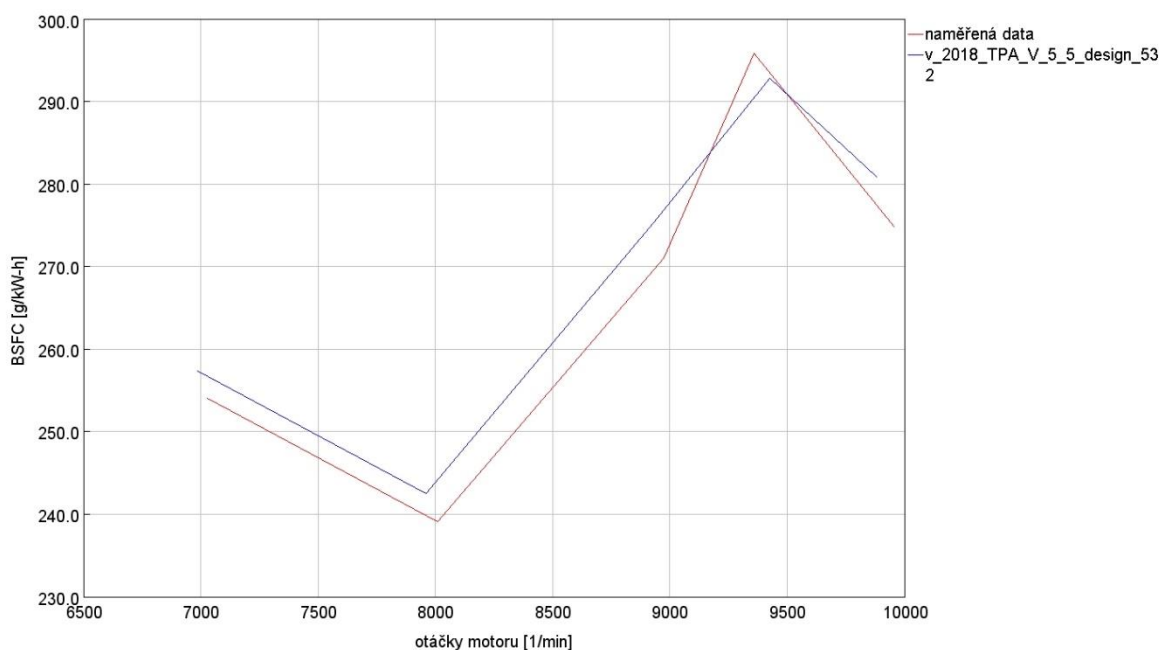
Obr. 50 – porovnání lambdy pro naměřená a simulovaná data

otáčkách vyšel i vyšší točivý moment, Obr. 51 a měrná spotřeba paliva BSFC, Obr. 52. Pro porovnání točivého momentu jsem naměřený moment vydělil počtem válců. Z jejich průběhu je patrné, že maximální odchylka mezi naměřenými a spočítanými daty je 0,19 Nm



Obr. 51 – porovnání točivého momentu

při 10 000 min^{-1} . Což při naměřeném momentu 13,58 Nm činí 1,4%. U měrné spotřeby paliva je maximální odchylka 6 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Tato chyba je opět otáčkách 10 000 min^{-1} a

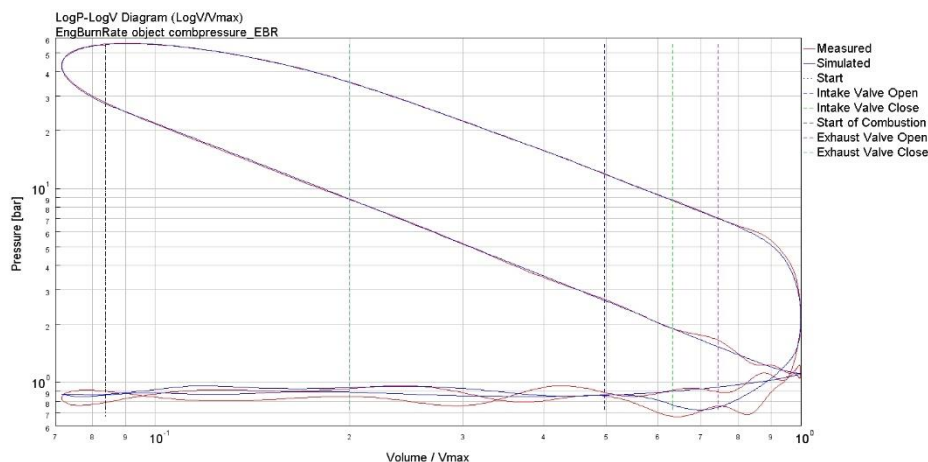


Obr. 52 – porovnání měrné spotřeby paliva

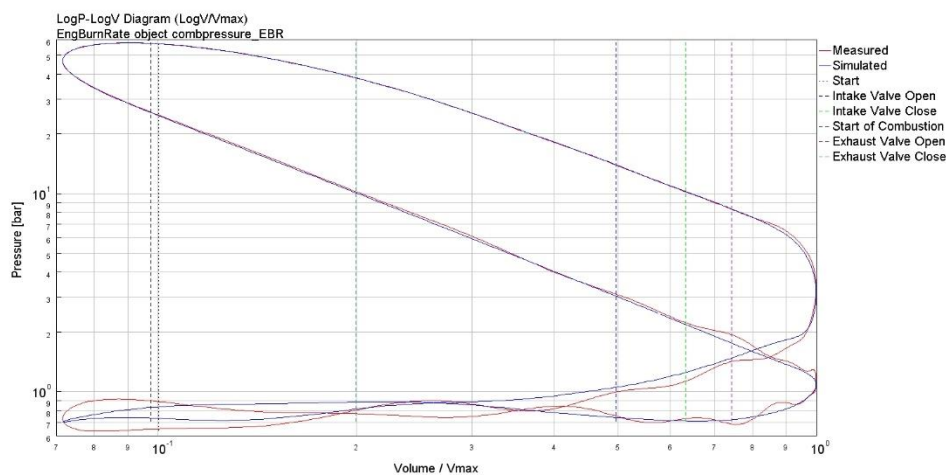
absolutní hodnota je 275 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Z toho vychází chyba 2,2 %. Porovnání výsledných průběhů tlaků ve válci v logaritmických souřadnicích je zobrazeno na Obr. 53 pro 7 000 min^{-1} a na Obr. 54 pro 10 000 min^{-1} . V obou případech tlak během komprese a expanze souhlasí s naměřenými daty a během výměny náplně válce dochází k neproložení křivky tak, jako ve zbytku cyklu. To může být ovlivněno snímačem tlaku, protože indikační svíčka má menší citlivost než samostatné tlakové snímače, a navíc se v této fázi měří na spodní hranici jejího



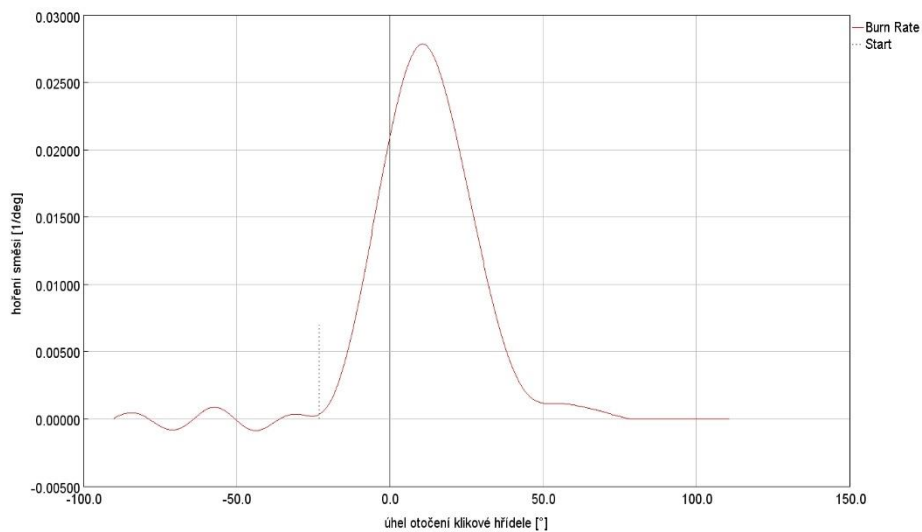
rozsahu. Avšak tato nepřesnost není z hlediska výsledku velkým problémem, jelikož jde hlavně o model hoření a jeho průběh je znázorněn na Obr. 55.



Obr. 53 – porovnání p-v diagramu v logaritmických souřadnicích pro 7 000



Obr. 54 – porovnání p-v diagramu v logaritmických souřadnicích pro 10 000 min⁻¹



Obr. 55 – průběh hoření pro 8 000 min⁻¹



7 Kalibrace modelu celého motoru

Z výsledku třítlakové analýzy jsem dostal průběh hoření, jehož výsledek byl dán tabulkou v podobě tzv. *EngCylCombProfile*. Vychází to z názvu Engine cylinder combustion profile a znamená to průběh spalování ve válci motoru. Tato tabulka se následně vloží do modelu celého čtyřválcového motoru, spolu s optimalizovanými parametry, kromě chyby synchronizace. Dále už ladíme zbylé sestavy motoru, kromě válce samotného. To znamená sací potrubí, výfukový systém a třecí ztráty motoru.

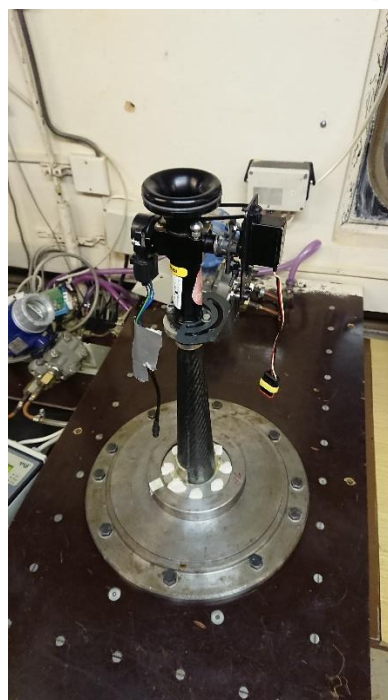
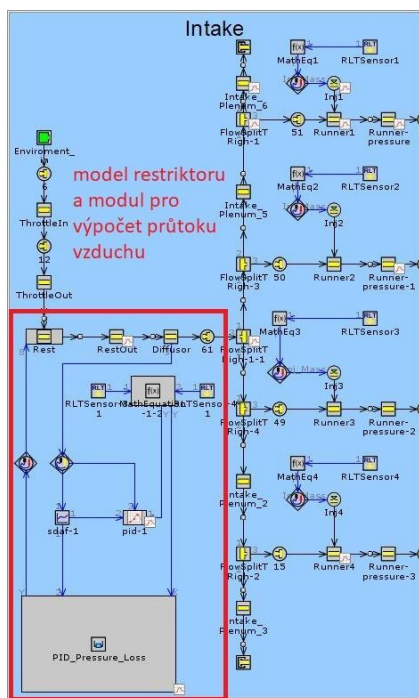
Tato kalibraci se doporučuje provádět v následujícím pořadí:

1. Sjednocení tlaku v sacím plénu motoru s odchylkou od naměřených hodnot do 2%
2. Kalibrace objemové účinnosti s maximálním rozdílem 5%
3. Určit třecí ztráty v motoru

Pro větší přehlednost práce jsem se rozhodl nedělat pro každou doporučenou část kalibrace vlastní kapitolu, ale výsledky shrnu do odladění sacího potrubí, výfukového systému a třecích ztrát motoru.

7.1 Kalibrace sacího a výfukového potrubí

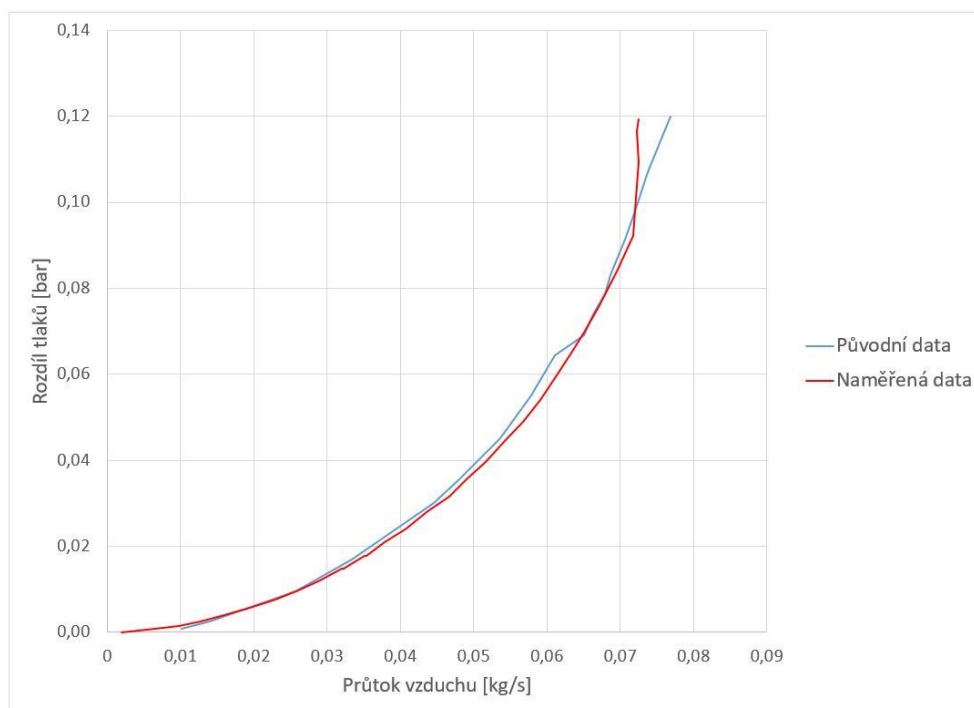
Dle pravidel pro formuli student [1] musí být na vstupu sání motoru umístěn restriktor, který je omezujícím prvkem nasávaného vzduchu a má největší vliv na tlak v sání. První modely motoru pracovaly s prediktivním modelem restriktoru, jehož tlaková ztráta se dopočítávala dle zadaných rozměrů. Později se ukázalo, že tento model je poměrně nepřesný. Proto se při minulé kalibraci modelu, kterou prováděl Daniel Terber [18], zavedl výpočet průtoku vzduchu restriktorem dle naměřených dat. Model tohoto výpočtu je na Obr. 56 a probíhá tak, že se snímá tlaková ztráta a průtok restriktorem, jejichž závislost je zadaná tabulkou naměřených hodnot. Na konci každé iterace se výsledné hodnoty porovnají s naměřenými a podle toho se upraví součinitel koeficientu tření v restriktoru, dokud se tyto data nesjednotí. Minulé měření však probíhalo na sestavě bez škrticí klapky, která je umístěna poměrně blízko před restriktorem a má také vliv na průtok restriktorem. Navíc měřený restriktor se svými rozměry lišil oproti momentálně používanému na brzdovém stanovišti. Proto jsem se rozhodl udělat nové měření, celé sestavy používaného na brzdovém stanovišti. Tato sestava je zobrazena na Obr. 57, kde je usazena na zařízení pro měření



Obr. 56 – model sání motoru s restriktorem

Obr. 57 – měření průtoku restriktorem

průtoku v aerodynamické laboratoři na Julisce. Pro měření je zařízení vybaveno clonkovou trati a zároveň můžeme měřit rozdíl tlaků před a za restriktorem. Výsledky nového měření jsou na Obr. 58, kde je zároveň porovnání oproti původnímu tlaku. Je zde



Obr. 58 – naměřená data průtoku vzduchu restriktorem



vidět, že průběh původních naměřených dat se lehce liší. Zajímavý je zub v původních datech v oblasti mezi průtokem vzduchu 0,06-0,07 kg/s, který si myslím, že vznikl díky změně rozsahu tlakových snímačů během měření. Dále vidíme, že u restriktoru použitým na brzdovém stanovišti dochází dříve k aerodynamickému ucpání, které je patrné při průtoku 0,0725 kg/s.

Pro kalibrace modelu sání je potřeba znát další hodnoty z měření. Jednou z nich je průměrný tlak v sacím plénu. Ten jsem získal ze snímače absolutního tlaku paliva, tzv. MAP senzor z anglického *manifold absolute pressure*. Ten se používá k řízení motoru. Hodnoty tohoto tlaku jsou vypsány v Tab. 6. Ten při první simulaci vycházel přibližně o 0,04 barů nižší, oproti měření. Důvodem této nepřesnosti bylo nevhodné zvolení odečítání tlaků pro výpočet průtoku restriktorem. Pro odečtení tlaku před restriktorem se tlak snímá na výstupu ze škrtkové klapky a za restriktorem na výstupu z difuzoru. To neodpovídá umístěním snímačů na aerodynamické trati. Tam je tlak před restriktorem odečítaný z atmosférického tlaku a tlak za restriktorem je měřen v uklidňovací nádobě za výstupem z difuzoru. Tento tlak se tím pádem blíží statickému tlaku v sacím plénu motoru než celkovému tlaku na výstupu z restriktoru, k němuž byl předchozí výpočet vztažen. Po této změně odečítání se tlak v sacím plénu téměř shoduje s měřením a výsledky jsou uvedeny v tabulce Tab. 6.

Otáčky [min^{-1}]	7 000	8 000	9 000	9 500	10 000
Naměřený tlak v sání [bar]	0,97	0,97	0,94	0,93	0,93
Zkalibrovaný tlak v sání [bar]	0,97	0,96	0,94	0,93	0,93

Tab. 6 – průměrný tlak v sání v jednotlivých otáčkách

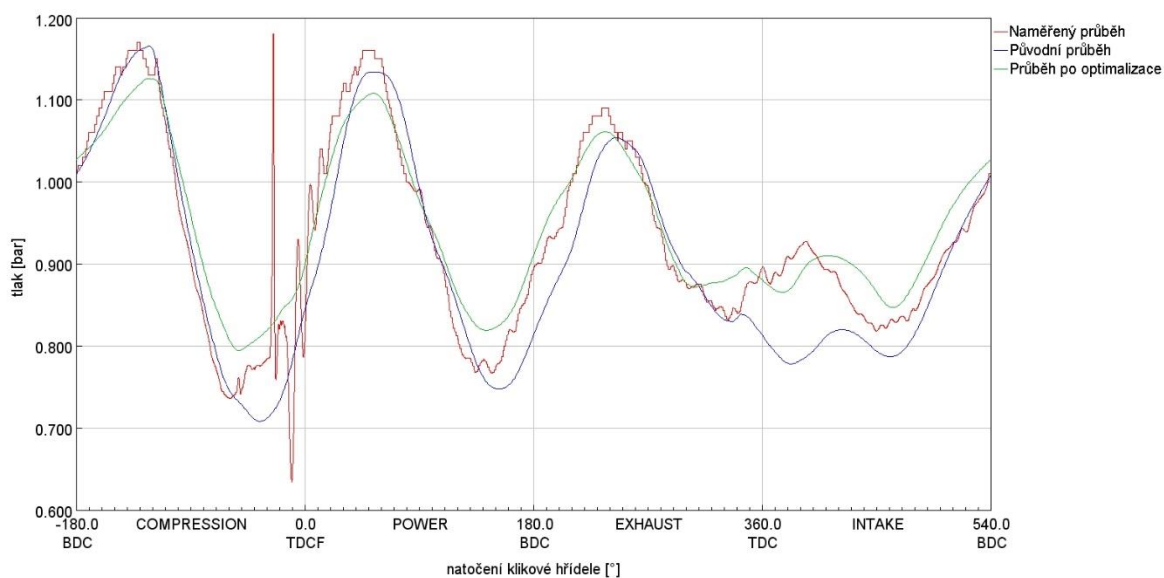
Další v pořadí byla dle doporučení kalibrace objemové účinnosti motoru, která se spočte dle rovnice (9). Jako referenční hodnotu jsem se rozhodl brát z modelu třítlakové analýzy. V této analýze jsou zadány průběhy tlaků u kanálů hlavy motory a výsledné parametry motoru vyšly blízce naměřeným hodnotám. Výsledné hodnoty objemové účinnosti z třítlakové analýzy, které považuji za referenční, jsou uvedeny v Tab. 7 spolu s výsledky po vložení modelu hoření do původního modelu a výsledné hodnoty po optimalizaci. Z tohoto porovnání jde vidět, že hlavně hodnoty v nízkých otáčkách nesplňovaly doporučenou odchylku 5 %.

Otáčky [min^{-1}]	7 000	8 000	9 000	9 500	10 000
Objemová účinnost z TPA [%]	0,9	0,92	1,09	1,09	1,03
Původní objemová účinnost [%]	0,85	1,02	1,12	1,08	1,07
Výsledná objemová účinnost [%]	0,94	0,95	1,09	1,07	1,03

Tab. 7 – hodnoty objemové účinnosti pro jednotlivé otáčky

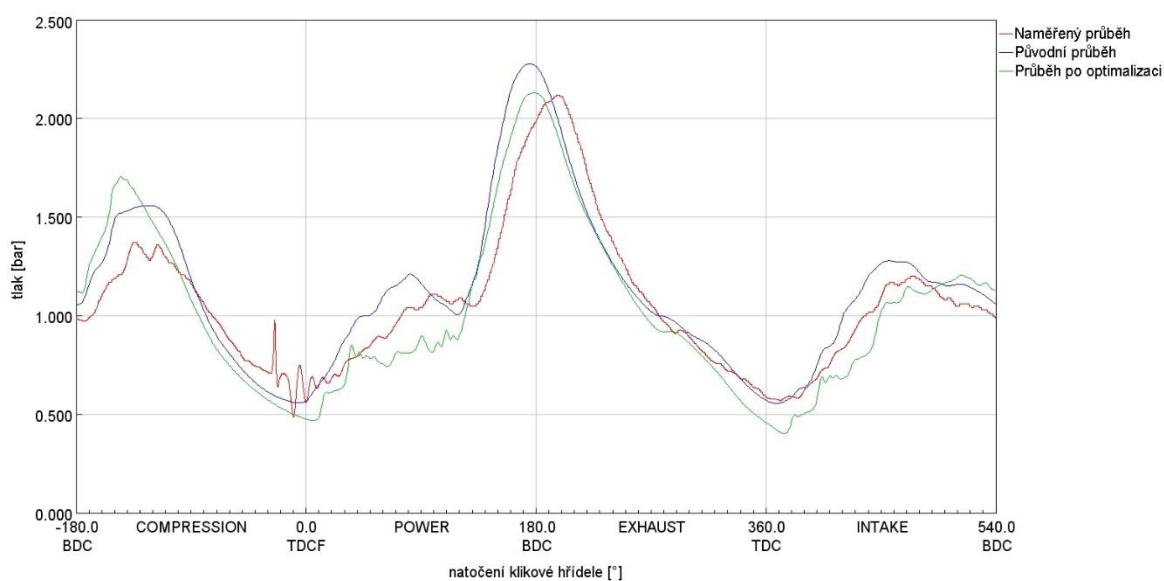


Nejprve jsem si zkontroloval, zda sedí frekvence kmitání v potrubích, abych odstranil chybu jejich délky. Ty pro sací i výfukové potrubí odpovídaly naměřeným hodnotám. Jak ale můžeme vidět na Obr. 60, průběh tlaku v sání odpovídal naměřeným hodnotám po velkou část cyklu, ale v době otevření ventilu model vykazoval poměrně velkou chybu a podobně tomu bylo i u průběhu tlaku ve výfukovém potrubí. Poté jsem zkoušel upravovat parametry, které mají vliv na průběh tlaku a proudění v potrubí, jako součinitele tření, průtokové součinitele na přechodech mezi jednotlivými potrubími a kontrolní objemy. Tím jsem získal



Obr. 60 – průběh tlaku v sání motoru pro otáčky $10\,000\text{ min}^{-1}$

představu, jaké mají jednotlivé změny vlivy a ty s největším podílem jsem dal jako vstupní parametry optimalizace. Výsledný průběh tlaku v sání je znázorněn na Obr. 60 a průběh tlaku ve výfuku na Obr. 59.



Obr. 59 – průběh tlaku ve výfuku pro otáčky $10\,000\text{ min}^{-1}$

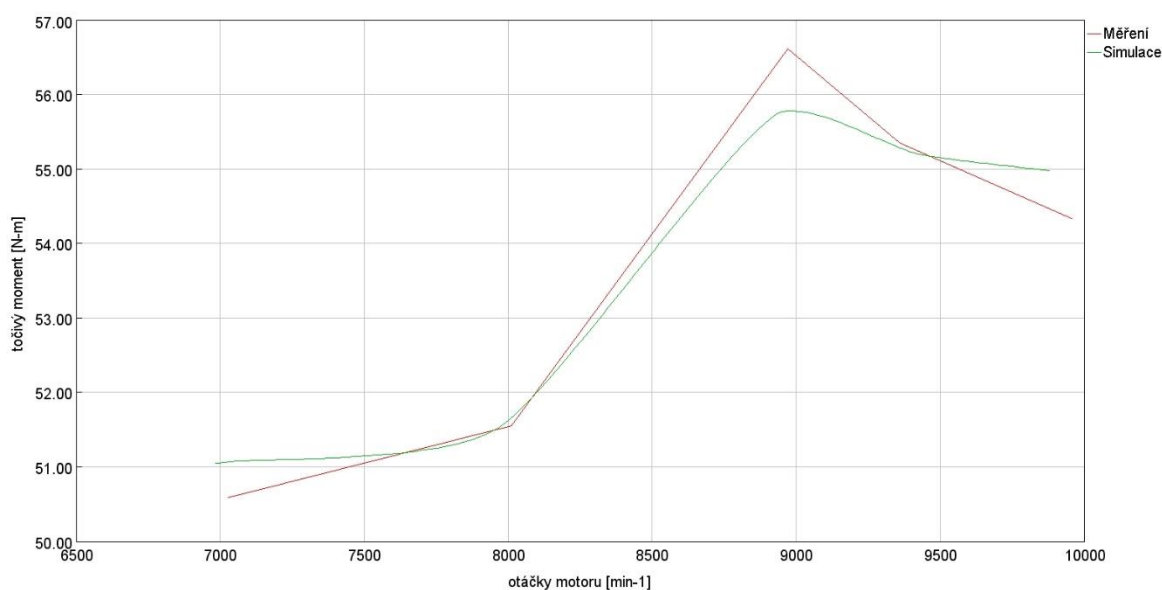


7.2 Kalibrace třecích ztrát motoru

Pro určení třecích ztrát motoru je možné do simulace zadat přímo hodnotu středního efektivního tlaku ztrát z měření. Tím ale model přichází o přesnost predikce při jiných stavech zatížení, protože hodnoty ztrát jsou určeny pouze pro změřené stavy a při změně několika parametrů již nemusí souhlasit. Proto je použit výpočet pomocí tzv. Chen-Flynn modelu. Tento výpočet závisí na dvou hlavních parametrech, od kterých se výsledné třecí ztráty odvíjí. Jsou jimi maximální tlak ve válci p_{max} a střední pístová rychlost c_s . Výsledná ztráta se určuje ve formě středního efektivního tlaku ztrát $FMEP$, podle rovnice (13). Pro správný výpočet výsledné ztráty je nutno správně určit konstanty $FMEP_{KONST}$, A , B a C . To je možné buď zvolením vhodných doporučených hodnot, nebo spočítáním z naměřeného $FMEP$. Pro účel zjištění jednotlivých konstant mi vedoucí práce Ing. Vít Doleček, Ph.D. poskytl soubor v programu Microsoft Excel, který pomocí lineární regrese dopočítává jednotlivé koeficienty této rovnice. Jako vstupní parametry do tohoto souboru jsou $BMEP$, který jsem vypočetl z naměřeného momentu a $IMEP_{720}$, které jsem určil pomocí rovnice (4) z průměrného naměřeného tlaku ve válci.

$$FMEP = FMEP_{KONST} + A \cdot p_{max} + B \cdot c_s + C \cdot c_s^2 \quad (13)$$

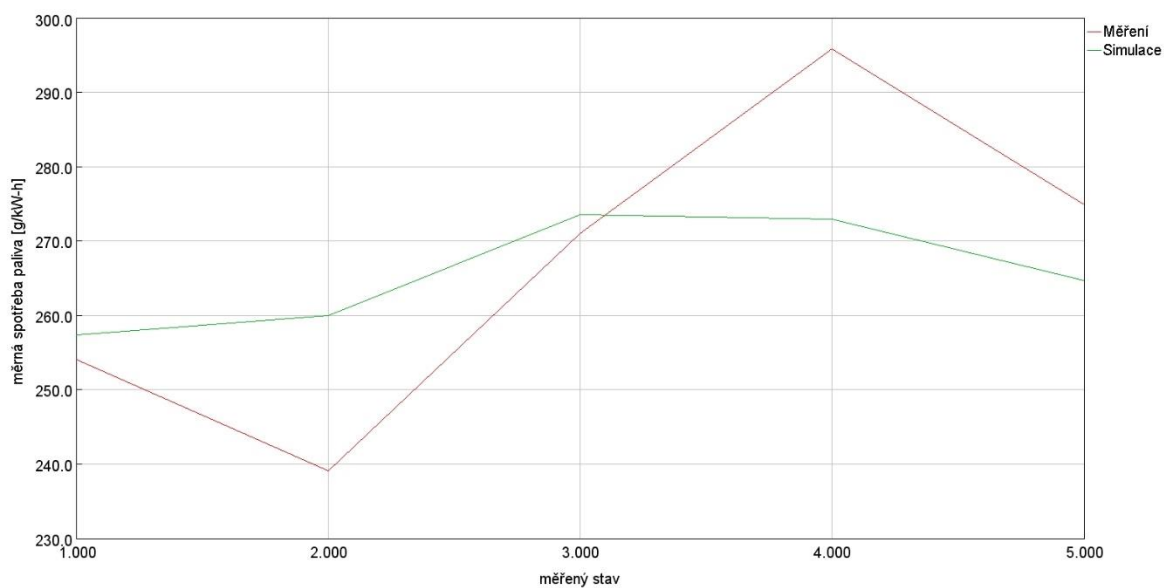
Výsledky kalibrace jsou zobrazeny na Obr. 61, kde je porovnán průběh točivého momentu a na Obr. 62, který porovnává hodnoty měrné spotřeby paliva v jednotlivých zátěžných stavech. Jak je vidět na porovnání točivého momentu, ten kopíruje průběh



Obr. 61 – porovnání průběhu točivého momentu



naměřených hodnot a jeho maximální chyba je $0,9\text{Nm}$ v $9\,000\text{ min}^{-1}$, což znamená odchylku $1,5\%$. Lehce hůře vychází porovnání měrné spotřeby paliva BSFC. I když simulace průběhem odpovídá naměřeným hodnotám, maximální chyba se pohybuje v okolí 8% .

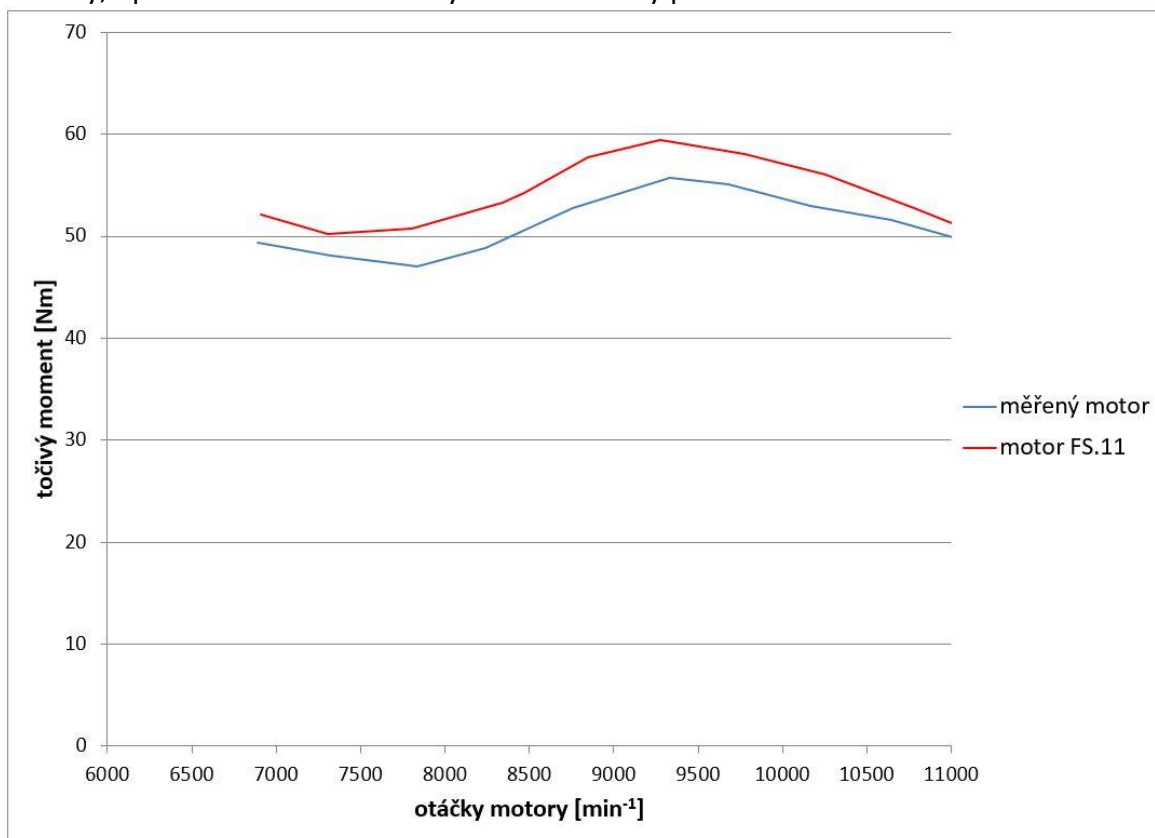


Obr. 62 – porovnání průběhu měrné spotřeby paliva



8 Optimalizace motoru

Z důvodu naměření malého počtu bodů na vnější momentové charakteristice bude brána tato optimalizace pouze jako orientační. I když byly změřeny hlavní otáčky motoru, které se nejvíce využívají v hlavním závodě *Endurance*, stále by při použití výsledků této optimalizace mohlo dojít ke zhoršení momentu ve vyšších otáčkách. V těch se motor během závodu také často vyskytuje, a navíc jsou tyto otáčky využívány hlavně během disciplíny *Acceleration*, kde se neměří spotřeba a hledí se na co nejvyšší výkon. Zároveň se měřený motor lehce odlišuje oproti ostatním v průběhu momentu, jak lze vidět na Obr. 63. Točivý moment vychází nižší a rozdíl se zmenšuje se zvyšujícími se otáčkami. I když to už v grafu není zachyceno, ve vyšších otáčkách byl moment měřeného motoru vyšší a dosahoval i vyššího maximálního výkonu. To odpovídá i vyššímu kompresnímu poměru, který vyšel z kalibrace simulace. Při vyšším kompresním poměru jsme více omezeni klepáním motoru, které se vyskytuje hlavně v nižších otáčkách, je nutno snížit předstih zapalování a tím pádem posunout hoření více do expanze, čímž jsme daleko od bodu optima hoření. Zatímco ve vyšších otáčkách nás díky kratšímu času na jeden cyklus klepání tolik neomezuje a využije se lépe výhoda vyššího kompresního poměru, která je vyšší rychlost hoření. Proto by bylo dobré provést nové měření na jiném motoru, provést kalibraci, ke které jsou připravené modely, optimalizaci a z té zvolit výsledné hodnoty parametrů.

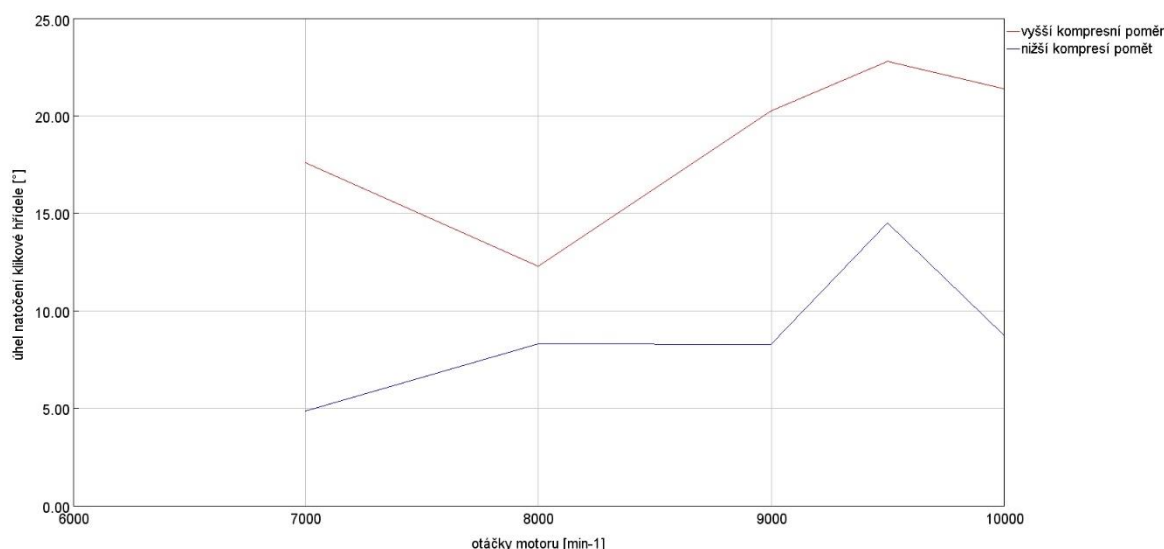


Obr. 63 – porovnání průběhu točivého momentu různých motorů



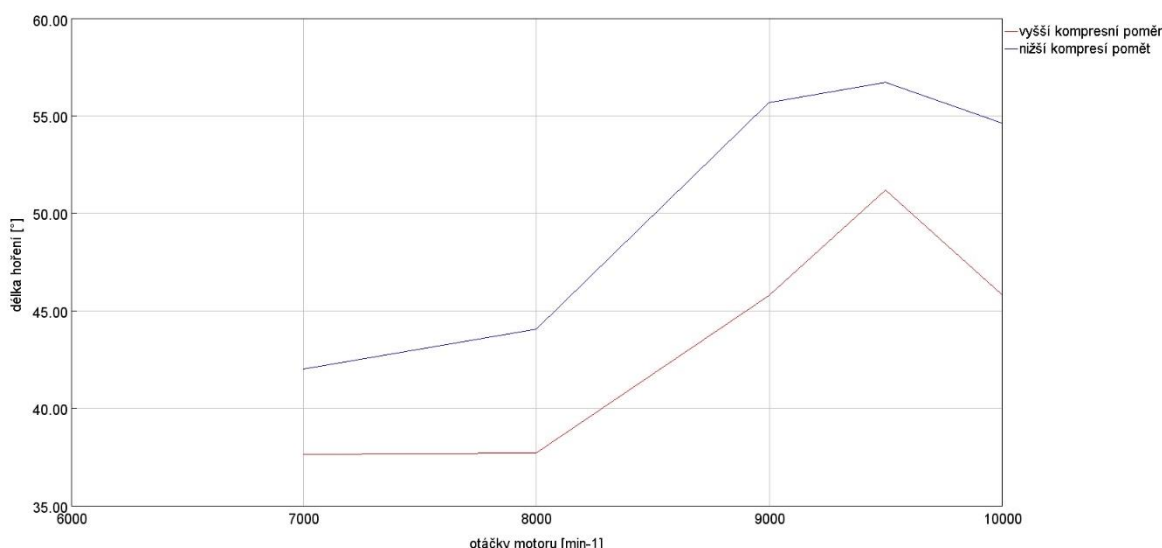
8.1 Kompresní poměr

Hlavním důvodem zvýšení kompresního poměru bylo získání vyšší termodynamické účinnosti a tím i vyššího bodového zisku v disciplíně *Efficiency*. Jeho zvýšením došlo ke zvýšení spalovacích tlaků a teplot až nad mez, kdy začíná docházet ke klepání motoru. Pro porovnání jsem vycházel z naměřených hodnot s původním kompresním poměrem, které máme v týmu k dispozici. Porovnávací parametry hoření jsem volil délku hoření mezi 10 % a 90% spálené směsi a polohu klikové hřídele při 50% spálené směsi neboli AI50. Tento bod by se měl pro maximální točivý moment neboli MBT (*maximum braking torque*), nacházet v okolí 8° za horní úvratí [15]. Na Obr. 64 můžeme vidět průběh AI50 pro nižší a vyšší kompresní poměr. Tento bod se pro nižší kompresní poměr nacházel v okolí teoretického MBT a pouze pro otáčky 9 500 min⁻¹ vycházel posunutý do expanze. Z tohoto výsledku soudím, že motor pracoval těsně před hranicí klepání. Oproti tomu při vyšším kompresním poměru je tato hodnota posunuta vždy do expanze a klepání motoru nás limituje výrazně.



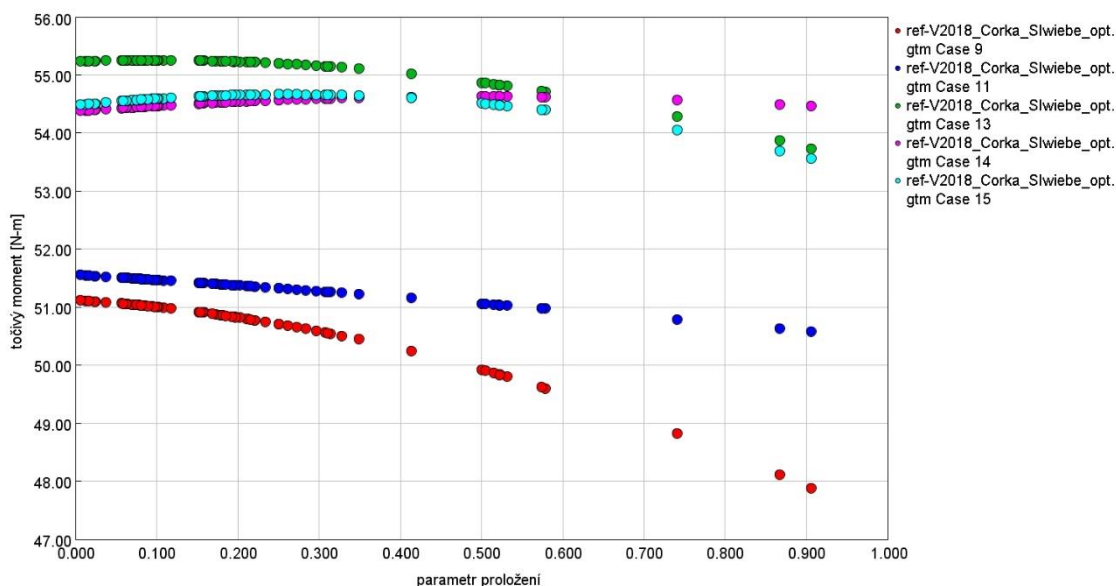
Obr. 64 – porovnání bodu AI50 pro nižší a vyšší kompresní poměr

Porovnání délky hoření obou variant je zobrazeno na Obr. 65. Z toho jde poznat, že zvýšením kompresního poměru se doba hoření snížila přibližně o 15 % v celém naměřeném průběhu. Díky tomu nám ve výsledku vyšel vyšší točivý moment, byť se s AI50 nacházíme mimo optimální bod. Při hoření s nižší rychlostí totiž musíme použít relativně vysoký předstih, a tím nám působí dlouhou dobu tlak plynu proti pístu při kompresi, což se ukázalo jako větší negativní faktor než posunutí hoření do expanze při použití vyššího kompresního poměru.



Obr. 65 – porovnání délky hoření mezi body A110 a A190 pro nižší a vyšší kompresní poměr

Pro analýzu jsem se rozhodl lineárně proložit oblast mezi těmito dvěma stavy. Vzal jsem hodnoty kompresního poměru, konkrétně 12,8 a 13,83, hodnoty A150 a délky hoření, jejichž krajní podmínky byly naměřené stavy pro oba kompresní poměry a pro všechny otáčky. Následně jsem analyzoval průměrné a nejlepší hodnoty pro točivý moment a měrnou spotřebu paliva. Na Obr. 66 je vykreslena závislost výsledného točivého momentu pro jednotlivé Casy, kde na x-ové ose je parametr proložení mezi hodnotami pro nižší kompresní poměr a vyšší kompresní poměr. Hodnota tohoto parametru rovna 0 znamená vyšší kompresní poměr a hodnota 1 platí pro nižší kompresní poměr. Z těchto výsledků vidíme, že pro každé otáčky se optimální kompresní poměr mění a podobně tomu bylo i u

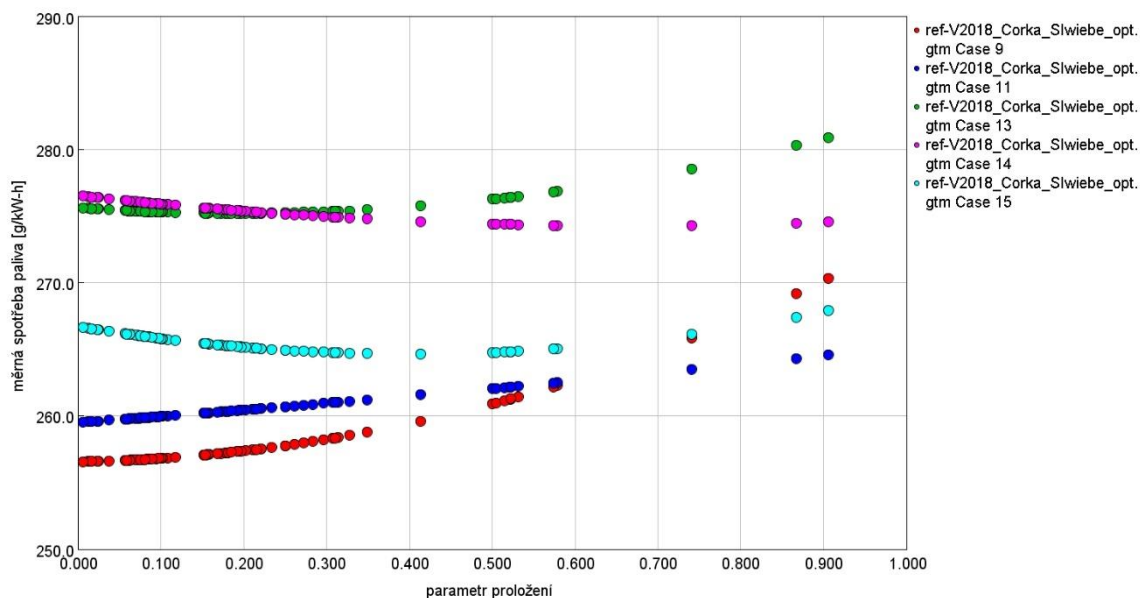


Obr. 66 – závislost točivého momentu při porovnání kompresního poměru

měrné spotřeby paliva na Obr. 67. Po porovnání parametrů ve všech otáčkách mi nejlépe vyšla varianta s koeficientem 0,22, tedy kompresním poměrem 13,6:1. To je o 0,1 bodu



nižší poměr, než je navrhovaný pro naše úpravy motoru. Proto by bylo dobré provést měření kompresního poměru přímo na motoru, například dle literatury [19] a porovnat měřený motor s motorem použitým ve formuli. Pokud by na tomto motoru byl požadovaný kompresní poměr, mohl by se využít pro validaci tohoto výpočtu.



Obr. 67 – závislost měrné spotřeby paliva při porovnání kompresního poměru

8.2 Ladění potrubí

Při další části optimalizace jsem se zaměřil na parametry motoru, které mohou měnit, aniž bych jimi výrazně ovlivnil kalibrovaný průběh hoření. Proto jsem se zaměřil na naladění sacího a výfukového potrubí. Pro optimalizaci těchto systémů už během existence týmu vzniklo několik závěrečných prací, ale všechny se zaměřovaly pouze na danou část, to znamená buď sání, nebo výfuk. Tyto práce jsou v seznamu použité literatury a jsou v nich blíže popsány děje, které v potrubí vznikají a jaký mají vliv na momentovou charakteristiku motoru. [20][21][22]

Označení ladění potrubí, ať už sacího nebo výfukového, se používá pro takové systémy, které využívají tlakových pulzů v systému pro naladění motoru na určité otáčky, nebo úpravu momentové charakteristiky motoru dle potřeby. Pro sání je výhodné volit parametry potrubí tak, aby přetlaková vlna dorazila k sacímu ventilu válce v pozdější fázi sacího cyklu. Tím se zvýší tlaková diference mezi sacími kanály a válcem a tím se zvýší naplnění válce. Pokud by tlaková vlna dorazila do sacího ventilu na začátku sacího cyklu, zvýšil by se nám tlakový rozdíl v této fázi a následovalo by rychlé vyrovnání tlaků ve válci a v sání, kvůli čemuž by výsledné množství směsi ve válci bylo nižší než při využití přetlakové vlny na konci cyklu. Podobně je tomu i ve výfukovém potrubí, kde naopak využíváme podtlakovou vlnu.

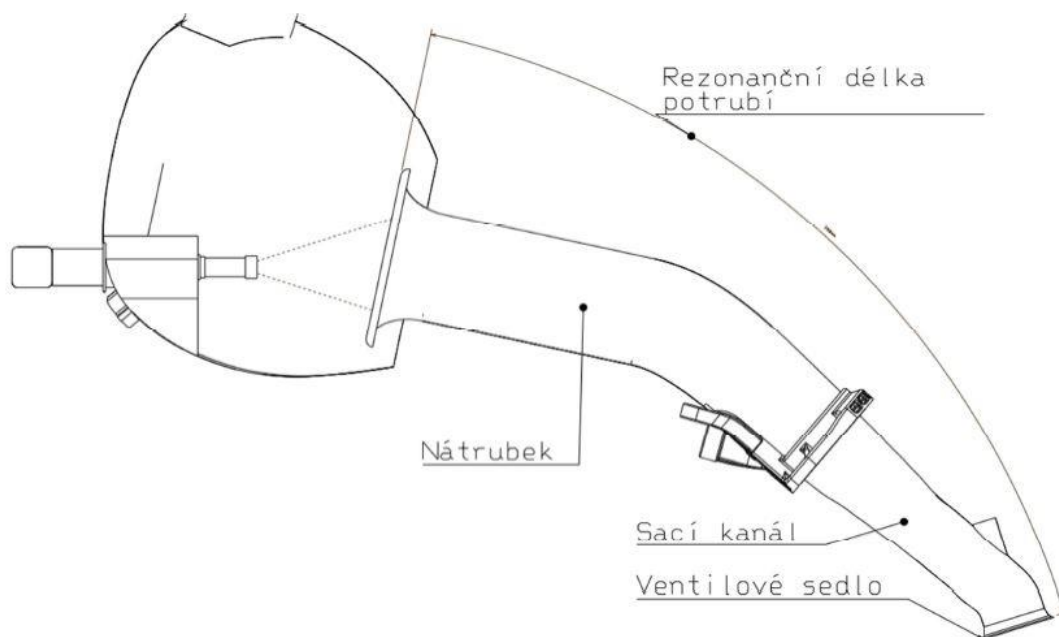


Další parametry pro optimalizaci motoru jsem volil časování stávající výfukové a sací vačkové hřídele. Jejich tvar jsem do optimalizace nezahrnoval, protože mají značný vliv na průběh hoření, a navíc je zároveň potřeba řešit dynamiku celého mechanismu, čímž bych se dostal mimo rozsah této práce.

Výsledné parametry pro optimalizaci sacího potrubí jsem volil:

- Délku sacího nátrubku
- Úhel zúžení sacího nátrubku

Sacím nátrubkem je myšleno potrubí, spojuje sací plenum se sacím kanálem hlavy motoru. Pro lepší představu je celý sací trakt zobrazen na Obr. 68. Při volbě průřezu nátrubku jsme limitováni průřezem kanálu, na který musí hladce navazovat, aby nedocházelo k nežádoucím prouděním v sacím potrubí. Tím máme daný výstupní průřez nátrubku a můžeme měnit pouze jeho průřez na vstupu a tím jeho zúžení, které je jako druhý parametr. Zbylé části sání, restriktor a plenum, jsou výrazně ovlivněny prouděním ve 3-D, a proto bych je nebyl schopen v 1-D simulacích podchytit.

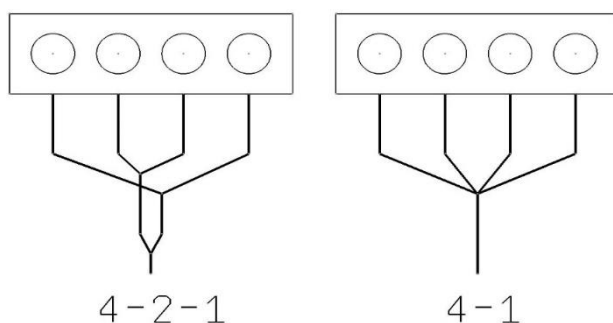


Obr. 68 – schéma sacího potrubí použité na voze FS.10

Pro optimalizaci výfukového potrubí jsem se rozhodl provést 2 varianty, kde každá má jiné uspořádání potrubí. Jedna varianta má potrubí 4-2-1 a druhá uspořádání 4-1. Porovnání těchto uspořádání je na Obr. 69. Momentálně se na voze používá uspořádání 4-2-1, které má širší spektrum použitelných otáček. Oproti tomu uspořádání 4-1 má obvykle vysoký výkon, ale momentová charakteristika je v okolí tohoto bodu strmější. Typ 4-2-1 se



volil hlavně z toho důvodu, že dříve docházelo k problémům s pneumatickým řazením, a proto se kladl důraz na plochou momentovou charakteristiku. Nyní už pneumatické řazení funguje lépe a nabízela by se možnost přechodu na uspořádání 4-1, pokud by vyšlo lépe. Do optimalizace výfuku jsem zahrnul průměry a délky všech potrubí, které pro danou variantu byly použity.

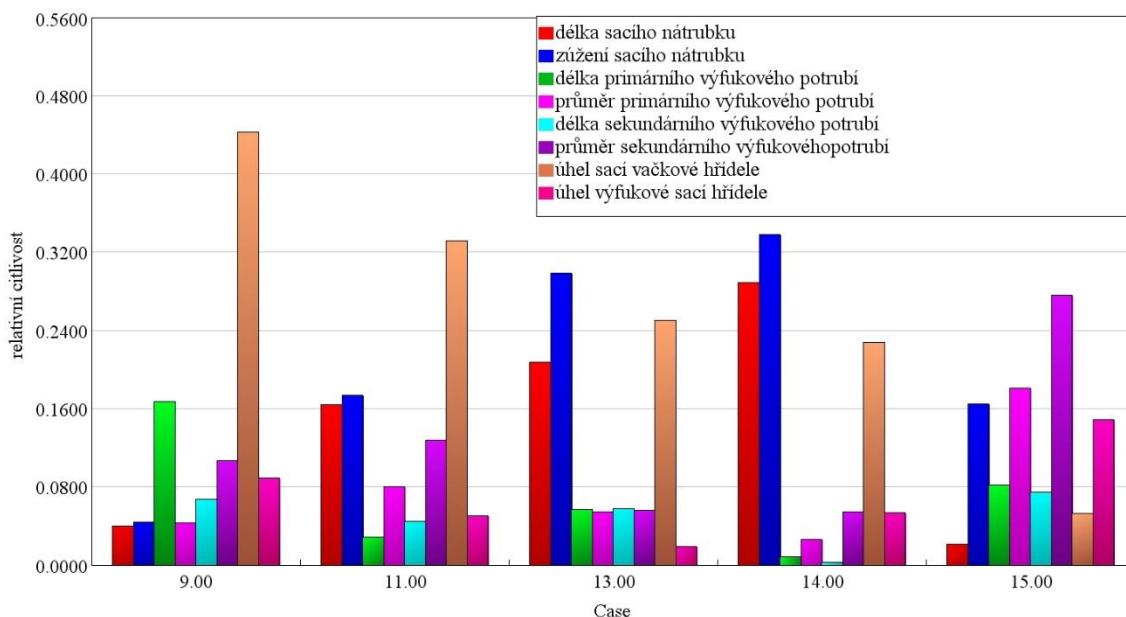


Obr. 69 – porovnání uspořádání výfukového potrubí

Pro optimalizaci jsem použil typ Genetic Algorithm, stejně jako při třítlakové analýze. Vyhodnocovací parametry pro optimalizace jsem volil průměrný a maximální točivý moment, maximální výkon a průměrnou měrnou spotřebu paliva. Návrhové otáčky maximálního točivého momentu vozu FS.11 byly v $9\,500\text{ min}^{-1}$. Podle výsledků je ale tato oblast již v oblasti aerodynamického ucpání restriktoru, a proto jsem se rozhodl tento bod posunout níže. Pro zachování dostatečně vysokého maximálního výkonu jsem se rozhodl zvolit bod maximálního točivého momentu v $9\,000\text{ min}^{-1}$ a otáčky maximálního výkonu v $10\,000\text{ min}^{-1}$. Tlaková ztráta restriktoru použitého na brzdovém stanovišti se může lišit oproti sání na voze a pro návrh momentové charakteristiky pro vůz by bylo dobré zjistit charakteristiku průtoku vzduchu na tlakové ztrátě pro sání použité ve voze. Rozdíl je způsobený použitím kupované škrticí klapky na brzdovém stanovišti. Na voze je použita škrticí klapka jiného typu o nižší hmotnosti, jiných připojovacích rozměrech a s vyšším maximálním průtokem. Z důvodu značné výrobní náročnosti této klapky jsme jím zatím nevybavili brzdové stanoviště, a to způsobuje daný rozdíl. Hodnoty parametrů před optimalizací jsou uvedeny v Tab. 8.

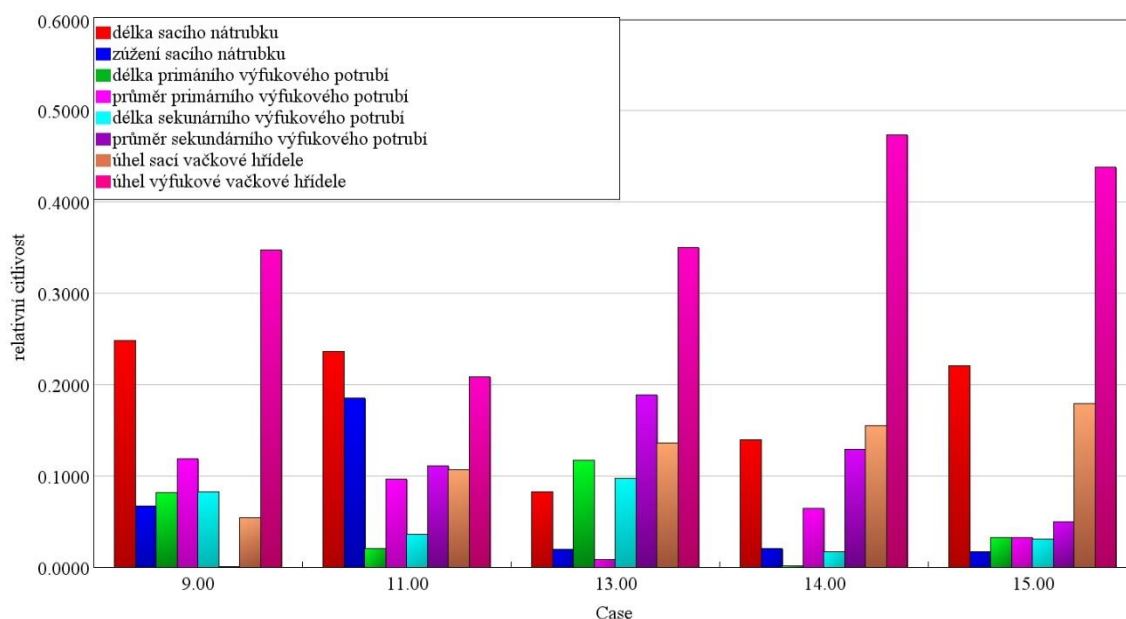
Délka sacího nátrubku	197
Úhel zúžení sacího nátrubku	0
Délka primárního výfukového potrubí	315
Průměr primárního výfukového potrubí	30
Délka sekundárního výfukového potrubí	305
Průměr sekundárního výfukového potrubí	38
Průměr výstupního výfukového potrubí	50
Úhel sací vačkové hřídele	280
Úhel výfukové vačkové hřídele	400

Tab. 8 – hodnoty jednotlivých parametrů před optimalizací



Obr. 71 – citlivost točivého momentu motoru na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-2-1

Při vyhodnocování výsledků optimalizace, jsem porovnával vnější momentovou charakteristiku, maximální výkon a měrnou spotřebu paliva nejlepších variant. Také jsem zjišťoval citlivost jednotlivých parametrů na výsledné charakteristiky motoru. Na Obr. 71 je zobrazena citlivost ladících parametrů na výsledném točivém momentu v jednotlivých stavech pro výfukové potrubí typu 4-2-1. Ve většině simulovaných režimů má velký vliv na točivý moment časování sacího ventilu a s rostoucími otáčkami jeho citlivost klesá na úkor ostatních. To je dáno velkým úhlem otevření ventilu a v nízkých otáčkách, ve které je dostatek času na výměnu náplně válce, je důležité nastavit správné načasování. Další

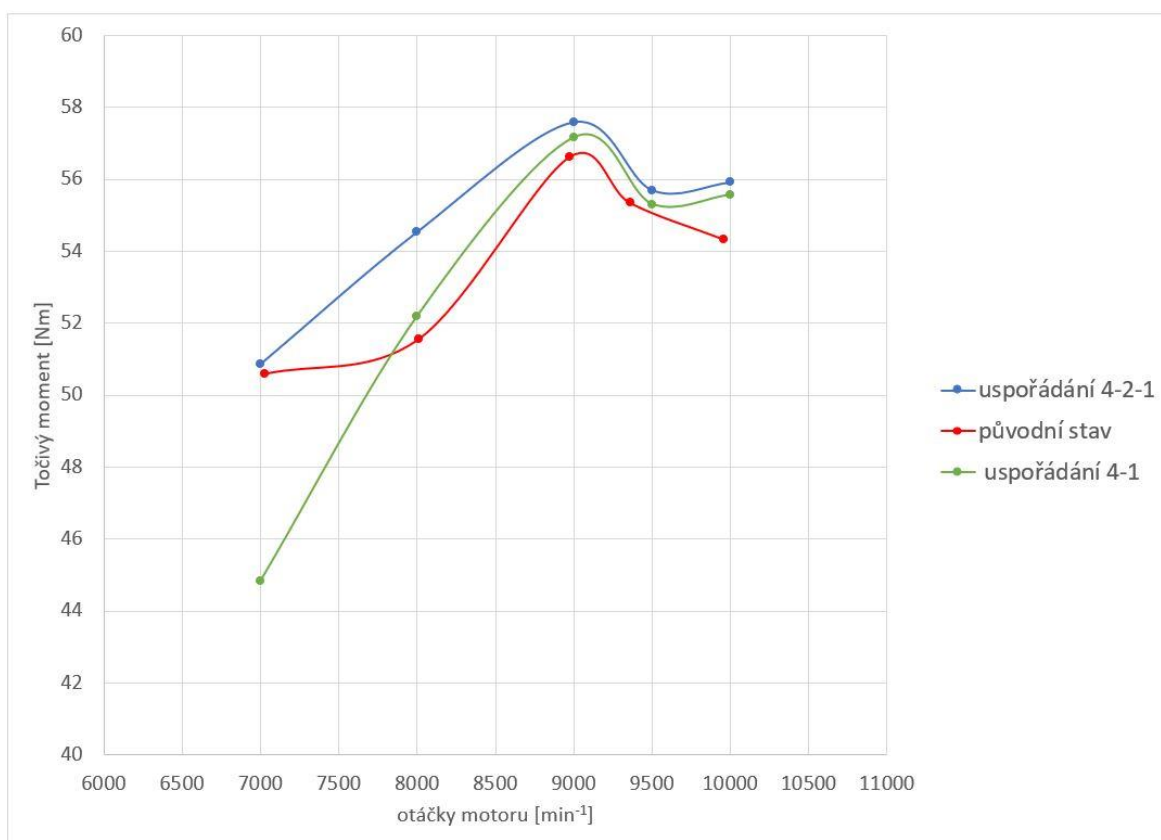


Obr. 70 – citlivost měrné spotřeby paliva na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-2-1



parametr, který má značný vliv na točivý moment, je zúžení sacího nátrubku. Výsledná charakteristika je na něm dokonce více citlivá než na jeho délce.

Při porovnání jednotlivých parametrů na měrnou spotřebu paliva se nejcitlivějším parametrem projevilo časování výfukové vačkové hřídele. Vzhledem k tomu, že tento parametr má významný vliv na měrnou spotřebu paliva, ale neovlivňuje tolik točivý moment motoru, mohla by se tento parametr využít k nastavení motoru mezi jednotlivými disciplínami. Pro *Autocross* a *Acceleration*, kde se neměří spotřeba vozu, by se časování vačkových hřídelů mohlo nechat v pozici pro maximální točivý moment. Oproti tomu při



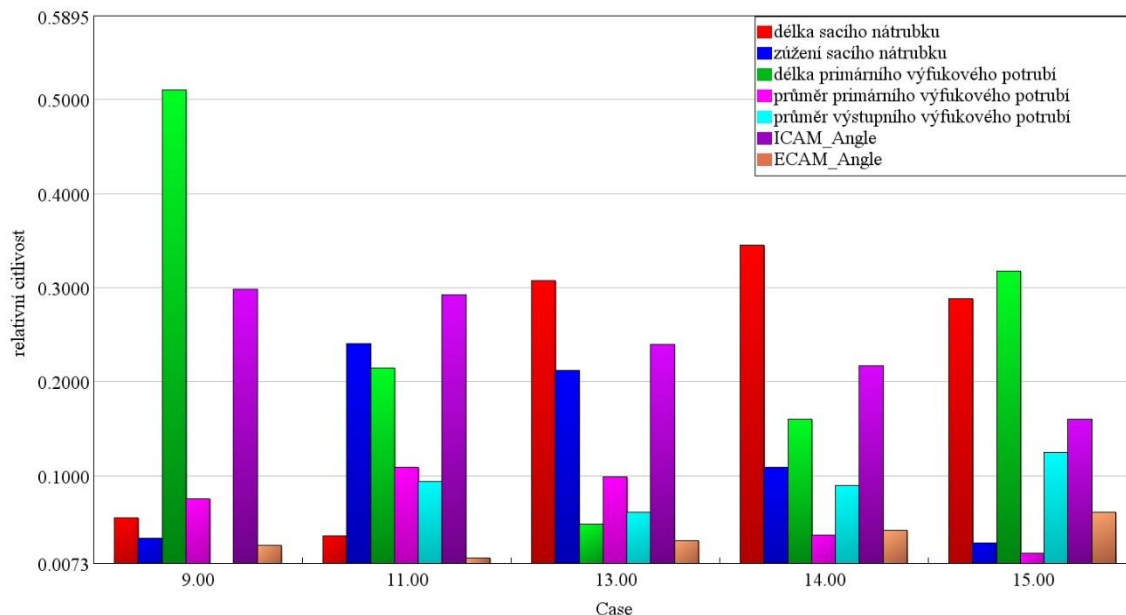
Obr. 72 – porovnání výsledného točivého momentu oproti původnímu.

Endurance, kde se navíc hodnotí i spotřeba paliva, by se mohlo posunout časování výfukové vačkové hřídele pro oblast nižší spotřeby paliva, za cenu poklesu výkonu. Z výsledků této citlivost ale nejsme schopni určit velikost absolutní změny točivého momentu a měrné spotřeby paliva, kterou by chtělo také zahrnout. Výsledná optimalizace točivého momentu je zobrazena na Obr. 72, kde je porovnání s původními hodnotami a variantou uspořádání výfukového potrubí 4-1.

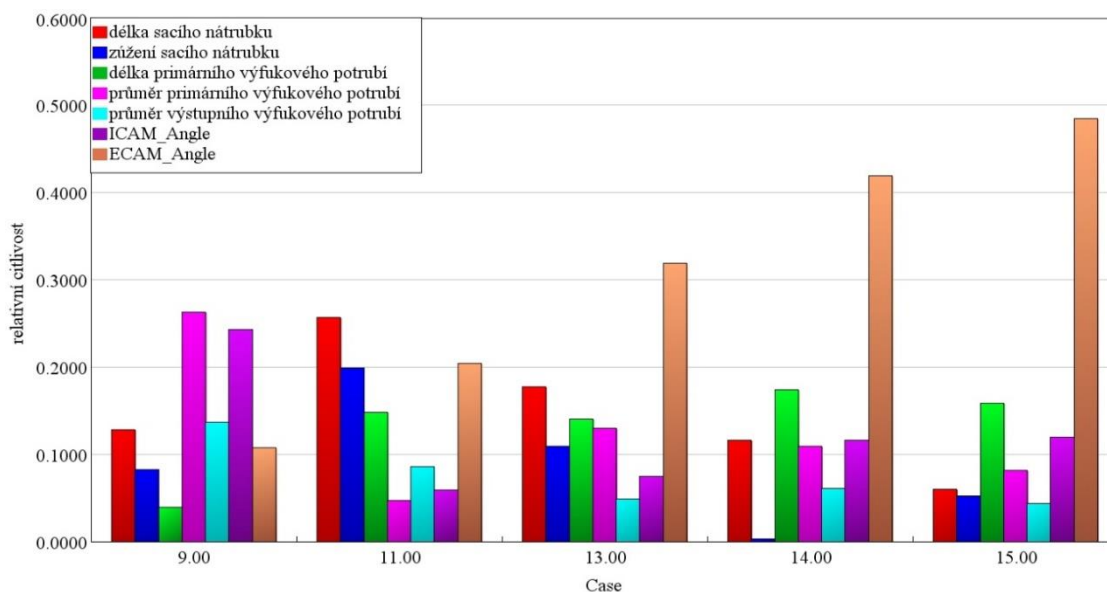
Z výsledků je patrné, že výhoda uspořádání 4-1, která by měla spočívat ve vyšším maximálním točivém momentu, se neprokázala. Točivý moment byl pro obě varianty přibližně shodný a v nižší otáčkách mělo uspořádání 4-1 mnohem vyšší ztrátu točivého



momentu. Ve vyšších otáčkách byl průběh momentu u obou variant téměř shodný a není tedy jasné, zda ve vyšších otáčkách nemohlo uspořádání 4-1 dosáhnout maximálního vyššího výkonu, než 4-2-1. Na Obr. 73 je zobrazena citlivost točivého momentu pro uspořádání výfukového potrubí 4-1. Je zde vidět velká citlivost na délku primárního



Obr. 73 – citlivost točivého momentu motoru na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-1 výfukového potrubí. To ale může být způsobeno velkým rozsahem tohoto parametru při optimalizaci. Podobně jako u uspořádání 4-2-1 můžeme vidět velkou změnu na rozměry sacího nátrubku, kde v tomto případě vychází naopak větší citlivost na jeho délce než zúžení. Na obr je zobrazena citlivost měrné spotřeby paliva pro variantu 4-1, která vychází podobně jako u uspořádání 4-2-1, pouze se zvýšenými citlivostmi výfukového potrubí v nižších otáčkách.



Obr. 74 – citlivost měrné spotřeby paliva na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-1



Z těchto výsledků bych stále volil výfukové potrubí s uspořádáním 4-2-1 a na brzdovém stanovišti bych zkusil změřit nastavení parametrů, které vyšly z optimalizace a jsou uvedeny v Tab. 9.

Délka sacího nátrubku	197
Úhel zúžení sacího nátrubku	0
Délka primárního výfukového potrubí	315
Průměr primárního výfukového potrubí	30
Délka sekundárního výfukového potrubí	305
Průměr sekundárního výfukového potrubí	38
Úhel sací vačkové hřídele	280
Úhel výfukové vačkové hřídele	400

Tab. 9 – výsledné parametry po optimalizaci



9 Závěr

V první části diplomové práce jsem uskutečnil měření tlaku ve válci, sání a výfuku kalibrovaného motoru na brzdovém stanovišti. Bohužel jsem z důvodu opožděného dodání dílů provedl měření pouze pro hlavní pracovní otáčky během závodu *Endurance*.

Tyto data jsem následně zpracoval a připravil pro použití v třítlakové analýze v programu GT-SUITE. Z výsledků analýzy je třeba vyzdvihnout hodnotu kompresního poměru, která vyšla značně rozdílně oproti předpokládanému kompresnímu poměru. Ve většině případů vychází kompresní poměr z termodynamické analýzy nižší, než který teoreticky vychází z geometrie spalovacího prostoru. V našem případě vyšel 13,96, oproti předpokládaným 13,7, což rozporuje obvyklé výsledky. Proto bych doporučoval změřit reálný kompresní poměr a porovnat s dalšími motory, kterými tým disponuje.

Výstupem třítlakové analýzy byl průběh hoření ve válci, který jsem vložil do modelu celého motoru a kalibroval jeho zbylé části. Konkrétně sací potrubí, výfukové potrubí a třecí ztráty motoru. Pro validace sacího potrubí jsem provedl měření průtoku vzduchu restriktorem v závislosti na jeho tlakové ztrátě, jelikož průtok restriktorem v modelu není prediktivní, ale dopočítává se z naměřených hodnot. Konečná odchylka simulace oproti měření činila u točivého momentu maximálně 1,5 % a v případě měrné spotřeby paliva maximálně 8 %.

Poslední část diplomové práce byla zaměřena na optimalizaci motoru pro předpokládané využití. Nejdříve jsem hledal optimální hodnotu kompresního poměru, k čemuž jsem využil i model hoření, který se používal před touto prací. Výsledný optimální kompresní poměr vyšel 13,6, který se téměř shoduje s návrhovým stavem pro náš upravený motor. Další parametry, které jsem pomocí 1-D simulace mohl optimalizovat, byly sací potrubí, výfukové potrubí a časování rozvodů motoru. U výfukového potrubí jsem porovnal dvě varianty uspořádání a nejlépe vycházela ta stávající. Po optimalizaci těchto parametrů dohromady se mi podařilo zvýšit točivý moment v celém jeho průběhu a výsledek je zobrazen v kapitole 8.2.

Do dalších let bych byl rád, pokud by se uskutečnilo měření v celém průběhu otáček a zkalibrovala se podle těchto výsledků celá vnější momentová charakteristika motoru a měrná spotřeba paliva. Pro měření jsou připraveny veškeré potřebné díly, které se dají použít i pro jiná měření a vyhodnocování přínosu různých úprav. Pro třítlakovou analýzu je k dispozici funkční model, do kterého stačí vložit data z měření, což by mohlo pomoci k efektivnější a častější kalibraci modelu.



Seznam použité literatury

- [1] Formula student rules. *Formula student* [online]. 2020 [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf
- [2] TUfast racing team. *Formula student* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://tufast-racingteam.de/rennwagen/>
- [3] Szengine. *SZEngine* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <http://szengine.hu/?lang=en#projects>
- [4] *Joanneum Racing Graz* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <http://link-springer-com-443.webvpn.fjmu.edu.cn/article/10.1007%2Fs40111-017-0002-z>
- [5] Gamma, Technologies, Inc. Engine performance, Version 7,3. Westmont, IL, USA : Gamma Technologies, Inc., 2018.
- [6] Konstrukční řešení měření indikovaného tlaku ve válci motocyklového motoru formule SAE. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČVUT v Praze.
- [7] *Kistler 4007* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: https://kistler-embedded.partcommunity.com/3d-cad-models/FileService/File/kistler/01_pressure/01_piezores_pressure_sens/01_sensors/4007c/4007c_english.pdf
- [8] *Kistler 4049* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=103997&model=document>
- [9] *AVL* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.avl.com/documents/10138/885965/AVL+Pressure+Sensors+for+Combustion+Analysis/6c844a54-7a84-429d-8e57-4f34e948f95d>
- [10] *Kistler 6113* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=104340&model=document>
- [11] *Kistler 6052* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=102803&model=document>
- [12] *Kistler Kibox* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=166&model=download>
- [13] *Kistler SCP* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=280&model=download>
- [14] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 0-07-028637-x.
- [15] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. Second edition. New York: McGraw-Hill Education, [2018]. ISBN 978-1-260-11610-6.



- [16] *Turbulent flame* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://crfl.kaust.edu.sa/Pages/Turbulence-chemistry%20interactions%20on%20statistically-stationary%20premixed%20flames.aspx>
- [17] Gamma, Technologies, Inc. Optimization, Version 7,3. Westmont, IL, USA : Gamma Technologies, Inc., 2018.
- [18] TERBER, Daniel. *Sání s proměnnou délkou potrubí pro formuli týmu CarTech*. Praha, 2014. Diplomová práce. ČVUT v Praze.
- [19] *YEC Technical letter* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: http://www.eps-online.es/pdf/YEC_Technical_letter.pdf
- [20] CÍSAŘ, Ondřej. *Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČVUT v Praze.
- [21] MICHÁLEK, Jan. *Konstrukce výfukového potrubí pro studentskou formuli se čtyřválcovým motorem*. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČVUT v Praze.
- [22] ČEPEK, Richard. *OPTIMALIZACE TVARU SÁNÍ MOTORU PRO FORMULI STUDENT*. Praha, 2018. Diplomová práce. ČVUT v Praze.



Seznam obrázků

Obr. 1 – tým CTU CarTech po závodě FS Italy 2019 s vozem FS.11	11
Obr. 2 – schéma sacího ústrojí pro vozy studentské formule	11
Obr. 3 – Závislost vlivu hmotnosti vozu na čas kola	13
Obr. 4 – Závislost vlivu výkonu motoru na čas kola.....	13
Obr. 5 – 1-válcový motor univerzitního týmu z univerzity v Györu ^[3]	15
Obr. 6 – motor Joanneum racing Graz ^[4]	16
Obr. 7 – model kalibrovaného motoru	17
Obr. 8 – zadání pomocí Case setupu	19
Obr. 9 – model motoru v GT-SUITE	19
Obr. 10 – porovnání výsledků simulace a naměřených dat.....	20
Obr. 11 – zkoušený motor umístěný na brzdovém stanovišti	23
Obr. 12 – Kistler 4007B použitý pro snímání tlaku v sání ^[7]	24
Obr. 13 – Kistler 4049A použitý pro snímání tlaku ve výfuku ^[8]	24
Obr. 14 – indikační zapalovací svíčka Kistler 6113C ^[10]	26
Obr. 15 – Kistler 6052C pro měření tlaku ve válci ^[11]	26
Obr. 16 – měřicí ústředna Kistler Kibox ^[12]	27
Obr. 17 – platforma pro úpravu signálu Kistler SCP ^[13]	27
Obr. 18 – snímač Kistler 4007B umístěný na sacím potrubí motoru	28
Obr. 19 - snímač Kistler 4049A umístěný na výfukovém potrubí motoru	29
Obr. 20 – chladicí zařízení pro snímač tlaku Kistler 4049A	29
Obr. 21 – sestava pro měření tlaku ve válci za pomoci indikační zapalovací svíčky Kistler 6113C	30
Obr. 22 – díly nutné k realizaci implementace tlakového snímače do hlavy motoru.....	30
Obr. 23 – měření teploty na víku alternátoru.....	31
Obr. 24 – sestava pro uchycení inkrementálního snímače polohy.....	31
Obr. 25 – uložení sestavy pro snímač polohy	31
Obr. 26 – závislost průtoku škrtící klapkou na úhlu otevření	32
Obr. 27 – histogram využití otáček motoru během závodu FS Czech 2018	33
Obr. 28 – model jednoho válce motoru připravený pro TPA	34
Obr. 29 – průběh tlaku ve válci pro otáčky 7 000 min ⁻¹	35
Obr. 30 – COV _{imep} měřeného motoru pro všechny otáčky	38
Obr. 31 – zvýšení rychlosti hoření zvětšením aktivní plochy plamene pomocí turbulence ^[16]	39
Obr. 32 – zdvih ventilů s vyznačeným překrytím	39
Obr. 33 – p-V diagram v logaritmických souřadnicích pro první výpočet.....	40
Obr. 34 - p-V diagram v logaritmických souřadnicích po prvních úpravách	41
Obr. 35 – Zprůměrovaný průběh tlaku ve válci pro 7 000 min ⁻¹	42
Obr. 36 – Porovnání filtrování dat tlaku ve válci pro 7 000 min ⁻¹	43
Obr. 37 – porovnání průběhu hoření pro různé filtry a otáčky 7 000 min ⁻¹	44
Obr. 38 – zprůměrovaný průběh tlaku ve výfuku pro 7 000 min ⁻¹	44
Obr. 39 – použití polynomiálních filtrů pro průběh tlaku ve výfuku, 7 000 min ⁻¹	45
Obr. 40 – použití filtru typu dolní propust pro průběh tlaku ve výfuku, 7 000 min ⁻¹	45
Obr. 41 – závislost dvou výsledných parametrů podle optimalizace dle Pareta ^[17]	48
Obr. 42 – model připravený pro optimalizaci s výpočtem podílu tlaku.....	51
Obr. 43 – rozšířené možnosti optimalizátoru	52
Obr. 44 – uživatelské prostředí optimalizátoru	52
Obr. 45 – citlivost podílu tlaků na jednotlivých proměnných	53
Obr. 46 – citlivost koeficientu výhřevnosti paliva na jednotlivých proměnných	53
Obr. 47 – Závislost podílu tlaků na chybě synchronizace	54
Obr. 48 – závislost koeficientu výhřevnosti paliva na koeficientu přestupu tepla	54
Obr. 49 - závislost koeficientu výhřevnosti paliva na koeficientu přestupu tepla pro všechny Casy	55
Obr. 50 – porovnání lambdy pro naměřená a simulovaná data	56



Obr. 51 – porovnání točivého momentu	57
Obr. 52 – porovnání měrné spotřeby paliva.....	57
Obr. 53 – porovnání p-v diagramu v logaritmických souřadnicích pro 7 000 min ⁻¹	58
Obr. 54 – porovnání p-v diagramu v logaritmických souřadnicích pro 10 000 min ⁻¹	58
Obr. 55 – průběh hoření pro 8 000 min ⁻¹	58
Obr. 56 – model sání motoru s restriktorem	60
Obr. 57 – měření průtoku restriktorem.....	60
Obr. 58 – naměřená data průtoku vzduchu restriktorem	60
Obr. 59 – průběh tlaku ve výfuku pro otáčky 10 000 min ⁻¹	62
Obr. 60 – průběh tlaku v sání motoru pro otáčky 10 000 min ⁻¹	62
Obr. 61 – porovnání průběhu točivého momentu	63
Obr. 62 – porovnání průběhu měrné spotřeby paliva	64
Obr. 63 – porovnání průběhu točivého momentu různých motorů.....	65
Obr. 64 – porovnání bodu AI50 pro nižší a vyšší kompresní poměr	66
Obr. 65 – porovnání délky hoření mezi body AI10 a AI90 pro nižší a vyšší kompresní poměr	67
Obr. 66 – závislost točivého momentu při porovnání kompresního poměru	67
Obr. 67 – závislost měrné spotřeby paliva při porovnání kompresního poměru	68
Obr. 68 – schéma sacího potrubí použité na voze FS.10	69
Obr. 69 – porovnání uspořádání výfukového potrubí	70
Obr. 70 – citlivost měrné spotřeby paliva na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-2-1	71
Obr. 71 – citlivost točivého momentu motoru na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-2-1	71
Obr. 72 – porovnání výsledného točivého momentu oproti původnímu.....	72
Obr. 73 – citlivost točivého momentu motoru na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-1.....	73
Obr. 74 – citlivost měrné spotřeby paliva na jednotlivých proměnných pro uspořádání 4-1	73

Seznam tabulek

Tab. 1 – porovnání jednotlivých variant motoru	14
Tab. 2 – Naměřené hodnoty.....	33
Tab. 3 – volba velikosti populace pro metodu Generic Algorithm	49
Tab. 4 – počáteční hodnoty modelu pro optimalizaci	50
Tab. 5 – parametry modelu po optimalizaci.....	55
Tab. 6 – průměrný tlak v sání v jednotlivých otáčkách.....	61
Tab. 7 – hodnoty objemové účinnosti pro jednotlivé otáčky	61
Tab. 8 – hodnoty jednotlivých parametrů před optimalizací	70
Tab. 9 – výsledné parametry po optimalizaci	74



Seznam použitých veličin a zkratek

AI50	°	Poloha klikové hřídele při shoření 50 % směsi
BMEP	bar	Střední efektivní tlak
COV _{imep}	%	Koeficient variace
c _s	m/s	Střední pístová rychlost
FMEP	bar	Střední efektivní tlak ztrát
FS.10		Formule týmu CTU CarTech v roce 2018
FS.11		Formule týmu CTU CarTech v roce 2019
IMEP	bar	Střední indikovaný tlak
LHV	MJ/kg	Výhřevnost paliva
M _t	Nm	Točivý moment
ṁ	Kg/h	Hmotnostní průtok
MBT		Bod maximálního točivého momentu
N	min ⁻¹	Otáčky motoru
n _R		Počet otáček na cyklus
p	bar	Tlak
p _{air}	bar	Atmosférický tlak
P _i	kW	Indikovaný výkon
PMEP	bar	Výměna náplně válce
T _{air}	°C	Teplota vzduchu
TPA		Třítlaková analýza
V	cm ³	objem
V _d	cm ³	Zdvihový objem motoru
W _i	kW	Indikovaná práce
η		Účinnost
ρ		Hustota
λ		Poměr přebytku vzduchu