



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Vyhodnocení intenzity klepání motoru  
formule Student

Knocking intensity evaluation of formula  
Student engine

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2021**

**Martin ŠTARNAN**

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

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



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štarman** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **483919**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Vyhodnocení intenzity klepání motoru formule Student**

Název bakalářské práce anglicky:

**Knocking intensity evaluation of Formula Student engine**

Pokyny pro vypracování:

- Vypracujte stručnou rešerši shrnující teoretické poznatky problematiky klepání a vyhodnocování intenzity klepání při experimentu.
- Pro dostupná data z experimentu vyhodnoťte průběhy tlaků ve válci zkoušeného motoru.
- Vyhodnoťte intenzitu klepání pomocí 1-D CFD modelu a proveďte nastavení modelu klepání reprezentujícího skutečný motor.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

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

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

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

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta



## Anotační záznam

Jméno autora: Martin Štarman

Název práce: Vyhodnocení intenzity klepání motoru formule Student

Anglický název: Knocking intensity evaluation of formula Student engine

Rozsah práce: 64 stran

42 obrázků

8 tabulek

Akademický rok: 2020/2021

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

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

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

Klíčová slova: Formula Student, klepání motoru, modely klepání, hoření, GT-Suite

Key words: Formula Student, engine knock, knock models, combustion, GT-Suite



## Abstakt

Bakalářská práce se zabývá vytvořením modelu vyhodnocujícího intenzitu klepání a jeho nastavení reprezentující skutečný motor v motoru Yamaha R6 13S. První část práce je tvořena z rešerše shrnující teoretické poznatky a popisující fenomén klepání, jeho příčiny, metody pro potlačení a samotnou detekci klepání. Druhá část práce obsahuje vyhodnocení dat spalovacích tlaků z měření, kalibraci pomocí genetického algoritmu s cílem vytvoření modelu hoření nejvíce odpovídajícího reálnému průběhu. Model hoření slouží jako základ pro vytvoření modelu vyhodnocujícího intenzitu klepání. Intenzita klepání je vyhodnocena pomocí modelu Douaud&Eyzat a kalibrována na hodnotu 10% nespálené směsi v průběhu průměrného spalovacího cyklu.

## Abstract

The bachelor's thesis deals with the creation of a model evaluating the knock intensity and its setting representing the real Yamaha R6 13S engine. The first part of the work consists of a search summarizing theoretical knowledge and describing the phenomenon of knocking, its causes, methods for suppression and the detection of knocking. The second part of the work contains the data evaluation of combustion pressures from measurements, calibration using a genetic algorithm in order to create a combustion model most corresponding to the real course. The combustion model serves as a basis for creating a model evaluating the intensity of knocking. The knocking intensity is evaluated using a Douaud&Eyzat model and calibrated to 10% of the unburned mixture during the average combustion cycle.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma: “ Vyhodnocení intenzity klepání motoru formule Student” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 24.6.2021

Martin Štarman



## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce a za cenné rady a připomínky, které mi velice pomohly při vypracování.

Chtěl bych také poděkovat všem minulým i současným členům týmu CTU Cartech za jejich pomoc a rady a za možnost být členem tohoto týmu.



# Obsah

Úvod .....	9
1 Formula SAE .....	10
1.1 Historie.....	10
1.2 Disciplíny.....	10
1.2.1 Statické disciplíny .....	10
1.2.2 Dynamické disciplíny .....	11
1.3 CTU Cartech .....	11
2 Pohonná jednotka .....	12
2.1 Pravidla pro spalovací motory .....	13
3 Proces hoření .....	14
3.1 Normální hoření .....	14
3.2 Abnormální hoření.....	14
3.2.1 Projevy.....	14
3.2.2 Rozdělení .....	15
3.3 Průběh tlaku.....	16
4 Klepání motoru .....	18
4.1 Metody pro potlačení klepání .....	19
4.1.1 Zpoždění časování zážehu.....	19
4.1.2 Změna oktanového čísla benzínu .....	21
4.1.3 Bohatost směsi .....	21
4.1.4 Změna kompresního poměru.....	22
4.1.5 Chlazení.....	22
4.1.6 Tvorba turbulencí .....	22
4.1.7 Přímé vstřikování druhého paliva.....	22
4.1.8 Konstrukční úpravy pro potlačení klepání.....	22
4.2 Detekce klepání .....	22
4.2.1 Optické snímače .....	23
4.2.2 Piezoelektrické snímače.....	23
4.3 Poškození vlivem klepání .....	24
5 Simulační program GT-SUITE .....	26
6 Tvorba modelu hoření.....	27
6.1 Model pro třítlakovou analýzu .....	27
6.1.1 Provedené modifikace .....	28
6.1.2 Kalibrace .....	36
6.1.3 Výsledky optimalizace a jejich porovnání .....	37
6.1.4 Porovnání výsledků optimalizace s naměřenými hodnotami.....	41
7 Tvorba modelu klepání.....	43
7.1 Simulační model motoru.....	43
7.2 Modely klepání.....	43
7.2.1 Popis modelu klepání.....	45
7.2.2 Nastavení modelu.....	45
7.2.3 Kalibrace modelu Douaud&Eyzat.....	46



7.2.4 Výstupy modelu klepání.....	47
7.3 Tvorba modelu .....	47
7.4 Interpretace výsledků .....	49
8 Aplikace modelu klepání .....	52
9 Závěr .....	55
Bibliografie.....	56
Seznam obrázků .....	58
Seznam tabulek.....	57
Seznam zkratk.....	58
Seznam příloh .....	59
Přílohy .....	I
<i>Příloha 1</i> .....	<i>I</i>
<i>Příloha 2</i> .....	<i>III</i>





## Úvod

Účinnost spalovacích motorů a rozsah, v jakém emitují škodlivé znečišťující látky, přímo souvisejí se spalovacím procesem probíhajícím ve válci. Velmi důležitým faktorem ovlivňujícím účinnost spalovacího procesu je kompresní poměr, který můžeme definovat jako poměr mezi nasátým a stlačeným objemem směsi. Zvýšením kompresního poměru tak můžeme dosahovat vyšší účinnosti spalování. Od počátků spalovacích motorů došlo k velkému zvýšení tohoto poměru, kdy dnes dosahují spalovací motory až k hodnotám 15:1, vozy F1 dokonce až 17:1. Kompresní poměr je však velmi omezen právě klepáním, zejména díky němu tak není možné zvyšovat kompresní poměr do nekonečna. Klepání krátce definujeme jako samovznícení koncového plynu uvnitř válce. Dojde-li ke vzniku klepání, následuje tvorba většího množství výfukových plynů a snížení točivého momentu motoru.

Abychom dosáhli co největší tepelné účinnosti je nutné kalibrovat motor blízko svému přípustnému limitu klepání. Metody pro potlačení klepání se mohou u atmosférických a přeplňovaných motorů lišit, vzhledem k odlišnostem konstrukce celého motoru. Nicméně v této práci se budeme zabývat pouze atmosférickými motory, jelikož motor z motocyklu Yamaha R6 používaný v týmu CTU Cartech je právě atmosférický.

Popsat nebo dokonce předvídat klepání je velmi složité a vyžaduje to hluboké pochopení procesů probíhajících ve spalovací komoře, proto se v první části zaměříme na hoření a jeho průběh, vymezíme pojem klepání, důvody vzniku klepání a také metody pro jeho potlačení. Ukážeme si, jak je možné klepání detekovat a jaké snímače se pro detekci používají.

V praktické části rozebereme simulační program GT-Suite, vysvětlíme si funkci tohoto programu a použité modely při simulaci. Z naměřených dat spalovacích tlaků v sání, válci a ve výfuku na skutečném motoru Yamaha R6 vytvoříme model hoření pomocí třítlakové analýzy. Model hoření poslouží jako základ pro model vyhodnocující intenzitu klepání. Použitý model Douaud&Eyzat je zkalibrujeme pomocí genetického algoritmu na hodnotu 10% nespálené směsi v průběhu průměrného spalovacího cyklu. Zkalibrovaný model poté použijeme pro vyhodnocení intenzity klepání pro simulované podmínky na závodech.



# 1 Formula SAE

## 1.1 Historie

Studentskou formuli můžeme charakterizovat jako konstruktéřskou soutěž studentů bakalářského a magisterského studia na vysoké škole. Samotným smyslem této soutěže je návrh a stavba vozu, který odpovídá pravidlům soutěže. Soutěž samotná se každým rokem vyvíjí, můžeme tak vidět velký pokrok od z počátku primitivních formulí až k velmi sofistikovaným monopostům nabitých pokročilými technologiemi.

Samotné počátky soutěže můžeme datovat již k roku 1981, kdy původní soutěž Formula SAE (Society of Automotive Engineers) byla založena v USA. Na evropském kontinentu se první závod konal až v roce 1998 a to ve Velké Británii. Tohoto prvního závodu se účastnily týmy 4 evropských univerzit a 3 univerzity z USA. Aktuálně má tato soutěž více než 500 týmů napříč celým světem, které se každoročně účastní série Formula SAE [1].

Přestože původní studentské formule měly pouze jednu kategorii, ve které se účastnily formule se spalovacím motorem, v roce 2010 vznikla kategorie vozů s elektrickým pohonem, která postupně zažívala ohromnou expanzi a nával nových týmů. Nyní již Formula Student disponuje 3 kategoriemi, když se ke kategorii CV (Combustion vehicle) a EV (Electric vehicle) přidala ještě kategorie Driverless, kde dochází k integraci autonomního řízení do již hotové formule, a to povětšinou s elektrickým pohonem. Tento monopost má kromě pohonných a elektrických jednotek také další senzory, a to včetně kamer a LiDARu, díky nimž je vozidlo schopno autonomní jízdy [1].

## 1.2 Disciplíny

Oproti Formuli 1, ve které je hodnocen pouze výsledek ze závodů Velké ceny, se závody Formula student skládají z několika disciplín, ty jsou rozděleny na statické a dynamické. Každá z jednotlivých disciplín má své bodové ohodnocení, na jehož základě je poté stanoveno celkové pořadí týmů. Maximální počet bodů ze všech disciplín je 1000. Porota bývá tvořena špičkovými inženýry z oboru. Níže uvádím seznam disciplín, které jsou hodnoceny v soutěži Formula Student.

### 1.2.1 Statické disciplíny

Při statických disciplínách studenti obhajují zejména návrh vozidla, při kterých je kladen důraz na technické znalosti a porozumění svému návrhu. Statické disciplíny jsou ohodnoceny méně body než disciplíny dynamické, lze tak získat až 325 bodů.

- Engineering Design Report (150 bodů) - V této disciplíně je hodnocen návrh celého vozu s ohledem na konstrukční řešení, která byla použita. Předmětem hodnocení je vyspělost, ale také inovativnost technického návrhu [2].



- Cost Report (100 bodů) - Hodnocena schopnost týmu efektivně pracovat se svým rozpočtem. Jsou zde zahrnuty také aspekty týkající se výroby a její efektivity. Předmětem hodnocení je cena prototypu a kalkulace výrobní ceny v malosériové výrobě při 1000 kusech [2].
- Business Plan Presentation (75 bodů) - Obhajoba plánu malosériové výroby prototypu vozu před fiktivním investorem. Hodnocena schopnost týmu vyvinout a dodat komplexní obchodní, logistické, výrobní nebo technické řešení [2].

### 1.2.2 Dynamické disciplíny

V průběhu dynamických disciplín je prověřena kvalita, spolehlivost a rychlost samotného vozu. Z celkového počtu 1000 bodů je možné v dynamických disciplínách získat až 675 bodů. Níže uvádím výčet dynamických disciplín.

- Akcelerační (100 bodů) - Délka závodní dráhy pouze 75 m. V této disciplíně je hodnoceno zrychlení z místa a výsledný čas, za který vozidlo dráhu projede.
- SkidPad (75 bodů) - Trať ve tvaru čísla 8. V této disciplíně je hodnocen čas, za který je schopno vozidlo dráhu projet.
- Autocross (125 bodů) - Jedno kolo celé závodní trati. V této disciplíně je hodnocen čas, za který vozidlo trať projede.
- Endurance (275 bodů) – Délka tratě 32 km po stejné trati jako při Autocrossu, v půlce závodu dochází k výměně pilotů. Hodnocen je jak čas, tak zároveň počet shozených kuželek.
- Fuel Efficiency (100 bodů) - V této disciplíně je hodnocena spotřeba paliva při závodě Endurance.

### 1.3 CTU Cartech

Tým studentské formule byl založen v roce 2009 na fakultě strojní ČVUT v Praze. Tým je složen přibližně z 30 členů bakalářského a magisterského studia, kteří jsou následně děleni do skupin podle části vozu, které se věnují. V roce 2020 byl postaven již 12. vůz a v současné době probíhá stavba dalšího.



Obrázek 1 - Nejnovější monopost FS.12 [Vlastní zdroj]

## 2 Pohonná jednotka

Již od počátku existence týmu CTU Cartech je použita stejná pohonná jednotka, tou je Yamaha YZF-R6 ze sportovního motocyklu s označením 13S nebo 2CO z let 2006 až 2013. Jedná se o pístový, řadový čtyřválcový motor se čtyřmi ventily v každém válci, který můžeme velmi často nalézt jak v dalších týmech studentské formule, tak i v jiných odvětvích motorsportu. Jeho oblíbenost je zejména kvůli jeho výkonu a spolehlivosti. Používaná řídicí jednotka na tomto motoru se nazývá EFI Technology Euro 4.

Maximální výkon je podle posledního měření 64 kW při 10 400  $\text{min}^{-1}$ , maximální moment je 60 Nm při 8700  $\text{min}^{-1}$ . Hmotnost samotného motoru je kolem 50 kg a celého vozu 187 kg bez pilota.

Na motoru bylo provedeno opravdu velké množství změn, například použití suché vany, díky které se musí blok motoru obrábět na několika místech nebo také kompletně nový design vaček a mnoho dalšího. I přes všechny tyto změny je však výkon motoru nižší, než byl původně. Příčinou menšího výkonu je však pouze restriktor, který musí být umístěn v sacím potrubí a výrazně tak snižuje průtok nasávaného vzduchu. V tabulce č.1 můžete vidět porovnání mezi původním motorem Yamaha R6 a námi upraveným. Kompresní poměr byl zvýšen použitím pístů z novějšího modelu a změnou těsnění pod hlavou.



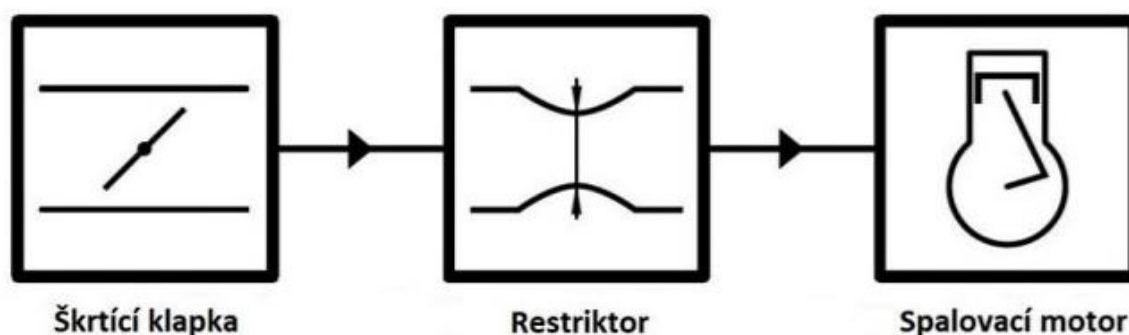
	Yamaha R6 2CO	Vůz FS.12
Vrtání [mm]	67	67
Zdvih [mm]	42,5	42,5
Zdvihový objem [ccm]	599,4	599,4
Kompresní poměr [1]	12,8	13,7
Maximální výkon [kW]	95	64
Maximální otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	15 800	13 000
Maximální točivý moment [Nm]	66	60

Tabulka 1 – Porovnání původního motoru a motoru upraveného

## 2.1 Pravidla pro spalovací motory

Pravidly soutěže studentské formule je dáno, že motor musí být pístový, čtyřtákní a zážehový. Maximální objem tohoto motoru smí být  $710 \text{ cm}^3$ . Co se týče počtu válců, tak pravidly toto není nijak omezen. V celé soutěži je tak možné nalézt motory jak jednoválcové, tak i čtyřválcové motory. Použití přepřňování pomocí turbodmychadla je povoleno, proto zpravidla jedno a dvouválcové motory jsou přepřňované [2].

Jak bylo zmíněno výše, výkon motoru je omezen restriktorem, který je umístěn v sání a jeho funkce je omezení průtoku vzduchu, velikost průřezu je dána typem paliva. Dle pravidel smí být použit pouze E85<sup>1</sup> nebo RON 98. Nicméně vzhledem k rozdílným vlastnostem obou paliv je předepsaný průměr restriktoru pro RON 98 20 mm a pro E85 je to 19 mm. Dále je určené pořadí jednotlivých částí sání, dle obrázku č.3. Nejprve musí být umístěna škrťící klapka, poté restriktor a nadále samotný spalovací motor [2].



Obrázek 2– schéma pro sání dané pravidly [2]

<sup>1</sup> Směs tvořena z 85% etanolem a 15% naturalem 95



## 3 Proces hoření

Při tomto procesu dochází k oxidaci uhlovodíkových sloučenin za vzniku vody, oxidu uhličitého a dalších produktů. Celá reakce produkuje teplo, které způsobuje nárůst tlaku využitelného k vykonání práce. Hoření můžeme rozdělit na hoření normální a abnormální, v našem případě se budeme zabývat hořením detonačním, které spadá pod hoření abnormální. Znalost spalovacího průběhu je nezbytná pro pochopení pojmu klepání [3].

### 3.1 Normální hoření

Ideální spalování v uzavřeném prostoru poskytuje výchozí bod pro výzkum skutečných událostí ve spalovací komoře. Tato idealizace předpokládá:

- Stálý objem
- Homogenní a stálou směs
- Centrální jiskru ze svíčky
- Chladné a čisté stěny komory

V době zapálení je jiskra v oblasti středu spalovacího objemu. Plamen se šíří od počátečního bodu rovnoměrně po celé komoře, přičemž neustále zvětšuje svůj poloměr, rychlost šíření se zvyšuje pouze do konečné rychlosti (podzvuková rychlost) a poté zůstává zhruba konstantní. Po kontaktu čela plamene se studenou stěnou dochází k uhašení a proces tím končí [3].

Ačkoli se skutečný proces spalování liší od ideálního modelu, je dostatečně podobný, aby se dal předvídat a řídit. Skutečné události poskytují zvládnutelný, relativně hladký nárůst tlaku a teploty, který lze efektivně využít k výrobě energie [3].

### 3.2 Abnormální hoření

Účinnost přeměny paliva ve spalovacím motoru přímo souvisí s kompresním poměrem. Přestože vztah není lineární, zvýšením kompresního poměru dosáhneme zvýšení výkonu motoru, při zachování ostatních podmínek. Nicméně zvýšením kompresního poměru dochází ke změnám v procesu spalování, což může vést až ke klepání. Klepání je tedy největší překážkou pro použití vyšších kompresních poměrů [3].

#### 3.2.1 Projevy

Abnormální spalování v zážehových motorech se projevuje mnoha způsoby. Ze všech různých neobvyklých spalovacích projevů jsou důležité zejména tyto dva hlavní jevy:

- Klepání
- Povrchové zapálení



Oba z výše zmíněných jevů abnormálního spalování je velmi důležité eliminovat, jelikož tyto jevy zhoršují výkon motoru, jsou nežádoucí a mohou v krajním případě způsobit poškození motoru [4], [5].

Klepání označuje název pro hluk, který se přenáší konstrukcí motoru, když dochází k samovolnému vznícení významné části paliva na konci normálního hoření (paliva, vzduchu, zbytkového plynu, směsi před šířícím se plamenem). Samotný jev klepání budeme více rozebírat v další kapitole [4].

Povrchové zapálení popisujeme jako zapálení směsi paliva a vzduchu horkým bodem stěny spalovací komory. Zdrojem může být přehřátý ventil, zapalovací svíčka nebo stěny spalovací komory, případně usazeniny, které mohou díky zhoršenému přestupu tepla mezi usazeninou a povrchem mít vyšší teploty. Nastává před výskytem (pre-ignition) nebo až po (post-ignition) jiskry [4].

Jelikož spontánní vznícení, které způsobuje klepání, je řízeno průběhem teploty a tlaku koncového plynu, a tedy změnou fázování a rychlostí vývoje spalovacího procesu, mohou nastat také kombinace těchto dvou výše zmíněných jevů – samozápal a klepání. Ty jsou rozděleny do kategorií na obr.4. Klepání se podstatně mění v jednotlivých cyklech a také mezi jednotlivými válci, kdy se může vyskytnout pouze v jednom z nich a nemusí být k němu docházet v každém cyklu [4].

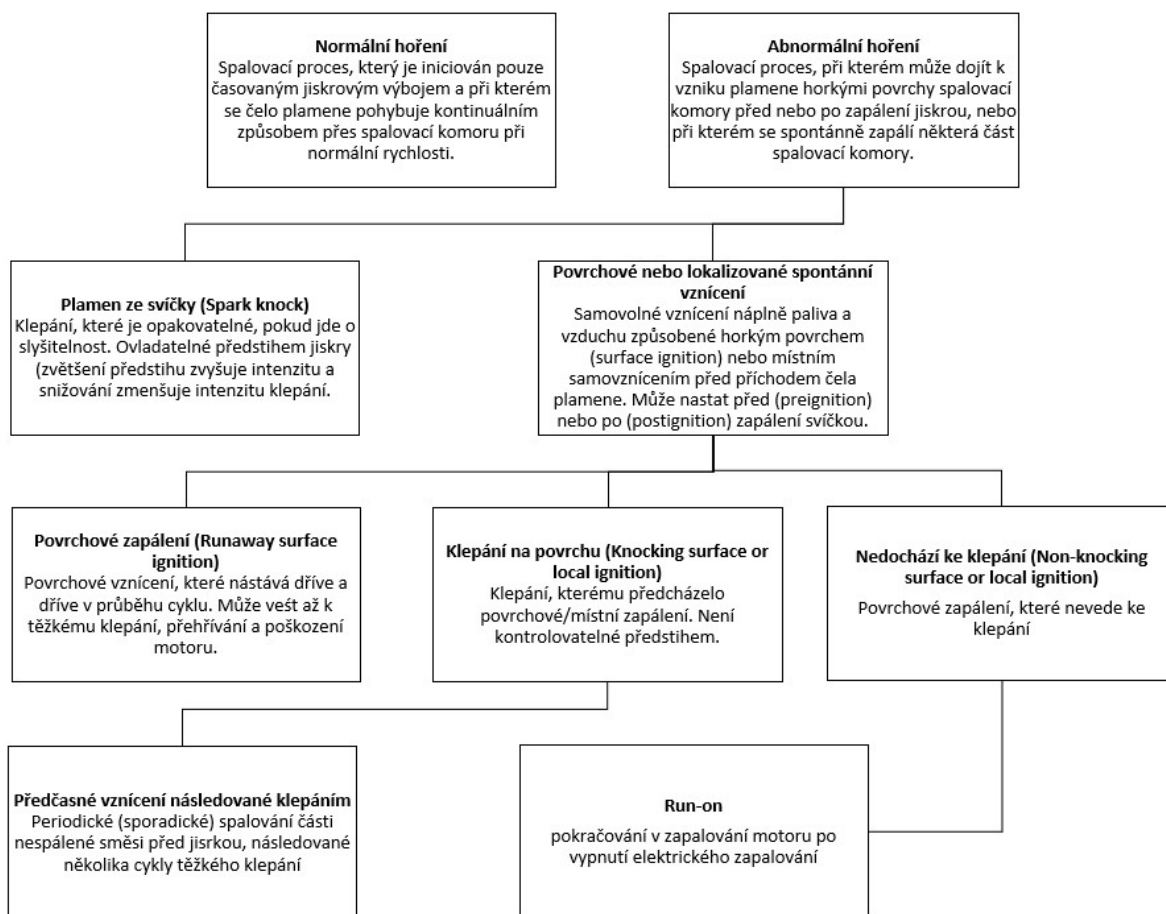
### 3.2.2 Rozdělení

#### 3.2.2.1 Plamen ze svíčky (Spark-knock)

Nastává opakovaně během jinak normálních spalovacích událostí. Můžeme ho ovlivňovat předstihem zápalu svíčky, předstih zvyšuje intenzitu klepání, zpomalení snižuje klepání. Vlivem jiskření dochází k rychlejšímu nárůstu tlaku a teploty koncového plynu [4].

#### 3.2.2.2 Předčasné vznícení (Pre-ignition)

Předtím, než dojde k výboji jiskry, dochází přerušovaně v místní oblasti nespálené směsi ve válci k samovznícení, následné uvolnění chemické energie má za následek vysoké tlaky a teploty nespálené směsi, což vede ke vzniku klepání. K předčasnému vznícení dochází v několika cyklech (přibližně jednou za  $10^4$  cyklů), trvá jeden nebo několik cyklů a poté se zastaví, jeho výsledkem jsou extrémně vysoké tlaky ve válcích. Pravděpodobná příčina je periodický přesun oleje mezi vložkou válce a vrchní částí pístu, který tvoří místní oblast samovzněcující se směsi uhlovodíků a vzduchu [4].



Obrázek 3- Definice normálních a abnormálních jevů spalování [6]

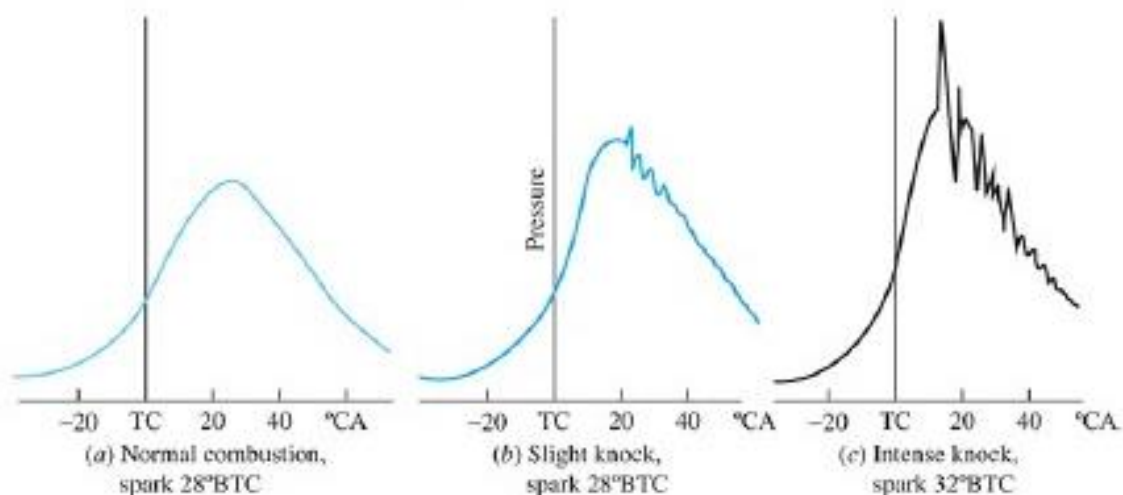
Ze všech jevů vyznačených na obr. 3 je předčasné vznícení potenciálně nejvíce škodlivé pro motor. Kterýkoliv proces, který urychluje zahájení spalování před časováním, které dává největší točivý moment, má za následek vyšší teploty a tlaky nespálené směsi, a tím i silnější klepání [4].

Výsledkem je také vyšší odvádění tepla z důvodu zvyšujících se tlaků a teplot spáleného plynu, který způsobuje vyšší teploty komponent. To opět posunuje bod předčasného vznícení dále, dokud nesežou kritické komponenty. Povrchy, které mohou způsobit předčasné vznícení, jsou ty nejhůře chlazené a ty na kterých se hromadí usazeniny poskytující další tepelnou izolaci, například zapalovací svíčky, výfukové ventily a usazeniny na hlavě pístu a hlavě válců [4], [5].

### 3.3 Průběh tlaku

Průběh tlaku ve válci během spalovacího procesu ukazuje podrobně výskyt klepání. Obr. 4 popisuje průběh tlaku ve válci při 3 různých cyklech motoru, a to normální spalování (a), spalování s výskytem lehkého klepání (b) a spalování s výskytem těžkého klepání (c). Pokud ke klepání dochází, můžeme na grafu pozorovat vysokofrekvenční tlakové oscilace, jejichž amplituda s časem klesá.





Obrázek 4 – Průběh tlaku ve válci s (a) normálním spalováním, (b) lehkým klepáním a (c) silným klepáním., při 4000 ot./min, jednoválcový motor [4]

Obrázky (a) a (b) mají stejné provozní podmínky a předstih jiskry. Asi jedna třetina cyklů v tomto motoru za těchto podmínek měla normální, plynule se měnící tlakové záznamy ve válcích, jak je znázorněno na obr. (a). Ve zbývajících cyklech došlo ke klepání různé závažnosti. Při lehkém klepání (b) dochází ke klepání ke konci procesu hoření, blízko špičkového tlaku, amplituda kolísání tlaku je malá. Nejvyšší hodnota tlaku (b) je větší a dříve, než při normálním hoření (a). Při projevu silného klepání (c), kde byl použit větší předstih, dochází ke klepání dříve v procesu spalování a počáteční amplituda kolísání tlaku je mnohem větší. Kolísání tlaku vytváří ostrý kovový šum zvaný „klepání“. Na motorové zkušebně v areálu ČVUT Pod Juliskou, kde provádíme svá měření, jsou pro poslech tohoto zvuku sluchátka fungující na principu stetoskopu. K bloku motoru je připevněna kovová trubička vedoucí až na velín zkušebny, na jejichž konci jsou zmíněná sluchátka. Díky tomuto řešení je poté možné hned určit, zda při spalování dochází ke klepání [4].



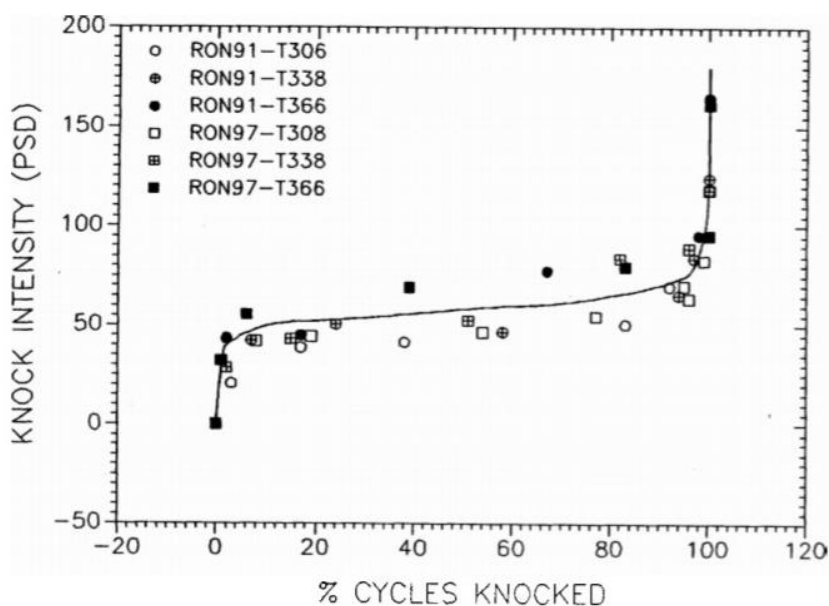
## 4 Klepání motoru

Klepání u benzínových motorů je jednou z hlavních překážek použití vysokého kompresního poměru a tím dosažení vyšší tepelné účinnosti. Stále větší důležitost se tak klade na kalibraci motorů blíže k přípustnému limitu klepání s následným snížením bezpečnostních limitů [6], [7].

Klepání jako stav spalování vzniká samovznícením částí nespálené směsi před zapálením svíčkou, když je jedna nebo více lokalizovaných oblastí v koncovém plynu stlačena na dostatečně vysoké tlaky a teploty, aby spontánně reagovala. Zpočátku je rychlost uvolňování chemické energie, relativně pomalá, nicméně rychlým nárůstem tlaku a teploty se rychlost postupně zvyšuje. Ke vznícení nedochází rovnoměrně v celém válci, tak jako by tomu bylo po zapálení svíčkou, ale v oblastech, kde složení (koncentrace směsi) a teplota jsou taková, že indukční časy jsou kratší. Celý proces, kdy k samovznícení dochází je doprovázen silnými tlakovými vlnami uvnitř spalovací komory, které způsobují vysokofrekvenční rezonanci, ovlivňují okolní směs, tok a tlak ve válci. Frekvenční pásmo klepání je určeno geometrií daného motoru, tedy průměrem válce a parametry motoru [4], [8].

Čím později ve spalovacím cyklu dochází ke klepání, tím nižší je jeho intenzita. Čím vyšší je teplota a tlak koncového plynu na začátku klepání, tím větší je intenzita klepání za stálých provozních podmínek [9]. Při vzniku klepání v procesu hoření dochází k vyšší tvorbě NO<sub>x</sub> a nižšímu točivému momentu [6].

Ke klepání dochází primárně při zatížení blížícím se úplně otevřené klapce. Jedná se tedy o přímé omezení výkonu motoru. Rovněž omezuje účinnost motoru, protože účinným omezením teploty a tlaku koncového plynu při vyšším zatížení omezuje více zmíněný kompresní poměr motoru [4]. Pokud dochází ke klepání při spalování do 95 % ze všech spalovacích cyklů, je intenzita klepání téměř konstantní pro všechny cykly patřící do tohoto intervalu. Pokud hodnota stoupne nad 95 %, intenzita klepání se rapidně zvýší (viz. Obr. 5) [10].



Obrázek 5 – Závislost intenzity klepání na procentu klepacích cyklů. Paliva s oktanovým číslem 91 a 97 při třech teplotách vstupního vzduchu. Při 1500 ot/min [10]

#### 4.1 Metody pro potlačení klepání

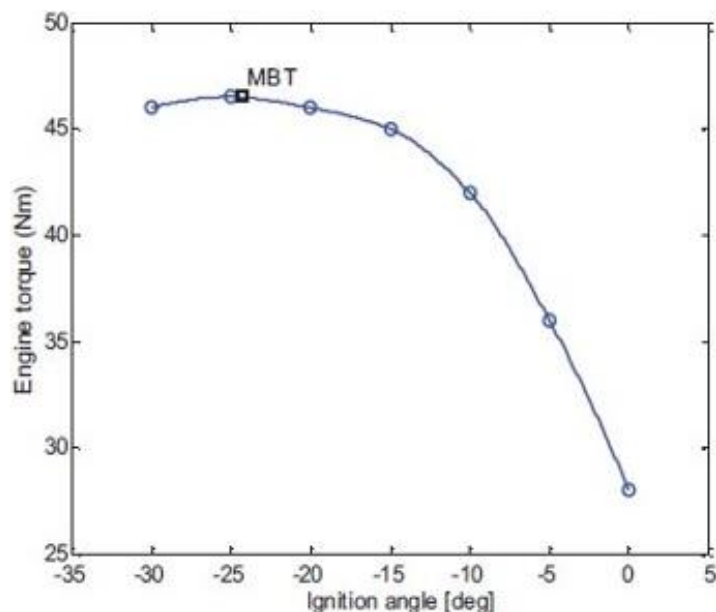
Abychom zabránili vzniku klepání, využíváme principu spočívajícím v kratší době šíření plamene do koncového plynu ( $\tau_1$ ), než jaká je doba samovznícení koncového plynu ( $\tau_2$ ). Metod pro potlačení klepání je velmi mnoho a liší se pro zážehové motory atmosferické a přeplňované. V případě vznětových motorů je situace velmi odlišná, kdy tento druh motoru je založen na principu vznětování. Vzhledem k motoru Yamaha R6, který je předmětem práce se budeme zabývat pouze metodami pro zážehové atmosferické motory.

Na motorové zkušebně, kde probíhá měření na tomto motoru jsme schopni při měření měnit pouze časování, bohatost směsi a hodnotu oktanového čísla, proto budou popisovány zejména tyto metody pro potlačení klepání. Nicméně při měření jsou proměnné pouze první 2 zmíněné parametry, neboť prozatím při měření používáme pouze palivo s oktanovým číslem 98.

##### 4.1.1 Zpoždění časování zážehu

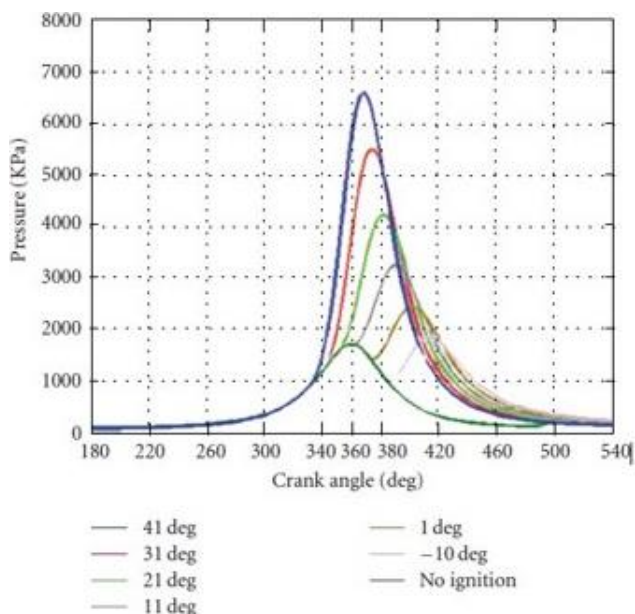
Optimální časování zážehu s ohledem na efektivní točivý moment je označováno jako maximální efektivní moment (MBT) naměřený na motorové brzdě, které odpovídá nejvyššímu bodu charakteristiky zobrazené na obr. 6. V tomto bodě se bohužel může již vyskytovat klepání [6].

Zpoždění časování můžeme definovat jako změnu úhlu natočení klikového hřídele před horní úvratí (BTDC) předtím, než ve spalovací komoře dojde k zapálení směsi paliva a vzduchu. Jde o nejučinnější metodu pro potlačení klepání.



Obrázek 6 - Graf časování jisker spalovací svíčky [6]

Zpomalením fázování dosáhneme snížením maximálního tlaku ve válci (viz. obr. 8), k němuž dojde později po dosažení horní úvrati (ATDC), v důsledku toho dojde ke snížení teploty nespálené směsi [4]. Nižší teplota a tlak koncového plynu prodlužují zpoždění zapalování ( $\tau_2$ ). Pozdní časování zápalu však obvykle vede k spalování s nižší tepelnou účinností. Může také zhoršit výkon motoru v důsledku snížení střední teploty a tlaku ve spalovací komoře [11].



Obrázek 7 - Porovnání predikovaného diagramu  $p - \vartheta$  s různým časováním [12]

Změna předstihu jiskry o  $0,5^\circ$  až  $1,0^\circ$  změní požadavek na hodnotu oktanového čísla na palivo RON o 1 oktanové číslo [3], [4]. Ztráta točivého momentu, BMEP a účinnosti je velmi malá až do  $5^\circ$  natočení klikového hřídele (viz. obr. 6), větší ztráta vychází až nad úhel  $10^\circ$ , proto se velmi využívá právě zpožděného časování [4].



#### 4.1.2 Změna oktanového čísla benzínu

Hodnota oktanového čísla je měřítkem odolnosti paliva proti samovznícení a tím tedy vznikem klepání. Je závislá na chemickém složení paliva, udává se oktanovým číslem. Nejběžnějším palivem spalovacích motorů je směs obecných uhlovodíků. Směs izooktanu a n-heptanu se používá pro stanovení oktanového čísla. Pokud se vyšetřovaný benzín chová jako daná směs s procentuálním zastoupením isooktanu, tak tato směs má odpovídající oktanové číslo.

Zvýšení oktanového čísla paliva lze dosáhnout také zavedením aditiv s antiblokovacím účinkem do paliva, jako jsou ethery nebo alkoholy [13]. Kromě toho by přidání alkoholů nebo dokonce vody do spalovací komory mohlo také prodloužit čas pro automatické zapálení koncového plynu ( $\tau_2$ ) a poté potlačit klepání [11], [13].

U závodních motorů naladěných na maximální točivý moment a pracujících při vysokých rychlostech může extrakce posledního 1% dostupného výkonu zvýšit požadavek na oktanové číslo až o 6 oktanů [3].

#### 4.1.3 Bohatost směsi

Bohatost směsi udává součinitel přebytku vzduchu (ozn.  $\lambda$ ) ukazující, jak se odchyluje daná směs a teoretická stechiometrická směs ( $\lambda=1$ ) [5].

Hodnotu  $\lambda>1$  označujeme jako směs chudou, kde se v poměrovém vyjádření nachází více vzduchu než paliva. Při tomto poměru dochází k vyšší teplotě spalin. Při hodnotě přibližně  $\lambda=1,1$  dosahujeme prakticky dokonalého spalování, ale vzhledem k oxidaci dusíku vznikají jeho oxidy, které jsou jedovaté [5].

Hodnotu  $\lambda<1$  označujeme jako směs bohatou. Při klasickém provozu jsou zážehové motory často provozovány při hodnotách okolo  $\lambda=0,8$  při plně otevřené klapce. Při těchto hodnotách dochází ke zvýšení hodnot točivého momentu a zároveň vzhledem k nižším teplotám spalin je méně namáháno celé výfukové potrubí. Zároveň požadavek na hodnotu oktanového čísla je zde nižší [4].

Při našem měření na brzdovém stanovišti se snažíme nastavit vždy hodnotu  $\lambda=1$ , a dále podle toho měnit hodnoty předstihu. Nicméně posouváním předstihu zapalování dochází i k lehkým změnám na bohatosti směsi, proto není vždy možné mít přesnou hodnotu  $\lambda=1$ . Při měření máme na každém výfukovém svodu 1 lambda a poté na sběrné trubce lambda, která posílá informace přímo do řídicí jednotky. Vzhledem k většímu počtu není tak úplně možné dosáhnout v každém válci stechiometrické směsi. Při vyšších otáčkách je snaha dostat se na hodnotu  $\lambda \leq 1$ , jelikož pokud je směs chudší, dochází k vyšším teplotám výfukových spalin a tím i vyšší teplotě výfukových svodů a mohlo by se tedy stát, že se dostaneme nad teplotu, kdy se svody začínají tavit.



#### 4.1.4 Změna kompresního poměru

Nastavitelné časování ventilů (VVT) je praktický způsob, jak změnit efektivní kompresní poměr při relativně nízkých nákladech pro různé provozní oblasti motoru. Pozdního uzavření sacího ventilu (LIVC) se běžně používá při vysokém zatížení, aby se dosáhlo nižšího efektivního kompresního poměru a tím se zabránilo klepání. Avšak lepší metodou je použití variabilního kompresního poměru (VCR), ale jeho složitost výrazně zvyšuje náklady [11].

#### 4.1.5 Chlazení

Chlazení stěn spalovací komory je účinným přístupem ke snížení teploty koncových plynů. Účinnou metodou k potlačení klepání je změna proudění chladicí kapaliny za účelem zlepšení rozložení teplot stěn [11].

#### 4.1.6 Tvorba turbulencí

Zvýšené turbulentní proudění vede k rychlejšímu spalování během spalovacího procesu, a to napomáhá potlačit klepání. Na začátku spalování však zvýšená turbulence také zvyšuje přenos tepla ze zapalovací elektrody. K vyřešení tohoto problému využívají moderní motory pro vytvoření silné turbulence vysokoenergetické zapalování [11].

#### 4.1.7 Přímé vstřikování druhého paliva

Spalování při použití 2 paliv se ukazuje být velmi dobrá možnost pro potlačení klepání, zlepšení účinnosti, a to zejména při použití směsi benzínu a alkoholu [11]. Dynamika odpařování alkoholu má podstatný dopad na teplotu nespáleného plynu, při kterém dochází ke klepání [13].

#### 4.1.8 Konstrukční úpravy pro potlačení klepání

Tvar spalovací komory a umístění součástí v hlavě válců mají největší vliv na náchylnost motoru ke klepání. Zmenšením dráhy plamene a zvýšením rychlosti šíření plamene lze efektivně zabraňovat klepání. Nejdůležitějším faktorem pro změnu dráhy plamene je umístění zapalovací svíčky [3]. Další konstrukční prvky motoru snižující pravděpodobnost vzniku klepání je odstranění ostrých nerovností, zaoblení kovových hran a dobře chlazené výfukové ventily [6].

### 4.2 Detekce klepání

Velmi důležitým faktorem při vývoji spalovacího motoru jsou bezesporu znalosti děje při průběhu spalování odehrávající se ve válcích. Díky přesnému měření a řízení motoru jsme schopni provozovat motor při vyšší účinnosti, větším výkonu, nižší spotřebě paliva a nižší produkci emisí. Pro měření klepání jsou nejčastěji používané snímače tlaku nebo akcelerometry. Při měření na brzdovém stanovišti se používají zejména snímače tlaku, proto bude pozornost vedena pouze na tento druh snímačů. Snímače tlaku pro indikaci



spalovacích tlaků ve spalovacím motoru můžeme klasifikovat do dvou hlavních kategorií na snímače optické a piezoelektrické.

#### 4.2.1 Optické snímače

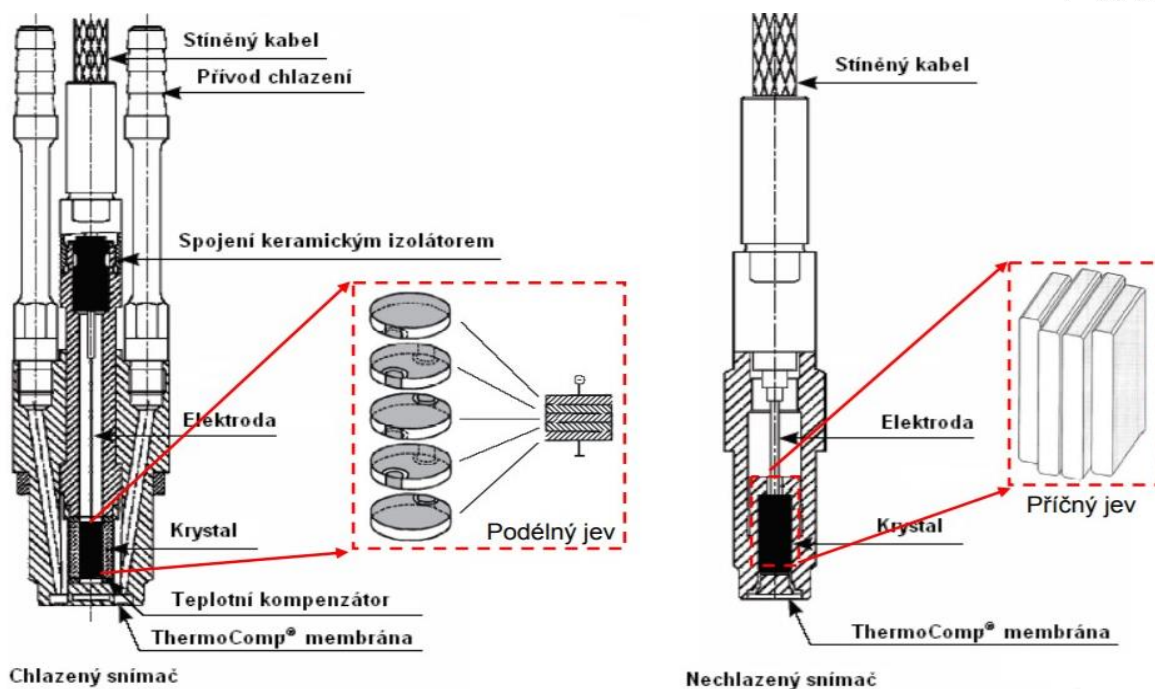
Senzory využívající optická vlákna nazýváme optické vláknové systémy (OVS). Tento druh senzoru je složen z optického vlákna osvětlovaného LED diodou. Na druhé straně vlákna je umístěn fototranzistor měřící tuto průchodnost. Působením tlakových vln dochází ke změně optické průchodnosti celého vlákna [14].

Zejména díky této odlišnosti od snímačů jiných druhů snímačů mají tyto snímače velkou citlivost, lineární charakteristiku, odolnost proti cizím rušením a velmi nízkou hmotnost. Zároveň jsou ale podstatně dražší [14]. Snímače bývají umístěny přímo v hlavě motoru, v ideálním případě by pro každý z válců byl použit jeden snímač. Příkladem optického snímače v hlavě motoru je zapalovací svíčka, ve které je zabudovaný optický snímač.

#### 4.2.2 Piezoelektrické snímače

Tento druh snímačů je nejčastěji používán pro indikaci spalovacích tlaků ve válci. Fungují na bázi piezoelektrického jevu, který můžeme definovat jako vznik polarizace působením síly na krystal dielektrické látky. Nejčastěji používaný materiál je křemen ( $\text{SiO}_2$ ), další používané materiály jsou například piezokeramika a Fosforečnan gallitý [15], [16].

Výhoda těchto snímačů je především jejich jednoduchá konstrukce a malý rozměr. Nevýhodou je pak vznik vnitřního odporu. Tyto snímače se používají zejména pro dynamické měření tlaků, pro statická měření musí být použit nábojový zesilovač, proto se pro statická měření příliš nevyužívají. Piezoelektrické snímače mohou být chlazené a nechlazené, přičemž výhoda chlazeného snímače je zjevná, a to je jeho schopnost měřit při vyšších teplotách. Na obr. 8 je možné vidět konstrukci piezoelektrických snímačů [15].



Obrázek 8 - Konstrukční rozdíly mezi chlazeným a nechlazeným snímačem [16]

Při měření na motorové brzdě na zkušebně, kterou máme k dispozici pro měření, jsou použity snímače právě tohoto typu. Pro snímání tlaku ve válci máme k dispozici indikační svíčku, která má obrovskou výhodu v jednoduchosti montáže a není nutný prakticky žádný konstrukční zásah, nicméně k nevýhodám patří její menší citlivost a také jiná geometrie, než jsou svíčky používané ve zbylých 3 válcích, proto tak není úplně možné tímto snímačem dosáhnout 100 % přesného měření. Pro přesnější měření je možné použití snímače tlaku přímo v hlavě motoru, nicméně v tomto případě je již nutná velká konstrukční změna na samotném motoru, kdy musí dojít k navrtání bloku motoru. Velkou výhodou tohoto řešení je rozhodně větší citlivost snímače a již zmíněná geometrie svíčky, kdy je možné použití svíčky běžně používané.

#### 4.3 Poškození vlivem klepání

Dopady klepání záleží na jeho intenzitě a době trvání. Občasné klepání nemá žádný významný vliv na výkon nebo životnost motoru. Silné klepání může vést k rozsáhlému poškození motoru. V automobilových aplikacích se obvykle rozlišuje mezi zrychlující se klepání (acceleration knock) Konstantní (constant-speed knock) [4]:

- Zvyšující se klepání (Acceleration knock) vzniká v důsledku nadměrného předstihu časování během akcelerace. Nepravděpodobné poškození motoru
- Konstantní klepání (Constant speed knock) vede k poškození motoru. Tento jev vzniká zejména při vysokých otáčkách motoru, kde klepání je maskované jinými zvuky motoru a je tedy obtížněji rozpoznatelné





Trvalé klepání při střední až vysoké úrovni intenzity způsobuje poškození pístu (korunky, horní části, drážky kroužku), pístních kroužků, těsnění hlavy a výfukového ventilu. Poškození je způsobeno dvěma zdroji: zvýšenou rychlostí přenosu tepla a zvýšeným tlakem v důsledku zrychleného spalování. Příklady poškození součástí vlivem klepání jsou uvedeny na obr. 16 a obr.17 [3].



*Obrázek 9 – Poškozená ojnice a píst [Vlastní zdroj]*



## 5 Simulační program GT-SUITE

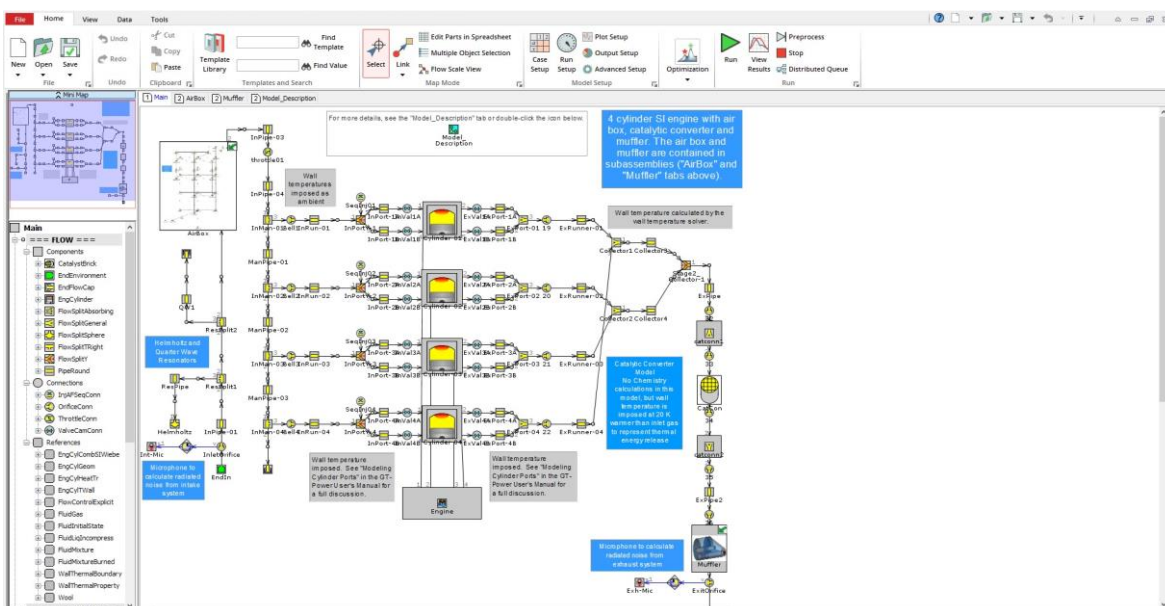
V týmu CTU Cartech pro 0D a 1D simulace využíváme software GT-SUITE, jehož vývojářem je společnost Gamma Technologies. Konkrétně se jedná o simulační 0D / 1D / 3D multi-fyzický CAE software.

GT-SUITE obsahuje sadu komponentů obsažených v obsáhlé knihovně, ve které můžeme nalézt příklady vytvořených modelů, tutoriály a v neposlední řadě také nabídku Pomoci/Help, která popisuje funkce jednotlivých modelů. Z těchto knihoven lze sestavit přesné modely téměř jakéhokoli inženýrského systému, včetně vozidel, motorů, hnacích ústrojí, převodovek, obecných pohonných jednotek a mechanických systémů, hydrauliky, mazání a tření, tepelného hospodářství, chlazení, chemie, následného zpracování a mnoho dalšího [17].

GT-SUITE umožňuje integraci komponentů z 3D modelů do 0D/1D modelů na úrovni systémů, které jim dodávají přesné přechodové multi-fyzikální okrajové podmínky a zajišťují obousměrné interakce mezi všemi dílčími systémy [17].

Pro tuto bakalářskou práci si vystačíme s moduly 0-D a 1-D simulace.

- Modul 0-D simulace se využívá pro simulaci procesů ve spalovacím prostoru, kde je pouze jeden závislý parametr a tím je čas.
- Modul 1-D simulace se tedy používá pro simulaci proudění tekutin, kde závislý parametr je jak čas, tak i charakteristický rozměr.



Obrázek 10 - Prostředí GT-Suite a jeden z příkladů z knihovny [Knihovna GT-Suite]



## 6 Tvorba modelu hoření

Dříve než bylo možné začít tvorbou modelu pro vyhodnocení klepání, bylo nutné vytvořit co nejpřesnější model hoření. Pro vytvoření modelu hoření byla použita třítlaková analýza (TPA). Ta vytvoří model hoření na základě porovnání 3 tlaků, konkrétně tlaku v sání, ve válci a výfuku v závislosti na otáčkách za 1 cyklus. Simulace vychází z dat naměřených za 1 zprůměrovaný cyklus, který je tak průměrem 200 spalovacích cyklů motoru na zkušebně.

Při tvorbě modelu hoření jsme vycházeli z diplomové práce Jana Michálka [18], který naměřil spalovací tlaky a také vytvořil model pro třítlakovou analýzu. Bohužel bodů, které se podařilo naměřit bylo pouze 5 a to při těchto otáčkách:

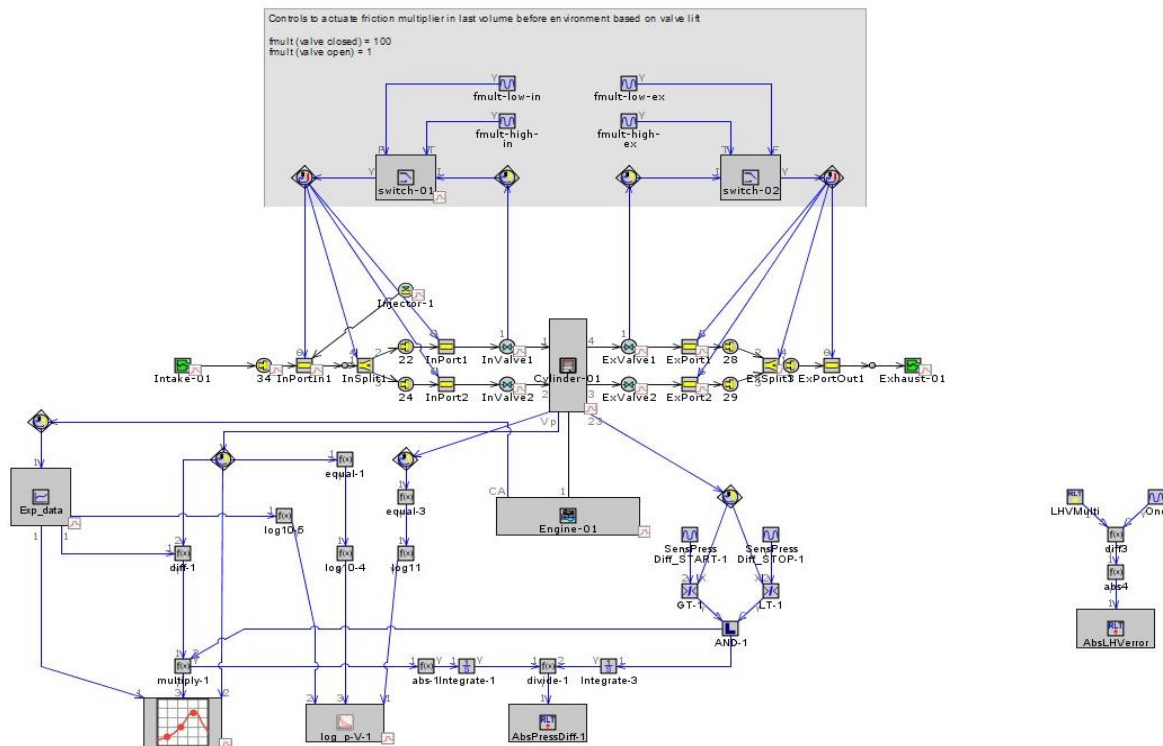
- 7000 ot/min
- 8000 ot/min
- 9000 ot/min
- 9500 ot/min
- 10000 ot/min

V ideálním případě bychom potřebovali více bodů, které bohužel nebylo možné naměřit, proto jsme se spolehli na tyto naměřené hodnoty a použili jsme je pro nadcházející simulace. Pro přesnější model bychom potřebovali naměřit minimálně vnější charakteristiku daného motoru zhruba od 3 000 ot/min do 13 000 ot/min při kroku maximálně do 500 ot/min.

### 6.1 Model pro třítlakovou analýzu

Základ tohoto modelu je použit přímo z pomocné knihovny, kterou nabízí program GT-Suite. Jedná se o 1 - válcový model motoru, který je pro třítlakovou analýzu dostačující a používá se při těchto aplikacích.

K výchozímu modelu byly připojeny další moduly pro vyhodnocení tlakového rozdílu mezi naměřenými a simulovanými tlaky a pro výhřevnost paliva, dále byl také upraven na vlastnosti našeho motoru.



Obrázek 11 – simulační model pro TPA [Vlastní zdroj]

Část, o kterou je model rozšířen můžeme vidět na obr.12 ve spodní části, která je připojena k modelu motoru. Jedná se o modul, jehož výsledkem je podíl rozdílu tlaků mezi naměřeným a simulovaným průběhem při určitých otáčkách. Výstupem je tedy pouze 1 číselná hodnota podílu tlaků pro dané otáčky a multiplikátor výhřevnosti paliva. Zároveň jeden z modulů přidaných právě k původnímu modelu nám dává možnost vybrat rozsah stupňů natočení klikového hřídele, při kterém je tento rozdíl tlaku vypočítáván. V modelu, ze kterého vycházím, byl nastaven rozsah od  $-90$  do  $120^\circ$  natočení klikového hřídele, který tak pokrývá začátek a konec hoření.

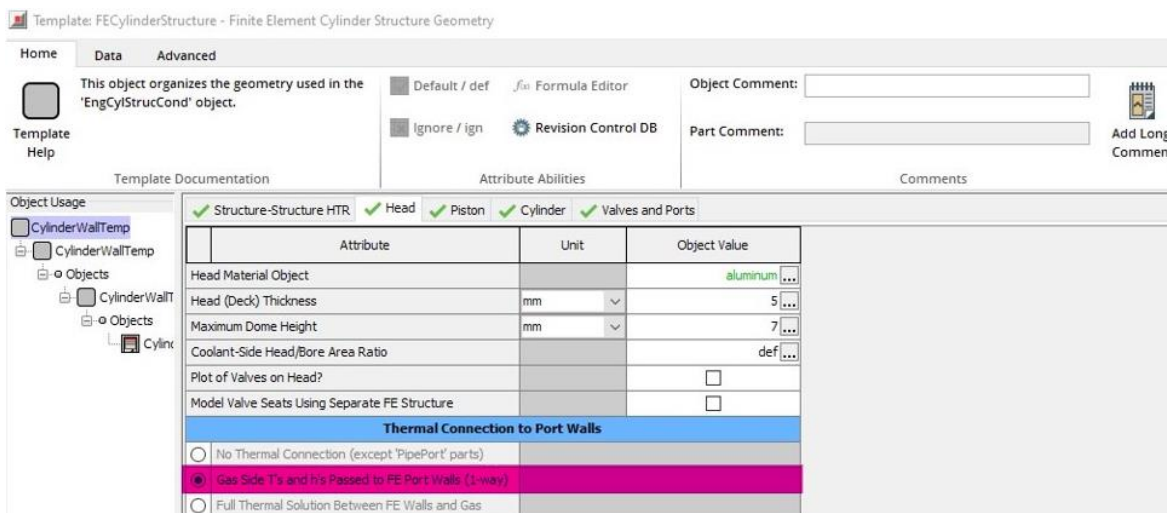
### 6.1.1 Provedené modifikace

#### 6.1.1.1 Teploty

Nejprve bylo nutné vyřešit problém s nízkými teplotami v sacím kanále a vysokými teplotami v hlavě motorového bloku, jelikož aktuálně teploty vycházely velmi odlišně od našich předpokladů. Teploty nemáme přesně měřené, proto je to spíše přibližná hodnota z vycházející ze zkušeností a literatury. Stávající maximální teploty byly:

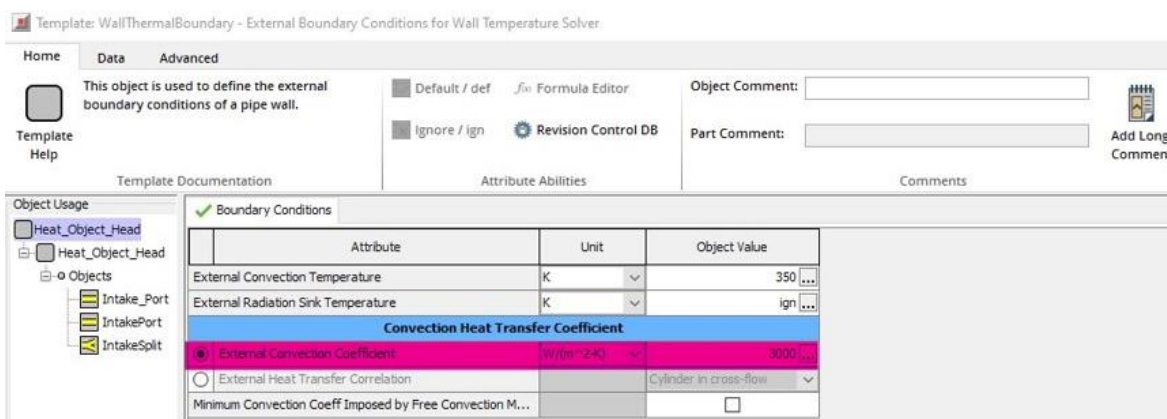
- Stěny v sacím kanálu na konci  $T_{sání} = 325 \text{ K}$
- Na hlavě motoru  $T_{motor} = 655 \text{ K}$

Teploty, které odhadujeme v sacím kanále jsou kolem  $400 \text{ K}$  a na hlavě motoru kolem  $550 \text{ K}$ . Pomocí provedených změn (viz obr. 13 a 14) jsme dosáhli rapidních změn, které jsou zároveň velmi blízko k našim odhadovaným teplotám.



Obrázek 12 – Provedená změna v motoru [Vlastní zdroj]

Změnou tepelného propojení sacího kanálu a hlavy motoru (Obr. 12) došlo k vyrovnání obou teplot, které spolu souvisí. Tímto krokem jsme také dosáhli k reálnějšímu rozložení teplot sacího kanálu.



Obrázek 13 – Provedená změna v sacím kanále [Vlastní zdroj]

Dále bylo nutné změnit také koeficient vnější konvekce, jelikož pouze provedením první změny se nám rapidně zvýšila teplota ze stěny do chladiva až na 567 K. Z původní hodnoty  $60 \frac{W}{m^2.K}$  jsme změnili tento koeficient až na  $3000 \frac{W}{m^2.K}$ , který přispěl k prudkému snížení této teploty a zároveň se tato hodnota blíží více skutečnosti, protože jsou kanály chlazeny vodou.

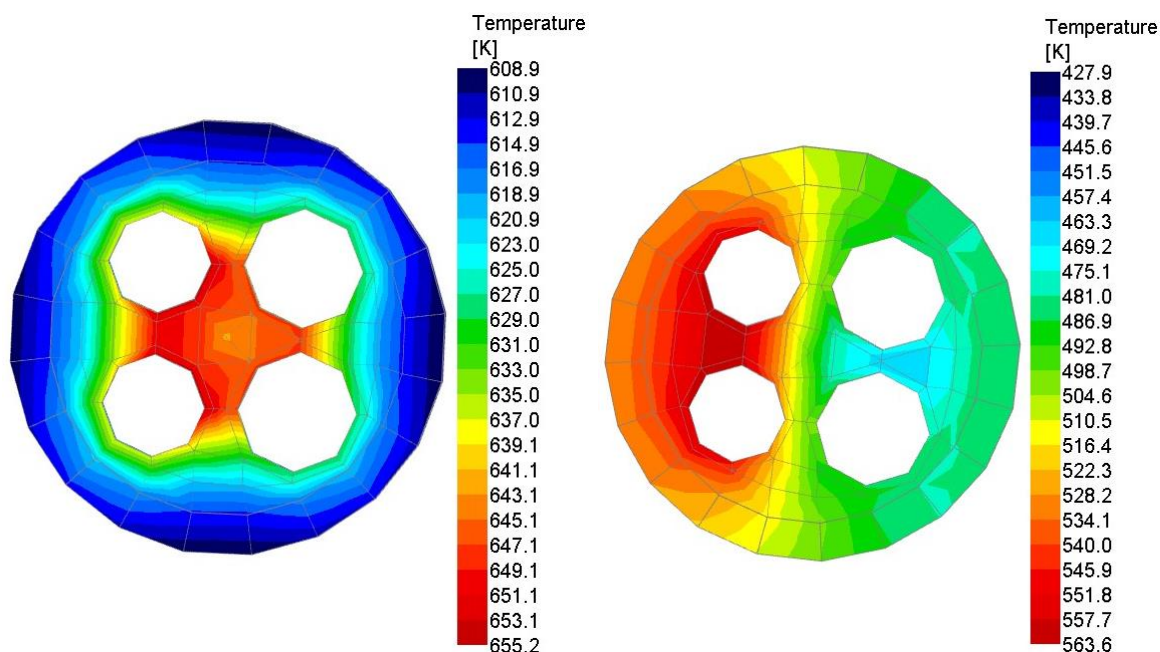
Výsledné teploty:

- Stěny v sacím kanálu na konci  $T_{sání} = 422 K$
- Na hlavě motoru  $T_{motor} = 564 K$

Teplota sací trubky na začátku je 364 K, což je také reálnější hodnota. Teplotní diference mezi začátkem a koncem na sací trubce je tak 58 K oproti původním 0,5 K.



Na hlavě motoru došlo ke srovnání teploty vzhledem k předpokladům. Zároveň se velmi změnilo rozložení teploty na samotné hlavě, viz obr. 14. Obrázek vlevo je původní stav a obrázek vpravo je stav aktuální. Rozložení teplot na obrázku vpravo odpovídají předpokladům, kdy nejvyšší teploty jsou poblíž výfukového kanálu.



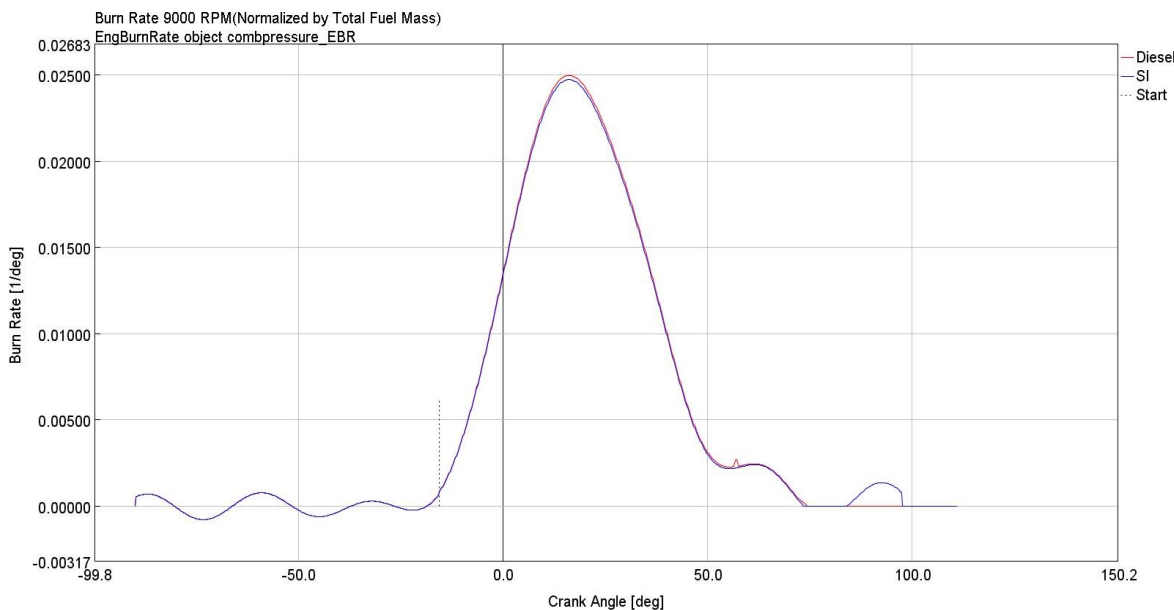
Obrázek 14 – Porovnání rozložení teplot na hlavě motoru [Vlastní zdroj]

#### 6.1.1.2 Dohořívání

Pro vytvoření modelu dohořívání je v programu GT-Power možné vybrat funkci automatického konce hoření, přičemž dále máme 2 možnosti volby:

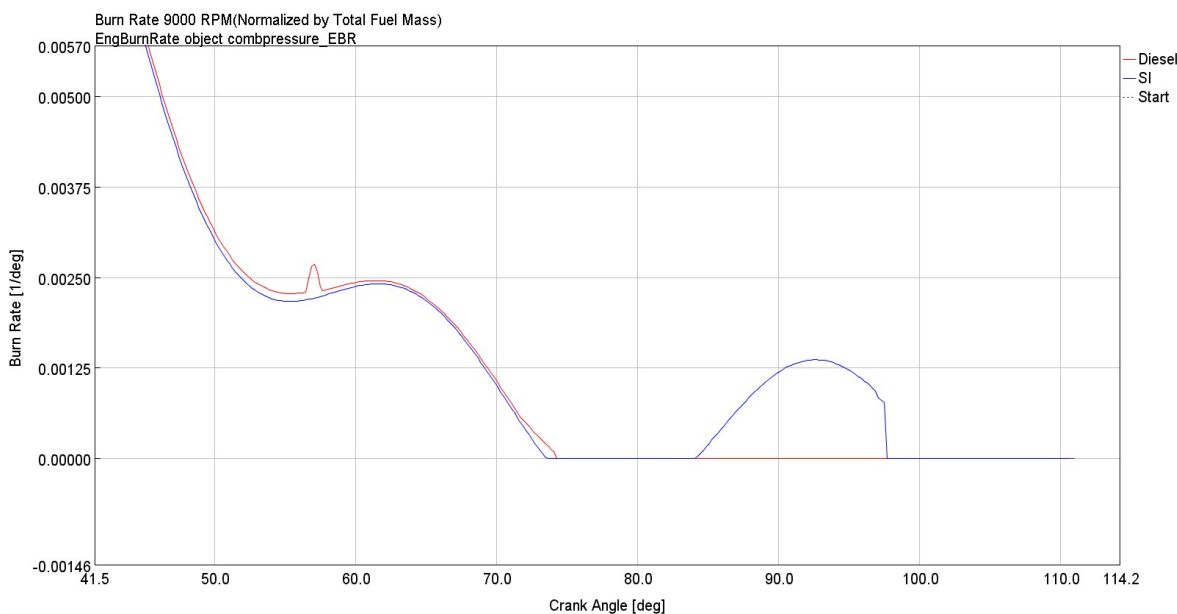
- SI - Konec procesu hoření je určen přizpůsobením Wiebeho funkce naměřené rychlosti hoření a ukončením spalování, když se podíl rychlosti predikovaný Wiebeho funkcí blíží k číslu 1 [19].
- Diesel - Konec spalování je určen přidavným vyhlazováním během koncového konce spalování a ukončením spalování, když rychlost uvolňování tepla bude zanedbatelná [19].

V původním modelu byla použita funkce SI, která je určena výhradně pro spalovací motory. Z obr. 16 a 17 je zjevné, že použití funkce Dieselova průběhu se zdá být pro náš případ vyhovující. Při použití funkce SI dochází po dohořívání ještě k dalšímu hoření, které ve skutečnosti takto nenastává. Porovnání bylo provedeno při 9000 ot/min a za použití filtru Dolní propust' o velikosti hraniční frekvence 2 kHz a šířce přestupního pásma 0,4 kHz ve válci, ze kterého vycházíme při našich simulacích.



Obrázek 15 - Porovnání použitých funkcí dohořívání při 9000, ot/min [Vlastní zdroj]

Na obr.16 je možné detailně vidět problém popsany výše. Kdy po ukončení hoření (74° natočení klikového hřídele) dochází k dalšímu vzniku hoření. Použitím Dieselovy funkce se podařilo tyto problémy eliminovat a konec hoření tak odpovídá více realitě. Dále je při všech zkoumaných otáčkách nižší rozdíl mezi tlakem simulovaným a změřeným. Zejména kvůli reálnějšímu průběhu dohořívání byla zvolena funkce Diesel.



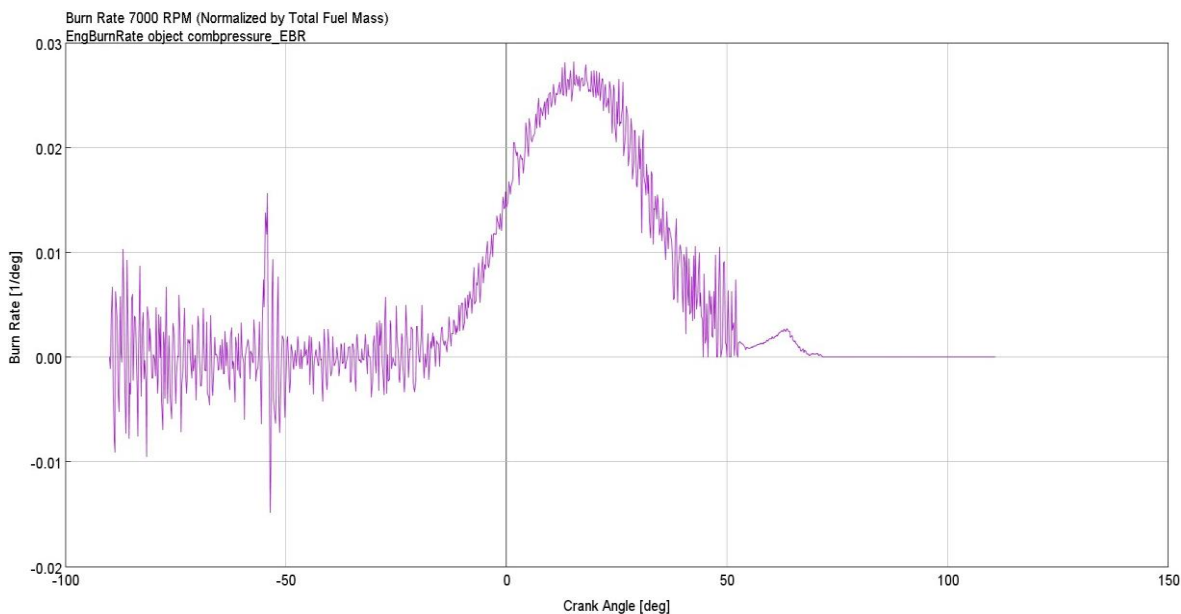
Obrázek 16 - Porovnání použitých funkcí dohořívání – detail, při 9000 ot/min [Vlastní zdroj]

### 6.1.1.3 Vyhlažovací filtry

Vyhlažovací filtry se používají pro vyhlazení průběhu tlaku ve válci, a to z důvodu rušení, které při měření vzniká. Používají se tak filtry pro vyhlazení tlaku v sání, válci a výfuku. Filtry v sání a výfuku nemění příliš průběh a zároveň zde není příliš mnoho oscilací. Avšak průběh

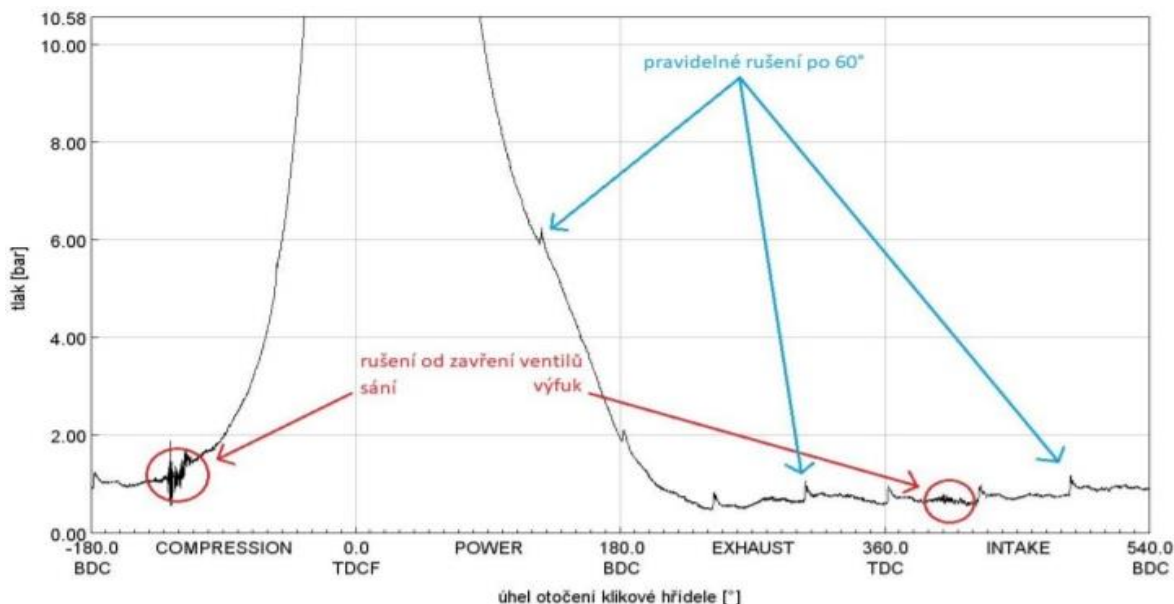


ve válci se zdál být příliš vyhlazený. Z obr. 17 je zřejmé, proč je použití filtrů ve nezbytné a nelze z něho získat adekvátní model hoření.



Obrázek 17 - Průběh hoření bez použití filtru při 7000 ot/min [Vlastní zdroj]

Velmi důležité je identifikovat původce těchto kmitání a pro příští měření je eliminovat, aby mohly být použity co nejslabší filtry, které co nejméně zkreslují průběh. Na obr. 18, který znázorňuje průběh tlaku, je možné vidět vznik oscilací při zavírání ventilů. Ovšem větší problém, který můžeme pozorovat, jsou oscilace objevující se přibližně po 60° natočení klikového hřídele. Tyto oscilace jsou nejspíše způsobené alternátorem, kolem kterého nejspíše vedl moc blízko kabel z indikační svíčky při měření.



Obrázek 18 - Zprůměrovaný průběh tlaku ve válci pro 7000 ot/min [18]





Při výběru filtrů máme na výběr ze 3 možností filtrů:

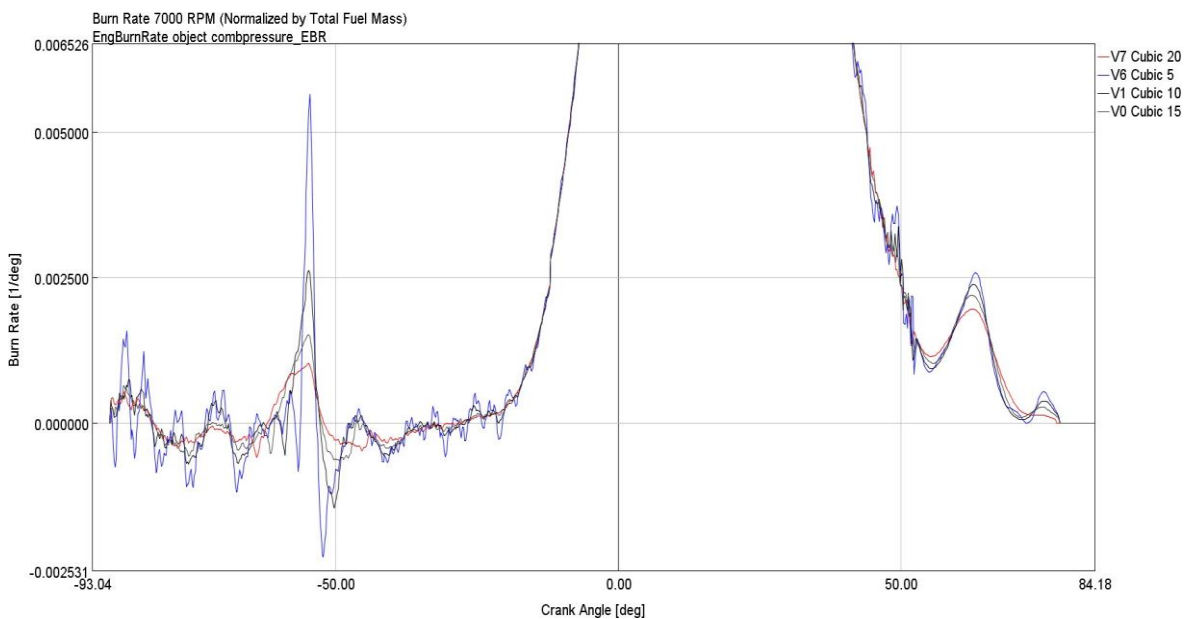
- Kubický – Funguje na bázi nahrazení průběhu tlaku funkcí 3. stupně. Hodnota zadávaná při použití tohoto filtru udává počet dat, které budou proloženy touto funkcí. Tato hodnota je udávána v procentech [19].
- Dolní propust' (Low-pass) – Jedná se o lineární filtr nepropouštějící signál o vyšší frekvenci, než je frekvence hraniční, dále se nastavuje ještě šířka přechodového pásma [19].
- IEEE – Funguje obdobně jako filtr Dolní propust', kde hranicí je harmonická řada a to 10.,24., případně 54. [19].

Na počátku jsme vycházeli z filtru Dolní propust' při hodnotách:

- Hraniční frekvence (Cutoff frequency) = 2 kHz
- Šířka přestupního pásma = 0,4 kHz

Filtr se zdál příliš silný a zkresloval tak průběh hoření v některých oblastech. Dle průběhů tlaků ve válci bylo obtížné vyhodnotit funkci filtrů, proto byla lepší varianta porovnávat průběhy hoření, dále také podíl tlaků.

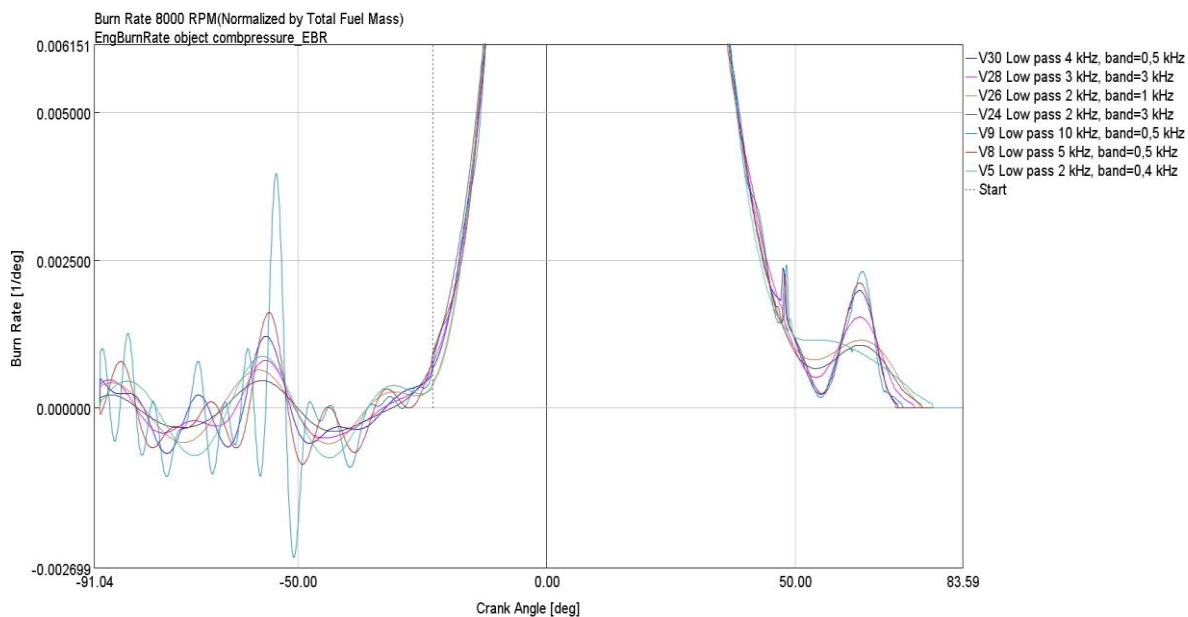
Filtr IEEE se ukázal jako nefunkční, jelikož filtroval velmi málo. Použití kubického filtru se zdálo jako lepší volba při porovnání zmíněných parametrů, a to zejména modelu hoření ve všech 5 bodech. Nastavení Kubického filtru bylo zkoumáno pro hodnoty 5, 10, 15 a 20 počtu dat, které jsou proloženy touto funkcí. Dle obr. 20 nejlépe vychází hodnota kubického filtru o hodnotě 15 proloženou touto funkcí.



Obrázek 19 – Model hoření při použití kubických filtrů při 7000 ot/min [Vlastní zdroj]

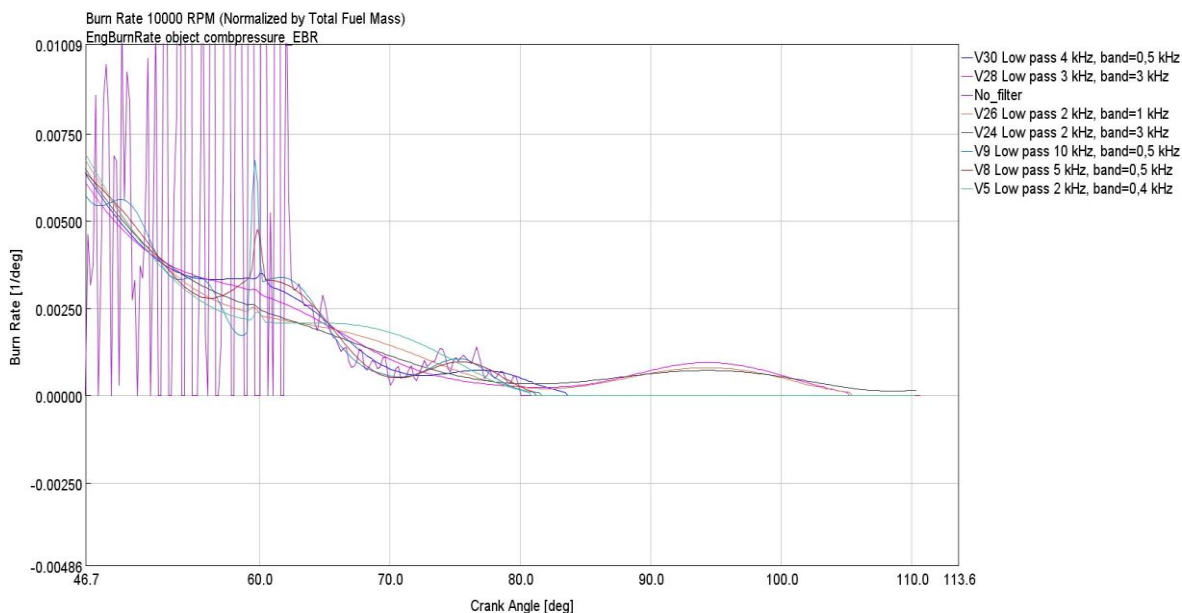


Při nastavení filtru Dolní propusti bylo vyzkoušeno značně více variant, jelikož nastavení šířky pásma a hraniční frekvence se zároveň ovlivňují. Na obr. 20 je možné vidět průběhy hoření pro různá nastavení.



Obrázek 20 – Model hoření při použití Dolní propusti při 8000 ot/min [Vlastní zdroj]

Hodnota hraniční frekvence musela být volena na hodnotu menší než 5 kHz. Při dodržení tohoto intervalu pak hraje velkou roli velikost šířky pásma, která značně ovlivňuje konec hoření. Při použití tohoto druhu filtru zároveň nevychází pro celé spektrum otáček vždy jedna nejlepší varianta.



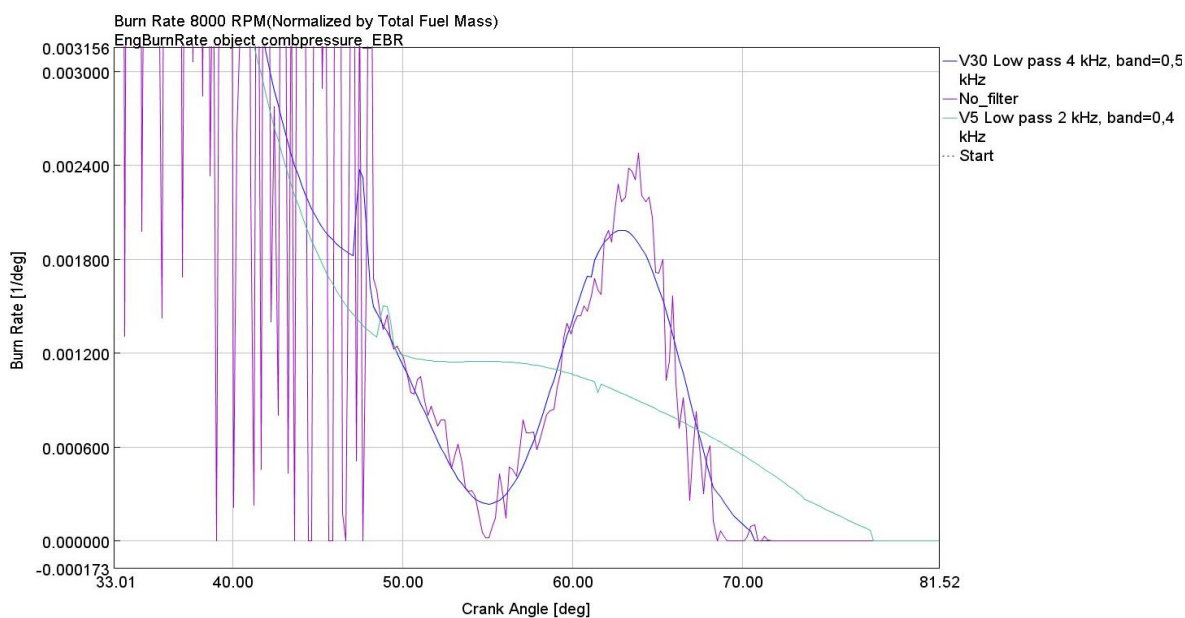
Obrázek 21 - Konec hoření při použití Dolní propusti při 10 000 ot/min [Vlastní zdroj]

Porovnání s reálným průběhem hoření je možné pouze při pohledu na dohořívání (viz. obr. 17), jelikož konec hoření je dopočítáván Dieselovou funkcí. Obzvláště při vyšších



otáčkách je porovnání s průběhem hoření velmi důležité, protože některá nastavení filtrů hoření velmi natahují.

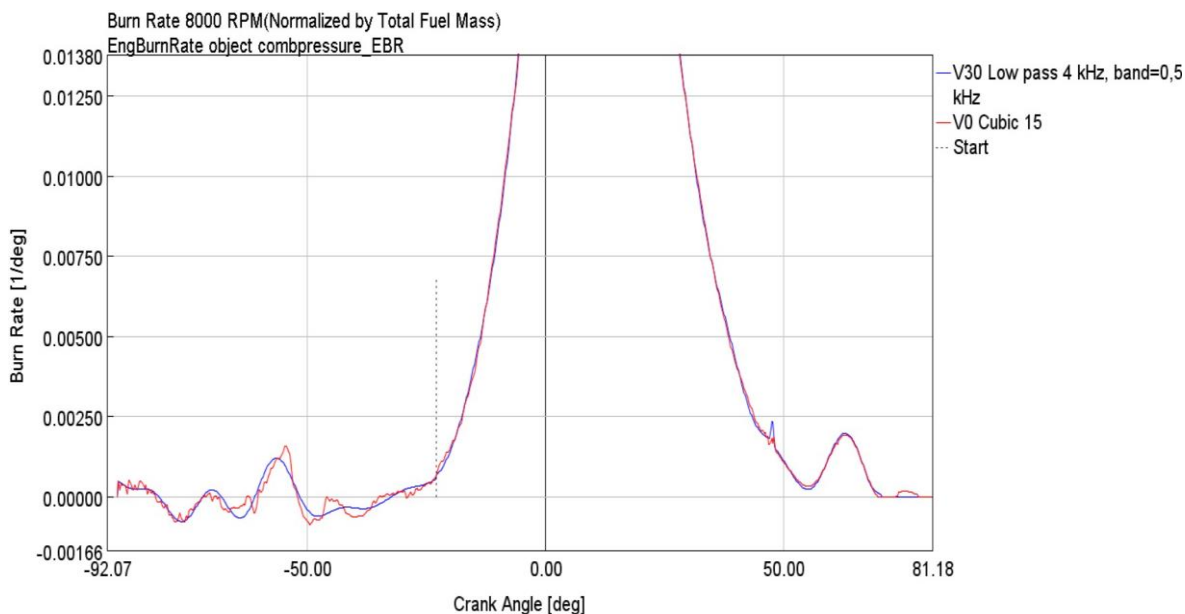
Varianta 30 filtru o hraniční frekvenci 4 kHz a šířce pásma 0,5 kHz vychází oproti původní variantě 5 o hraniční frekvenci 2 kHz a šířce pásma 0,4 kHz lépe zejména při dohořívání, kde dokáže lépe kopírovat křivku dohořívání. Původní verze byla příliš silná, a tak v některých částech průběh hoření vůbec neodpovídal skutečnému průběhu.



Obrázek 22 - Porovnání filtrů Dolní propustí při 8000 ot/min [Vlastní zdroj]

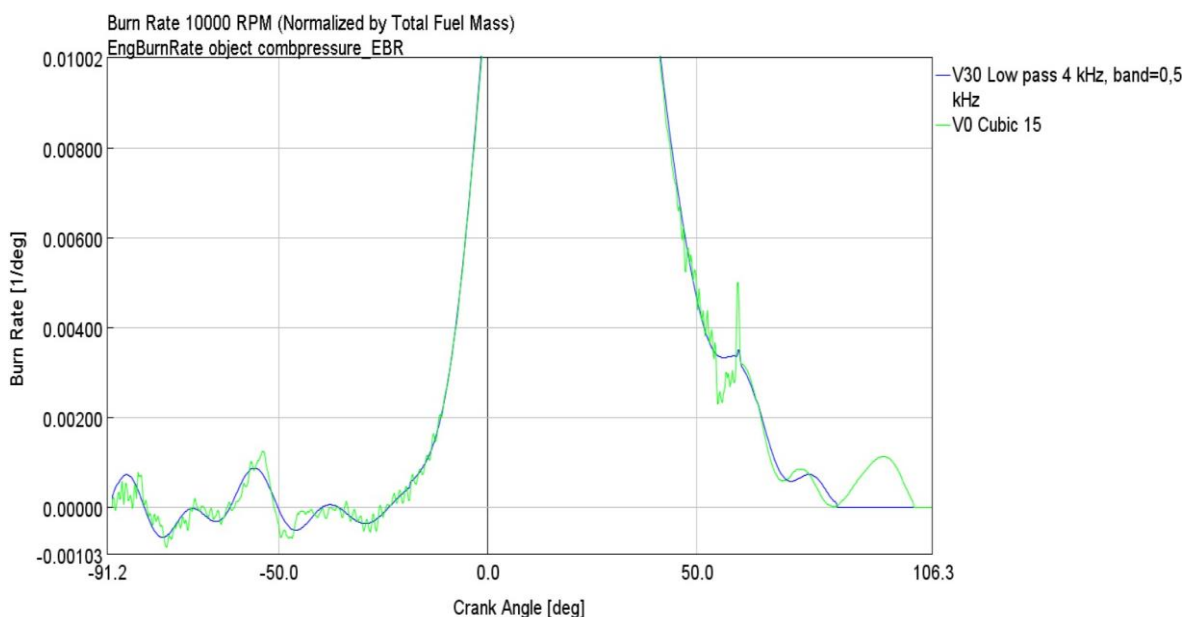
Největším problémem při vyšších otáčkách a konkrétně při 10 000 je oblast nad 60° natočení klikového hřídele, kde se setkáváme s již výše zmíněným kmitáním způsobeným nejspíše alternátorem. Verze č. 30 nejlépe tlumí vzniklé kmitání a konec hoření odpovídá nejvíce realitě, proto byla zvolena právě tato varianta. Rozdíly hodnot pro pravděpodobnost vzniku klepání a tlakové difference jsou velmi zanedbatelné pro všechny verze.

Při výsledném porovnání Kubického filtru 15 a Dolní propusti V30 o hraniční frekvenci 4 kHz a šířce pásma 0,5 kHz je zjevné, že Dolní propustí je plynulejší, průběh hoření je velmi podobný (viz. obr. 23), avšak pro konec hoření vychází Dolní propustí lépe.



Obrázek 23 – Porovnání průběhů hoření při 8000 ot/min [Vlastní zdroj]

Také při vyšších otáčkách (obr. 24) je možné vidět, že Dolní propuť vychází lépe než kubický filtr. Konec hoření je velmi rozdílný a v případě kubického filtru nevychází reálně. Z tohoto důvodu byla zvolena V30 Dolní propuť o hraniční frekvenci 4 kHz a šířce pásma 0,5 kHz.



Obrázek 24 – Porovnání průběhů hoření při 10 000 ot/min [Vlastní zdroj]

### 6.1.2 Kalibrace

Kalibrace s použitím optimalizačního algoritmu k nalezení kalibračních konstant průběhu hoření byla provedena zvolením několika parametrů ovlivňující hoření jako proměnné. Pro tyto parametry byl nastaven interval, ve kterém se mohou pohybovat. Změnou těchto proměnných se snažíme dosáhnout nulové difference mezi průběhem tlaku



naměřeným a simulovaným a zároveň minimální odchylky koeficientu výhřevnosti paliva, označeného v GT-Suite jako LHV multiplier.

Proměnné byly zvoleny obdobně, jako je definoval kolega Michálek [18]. Další parametry nebylo nutné nastavovat jako proměnné. Zvolené proměnné a jejich počáteční hodnoty:

1. Chyba synchronizace natočení klikového hřídele (Encoder Error) =  $0^\circ$
2. Koeficient přestupu tepla (Woschni multiplier) = 1,2
3. Časování sacího vačkového hřídele (ICAM\_Angle) =  $286^\circ$
4. Časování výfukového vačkového hřídele (ECAM\_Angle) =  $400^\circ$
5. Kompresní poměr (Compress\_rat) = 13,7

Main Factors Responses Constraints						
Attribute	Unit	1	2	3	4	5
Factor		Encoder_err ...	ICAM_Angle ...	WOSCHNI_M... ...	compress_rat ...	ECAM_Angle ...
Case Handling		Sweep	Sweep	Sweep	Sweep	Sweep
<input type="radio"/> Range						
<input checked="" type="radio"/> Lower Limit		-0.8 ...	275.0 ...	1.0 ...	13.6 ...	398.0 ...
<input type="radio"/> Upper Limit		0.2 ...	285.0 ...	1.5 ...	14.0 ...	408.0 ...
Integers Only		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Obrázek 25- Volba proměnných parametrů při optimalizaci [Vlastní zdroj]

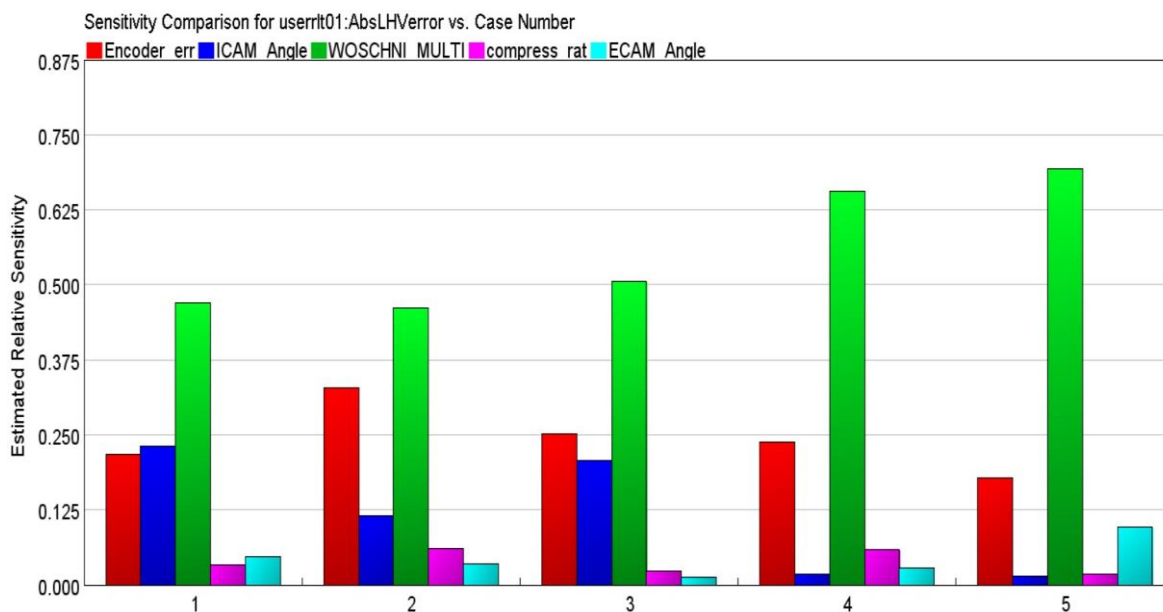
Vzhledem k vyššímu počtu proměnných a závislých byl taktéž zvolen Genetický algoritmus. Tento algoritmus je doporučován volit pro střední až vysokou komplexnost, jejíž výsledek vychází z několika proměnných a 1 nebo více závislých parametrů s nelineární charakteristikou [19].

Dalšímu nastavení optimalizace se věnoval podrobněji kolega Michálek [18], proto nebylo nutné podrobněji tuto část rozebírat vzhledem ke stejnému počtu proměnných a závislých parametrů.

### 6.1.3 Výsledky optimalizace a jejich porovnání

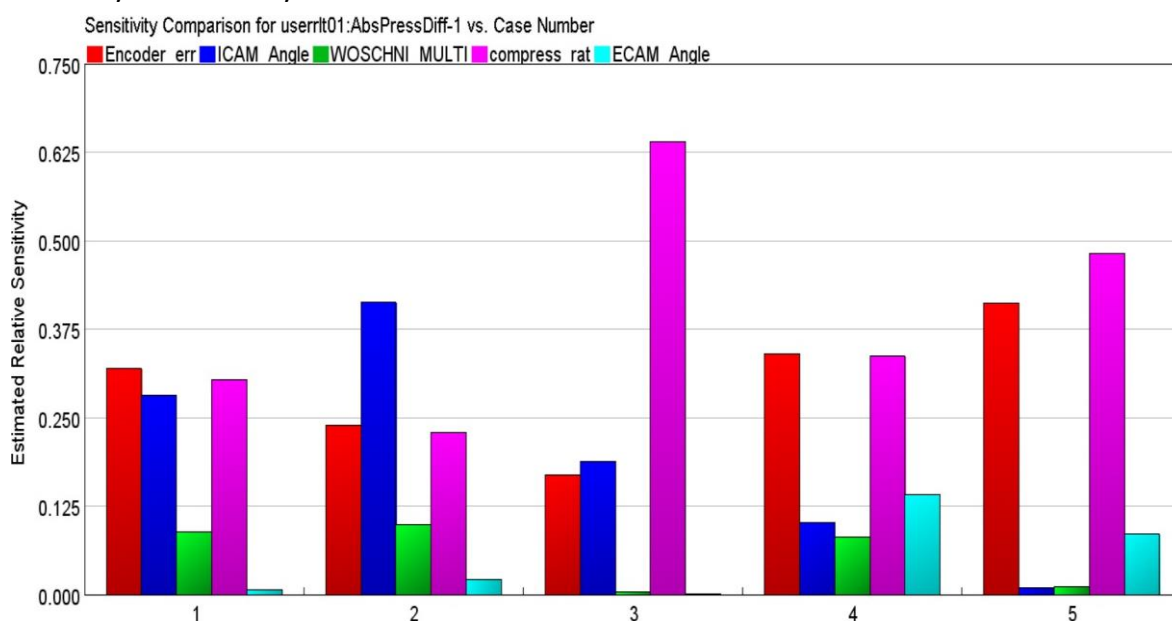
Genetický algoritmus neudává přesný výsledek jako jedno řešení. Po provedení 600 iterací bylo nutné zvolit nejlepší designy a porovnat je dále. Výsledné řešení jsou tedy grafy dle zvolených parametrů proměnných a závislých parametrů pro každou iteraci. Z těchto výsledků je nutné zvolit tu nejlepší variantu pro každou neznámou a ty pak spolu porovnat a vzniklé průniky mezi těmito hodnotami posléze porovnat.

Velmi důležitým faktorem při porovnávání výsledků je citlivost na proměnné parametry. Jedním z výsledků optimalizace je citlivost proměnných parametrů na koeficientu výhřevnosti paliva a také pro podíl tlaků.



Obrázek 26 – Citlivost proměnných parametrů na koeficientu výhřevnosti paliva [Vlastní zdroj]

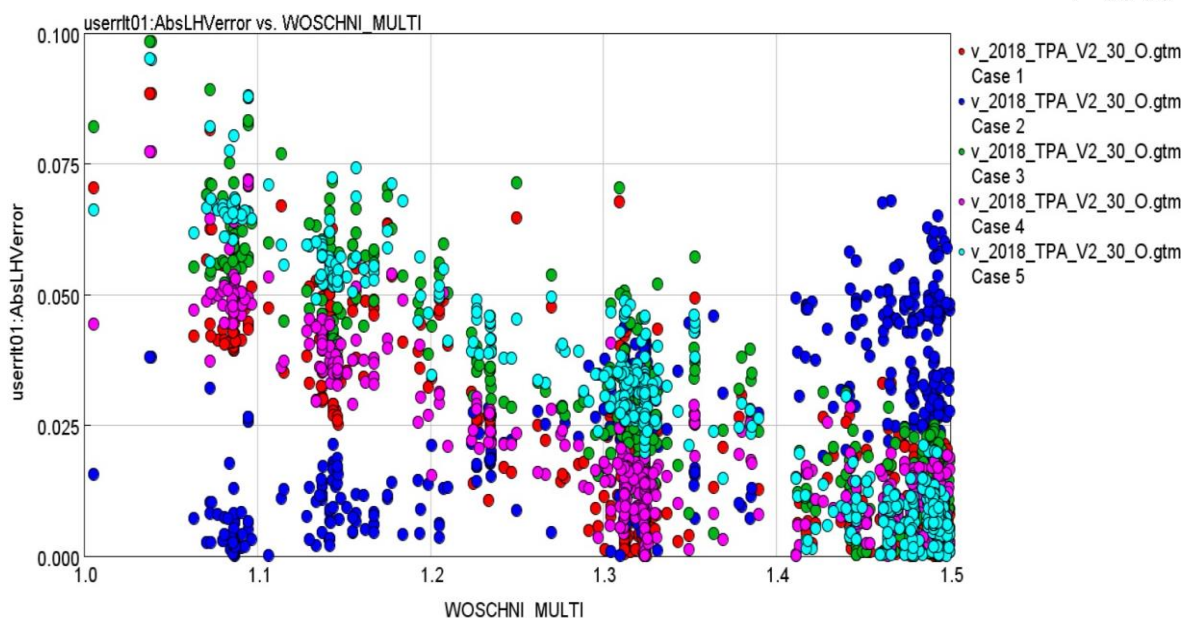
Na parametr výhřevnosti paliva měl největší vliv koeficient přestupu tepla (Woschni multiplier) a to ve všech případech, naopak velmi malý vliv má kompresní poměr a úhel výfukové vačky.



Obrázek 27 - Citlivost proměnných parametrů na podílu tlaků [Vlastní zdroj]

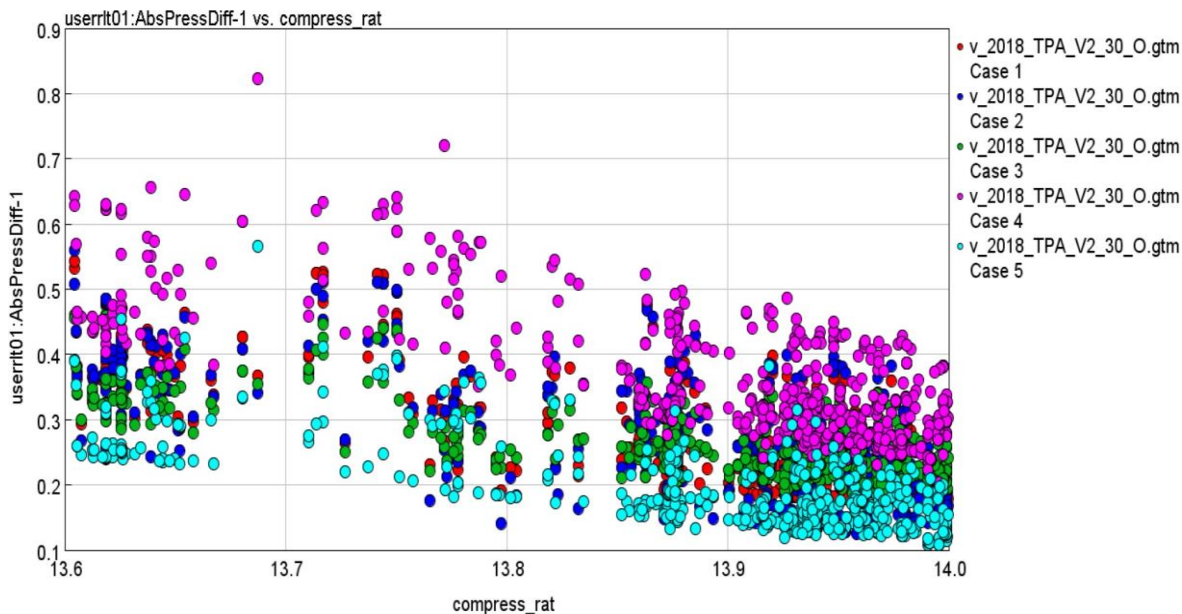
Na závislý parametr podílů tlaků měl největší podíl kompresní poměr, chyba natočení klikového hřídele a úhel sacích vaček. Z porovnání obou grafů jasně vychází, že mezi 2 hodnotami není žádný průnik vlivu parametrů, proto bylo nutné porovnávat proměnné v závislosti na parametru, na který jsou nejvíce citlivé.

Při pohledu na graf pro součinitel přestupu tepla v závislosti na koeficientu výhřevnosti paliva, je zřejmé, že většina případů konverguje zhruba k hodnotě 1,33 (viz. obr. 28).



Obrázek 28 - Závislost výhřevnosti paliva na: Koefficient přestupu tepla [Vlastní zdroj]

Kompresní poměr, který měl velkou citlivost na hodnotu podílu tlaků, konvergoval k hodnotám mezi  $13,9 \div 14$ . Oproti předpokládané hodnotě 13,7 je tato hodnota relativně vyšší (obr. 29). Konvergence ostatních parametrů podle hodnot, na které mají nejvyšší citlivost je možné najít v příloze A.



Obrázek 29 - Závislost podílu tlaků na: Kompresní poměr [Vlastní zdroj]

Po vybrání nejlepších designů, které byly určitým způsobem průnikem nejlepších hodnot obou parametrů, jsme vyexportovali hodnoty do Excelu, kde proběhlo následné porovnání a vybrání nejlepších designů.



Číslo designu	LHV error	efflambda	Abs. Pressure difference	Abs. Pressure difference	Encoder_err	ICAM_angle	Woschni	Compress_ratio	ECAM_angle	Woschni deviation
Ref. Hodnota	0	0	0	0	0	286	1.2	13.7	400	0
538	0.0237796	0.0022495	0.18778868	0.23912469	-0.01209557	279.2882	1.309761	13.953904	404.45743	0.1097606
505	0.0473601	0.001451	0.18977451	0.24399805	-0.09627789	280.85242	1.086626	13.99047	407.85117	-0.1133737
	0.0221883	0.0022823	0.19145383	0.25489202	-0.02743788	279.28674	1.330456	13.947822	404.41476	0.130456
433	0.0134206	0.0025374	0.19239412	0.29642606	-0.03493752	280.58023	1.463869	13.998959	403.92438	0.2638693
462	0.0250291	0.0016216	0.19251734	0.2774798	-0.1211222	280.87793	1.319316	13.990492	407.43738	0.1193163
465	0.0260254	0.0016248	0.19407718	0.2741128	-0.11766728	280.87793	1.310212	13.990492	407.43628	0.1102121
476	0.0147508	0.0020654	0.19514772	0.28249234	-0.11718512	280.87793	1.492679	13.995656	407.43314	0.2926788
537	0.0138666	0.0023688	0.19589059	0.31283984	-0.03917137	280.58023	1.41629	13.997999	403.95474	0.2162899
485	0.0261438	0.0016204	0.19610128	0.27346468	-0.05959457	279.96732	1.312226	13.979312	407.85117	0.1122264
581	0.0168103	0.0021392	0.19710359	0.24592508	-0.04012655	282.51108	1.323848	13.99755	403.81683	0.1238479
497	0.0137708	0.0020083	0.19838634	0.29255483	-0.09082004	280.75552	1.451598	13.995656	407.43314	0.251598
570	0.0137693	0.0020085	0.19844875	0.292964	-0.09082004	280.75055	1.451598	13.995656	407.43314	0.251598
454	0.0131455	0.0025772	0.19890013	0.30622137	-0.03917137	280.58023	1.463869	13.998981	403.92438	0.2638693
477	0.0244737	0.001725	0.19972524	0.2961341	-0.06251147	280.82877	1.312192	13.9720125	406.47543	0.1121917
460	0.0154981	0.0020576	0.20004869	0.2755012	-0.03493752	280.616	1.493633	13.998959	407.68146	0.2936329
554	0.0130805	0.0019544	0.2006042	0.290922	-0.14174502	280.58023	1.453878	13.991495	407.40247	0.2538777
502	0.0302726	0.0015142	0.2013952	0.2470492	-0.07275434	282.42438	1.234779	13.977008	406.4494	0.0347788
562	0.020758	0.0016095	0.20187083	0.2482515	-0.01133393	282.09366	1.323848	13.987712	407.4436	0.1238479
442	0.0324115	0.0013663	0.20197836	0.26578996	-0.11880579	282.27127	1.226571	13.978596	407.65445	0.026571
484	0.0299411	0.0015132	0.20220235	0.2466355	-0.06346808	282.4185	1.234779	13.978596	406.4494	0.0347788
541	0.0296955	0.0014282	0.20233671	0.26220155	-0.06346808	282.4185	1.234779	13.978596	407.4052	0.0347788
590	0.0232238	0.0015084	0.2023714	0.27637282	-0.08550286	281.80518	1.308251	13.963686	407.66028	0.1082513
443	0.0309883	0.0015047	0.2024956	0.24495903	-0.06251147	282.4115	1.226571	13.978596	406.4494	0.026571
416	0.0309629	0.0013959	0.2029942	0.25439325	-0.06251147	282.4115	1.226571	13.978596	407.65134	0.026571
451	0.0448671	0.0012946	0.20432179	0.26727918	-0.06568518	281.83542	1.086183	13.968181	407.73447	-0.1138174

Obrázek 30 – Výsledné porovnání designů [Vlastní zdroj]

Z těchto hodnot bylo vybráno 6 designů, které byly vloženy do simulace a porovnávány dále s naměřenými hodnotami. Design, který se ukázal jako nejvhodnější je číslo 538, který je na obr. 30 hned ten první. V tabulce níže jsou uvedeny výsledné hodnoty:

Parametr	Reálné hodnoty	Výsledky optimalizace
Chyba souběhu natočení klikového hřídele	0°	-0,01°
Koeficient přestupu tepla	1,2	1,31
Časování sacího vačkového hřídele	286°	279,29°
Časování výfukového vačkového hřídele	400°	404,46°
Kompresní poměr	13,7	13,95

Tabulka 2 – Porovnání výsledných a naměřených hodnot

Chyba synchronizace natočení klikového hřídele vyšla téměř s nulovou chybou. Výsledná hodnota koeficientu přestupu tepla vychází s chybou 9 %, nicméně ji považujeme za správnou až do hodnoty 25 % (hodnota 1,5). Sací vačkový hřídel se oproti předpokladům otevírá dříve, výfukový vačkový hřídel naopak později. Obě hodnoty jsou v toleranci a můžeme je tedy brát jako správné. Kompresní poměr nevyšel dle původních předpokladů. Ve většině případů vychází z optimalizace jako hodnota nižší, a to až o hodnotu 0,3 oproti hodnotě reálné. Zdánlivě chybnou hodnotu považujeme také za správnou, neboť kompresní poměr na našem motoru nebyl nikdy přesně změřen. K tomu všechny naše motory nejsou nové přímo od výrobce, ale z druhé ruky, a tak u tohoto konkrétního motoru nejspíše došlo k změně kompresního poměru. Tento předpoklad zároveň potvrzuje fakt, že ze všech motorů, které byly umístěny na motorové brzdě a byla měřena jejich charakteristika, měl tento motor nejvyšší výkon, a tudíž odlišnou charakteristiku motoru.





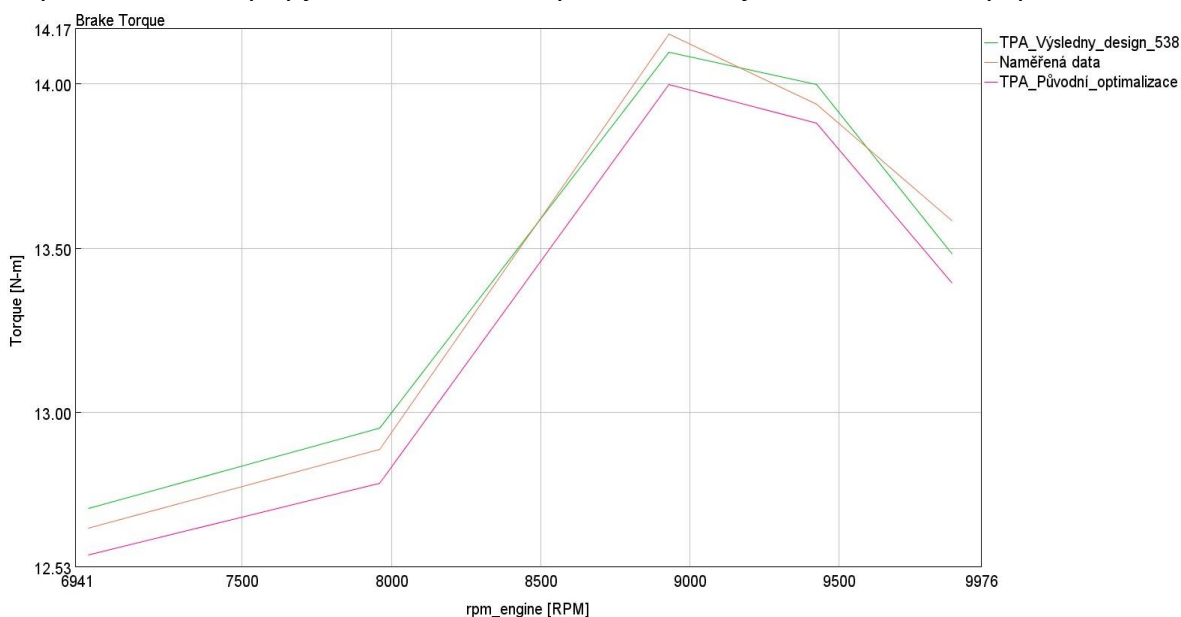
#### 6.1.4 Porovnání výsledků optimalizace s naměřenými hodnotami

Každý z vybraných designů, který byl simulován musí splnit tyto podmínky konzistence, aby simulace nevyhlásila chybu a mohla tak být dokončena [19]:

- Odchylka průtoku paliva <5%
- Odchylka průtoku vzduchu <5%
- Odchylka koeficientu výhřevnosti paliva (LHV multiplier) <5%
- Odchylka poměru palivo/vzduch <5%
- Odchylka počátku průběhu tlaku ve válci <0,5 bar

U všech 6 vybraných designů byly splněny podmínky, a tak mohly být porovnány dále s naměřenými hodnotami. Níže jsou uvedeny obr. s již výsledným designem, který je porovnáván s naměřenými a výchozími hodnotami.

Při porovnání točivých momentů (obr.31) odpovídá výsledný design (design 538, zelená křivka) relativně dobře ve všech bodech s naměřenými body. Největší rozdíl vychází v 8000 ot/min, kde rozdíl mezi naměřenými a simulovanými daty je 0,07 Nm, což odpovídá chybě 0,6 %. Odchylky jsou velmi malé a bylo tak možné je zahrnout i do chyby v měření.



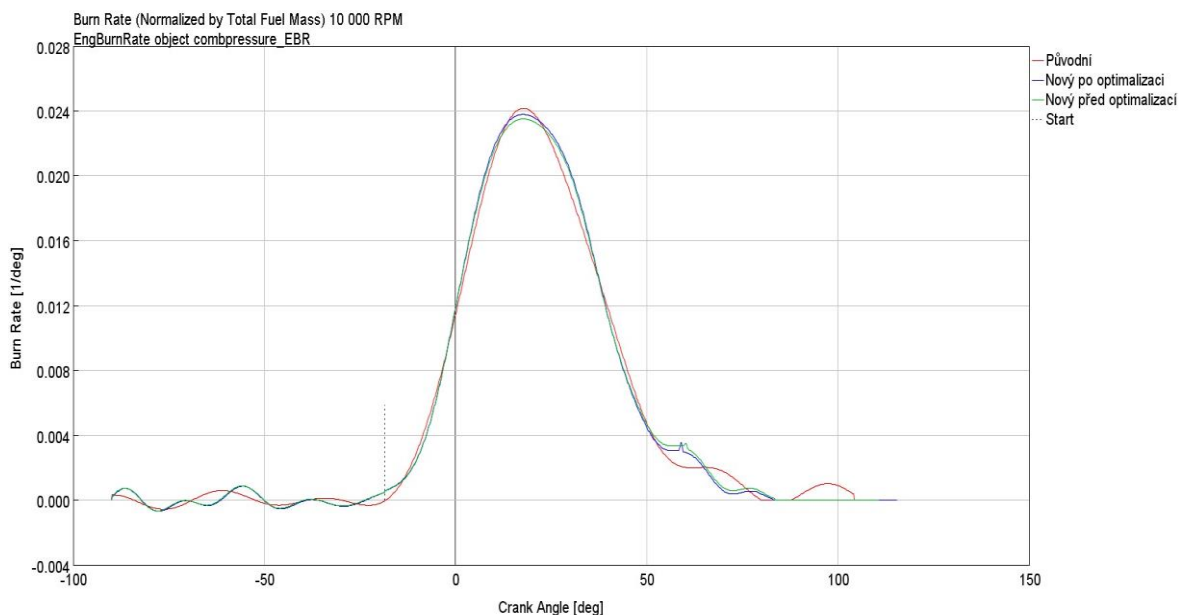
Obrázek 31 – Porovnání točivých momentů mezi naměřenými a simulovanými daty

Při porovnání spotřeby paliva vychází největší odchylka při v 10 000 ot/min odpovídající 1,8 %, při porovnání teplot na výstupu došlo k velkému snížení odchylky ve všech otáčkách. (obě veličiny v příloze B).

Výsledný průběh hoření odpovídá lépe reálnému průběhu, eliminuje rušení a zároveň je velmi plynulý. Na obr. 32 je zobrazen průběh při 10 000 ot/min, ve kterých docházelo k velkému vlivu rušení. Dále je zde uvedeno porovnání mezi původním modelem hoření

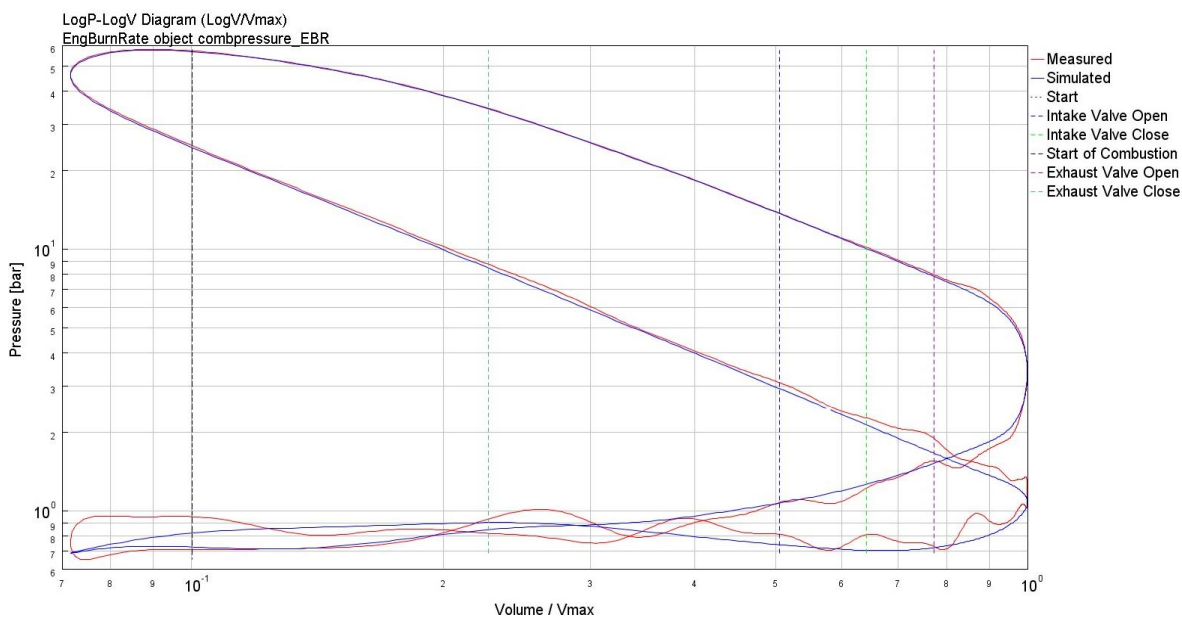


a nově vytvořeným, včetně porovnání před a po optimalizaci nově vytvořeného modelu, kde je možné vidět drobnou změnu v průběhu hoření.



Obrázek 32 - Výsledný průběh hoření při 10 000 ot/min

Při pohledu na logaritmický P-V diagram (obr. 33) nás z hlediska hoření zajímá především vysokotlaká část od komprese až po konec expanze, jelikož zde se odehrává proces hoření. Tato oblast se s naměřenými daty překrývá skoro v celém průběhu. Před začátkem spalovacího procesu se tyto 2 křivky příliš neshodují, což je nejspíše způsobeno nedokonalým modelem plnění simulovaného motoru. Nicméně tato oblast není pro model hoření klíčová.



Obrázek 33 - P-V diagram při 10 000 ot/min



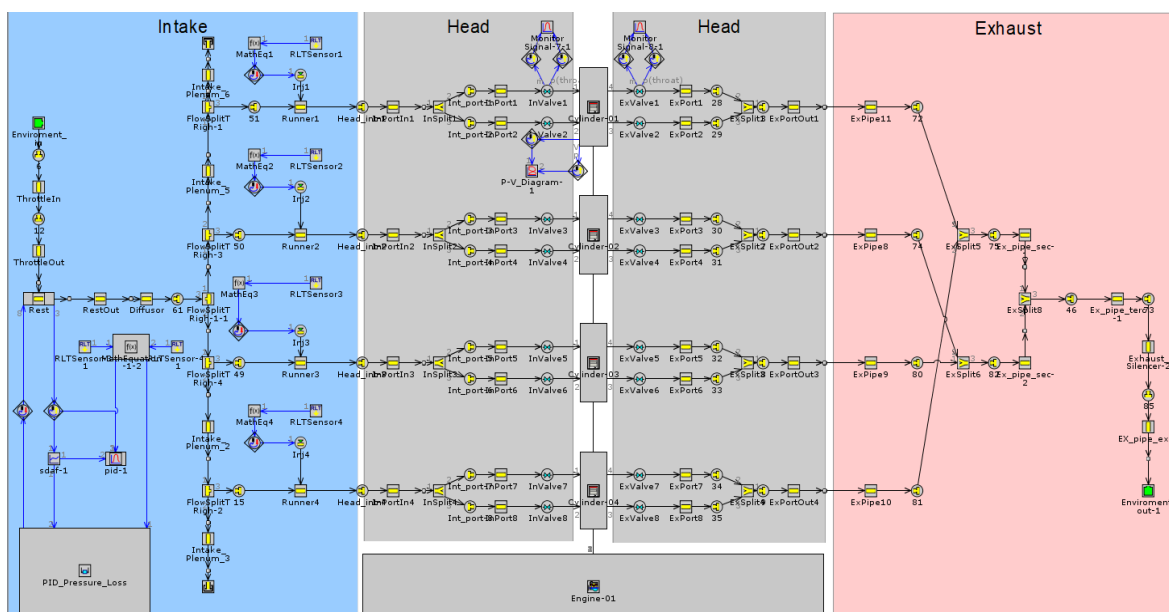
## 7 Tvorba modelu klepání

Software GT-Suite obsahuje různá řešení pro modelování spalování a emisí. Tato řešení hrají nedílnou roli v simulacích motoru, aby přesně předpovídaly výkon, spotřebu paliva a emise z motoru. K dispozici jsou různé modely pro předpovídání spalování a tvorby znečišťujících látek na základě podmínek ve válcích, klepání, variací mezi cykly a dalších souvisejících procesů. Tyto modely umožňují analýzu při plném a částečném zatížení a také přechodný provoz schopný v reálném čase pro tradiční a pokročilé koncepce spalování [17].

### 7.1 Simulační model motoru

Celý model motoru Yamaha R6 byl vytvořen již před několika lety v týmu CTU Cartech, za tu dobu ale prošel řadou změn a aktualizací. Model zatím není úplně přesně zkalibrován s reálným motorem, jelikož se prozatím nepodařilo naměřit kompletní charakteristiku motoru na motorové zkušebně.

Model je rozdělen na 3 základní oblasti: sání, motor a výfuk. Sání a výfuk jsou zhotoveny přesně tak, jako je tomu na autě včetně délek a průměrů trubek. Model je používán jak pro návrh rozměrů nových komponentů sacího a výfukového potrubí, tak pro různé další druhy simulací.



Obrázek 34 – simulační model motoru GT-Suite [Vlastní zdroj]

### 7.2 Modely klepání

Při měření charakteristiky motoru a nastavení předstihu zážehu motoru je nutné brát vždy v úvahu bezpečnost. V průběhu měření se snažíme dostat na mez klepání pomocí změny předstihu a poté opozdit zážeh až o 5° natočení klikového hřídele. Jeden z hlavních důvodů jsou rozdílné podmínky na zkušebně a například na závodech ve Španělsku. Při



tvorbě modelu klepání bylo nutné se dostat zpět na mez klepání naměřenou, proto došlo k zvětšení předstihu o 5 stupňů ve všech bodech.

Vyhodnocení modelu klepání je nastaveno na standardní - poslední cyklus, což označuje použití níže vypsanych modelů, kde je výpočet proveden pouze pro poslední cyklus. Tento druh nastavení je doporučován, když simulace vyhodnocuje ustálený stav.

Pro predikci vzniku klepání je v programu GT-Suite možné použití 4 modelů:

- Douaud&Eyzat (Čtyřoktanová metoda) – Předpokládá, že klepání nastane v úhlu klikového hřídele, při kterém integrál Vyčerpaného průtahu vznětu (pro kteroukoli zónu koncového plynu) dosáhne hodnoty 1,0. Schopen předpovědět klepáním omezený předstih jiskry s dostatečnou přesností pro použití ve vývojovém cyklu motoru. Při této aplikaci je nutný téměř konstantní poměr paliva/vzduch. Kalibrováno pomocí multiplikátoru doby indukce klepání. Hranice klepání definovaná indexem klepání = 0. Platnost lze kontrolovat porovnáním výsledků získaných metodou s výsledky získanými experimentálně. Platnost je měřena pomocí statické analýzy odchylek u většího počtu vzorků [20]. Volbou tohoto modelu a zapnutím funkce spalování po klepání (Post-knock combustion) je ovlivněna rychlost spalování [19].
- Kinetický model (Kinetics-Fit) - Používá metodu vyvinutou ve společnosti Gamma Technologies pro benzínové motory. Tento model je založen na podrobných simulacích chemické kinetiky vznětu paliva a používá tři indukční časy k zachycení různých chemických vlastností samovznícení v širokém rozmezí teplot. Volbou tohoto modelu a zapnutím funkce spalování po klepání (Post-knock combustion) je ovlivněna rychlost spalování [19].
- Franzke – Tato metoda může předpovídat výskyt klepání až po několika časových krocích po jeho vzniku. Pro tento model nelze zapnout funkce spalování po klepání [19].
- Woret - Tato metoda může předpovídat výskyt klepání až po několika časových krocích po jeho vzniku. Pro tento model nelze zapnout funkce spalování po klepání [19].

Poslední 2 zmíněné metody vzhledem k jejich vlastnostem používat nebudeme, budeme vybírat pouze mezi metodou Douaud&Eyzat a Kinetickým modelem. Na základě zkušeností vedoucího práce Ing. Víta Dolečka, Ph.D., získaných informací a provedení několika simulací byl zvolen model Douaud&Eyzat.



### 7.2.1 Popis modelu klepání

Výsledkem pro všechny modely klepání je hodnota integrálu Vyčerpaného průtahu vznětu a indexu klepání. Níže jsou uvedeny a popsány oba tyto parametry.

#### 7.2.1.1 Integrál Vyčerpaného průtahu vznětu (Knock induction integral)

U každé ze čtyř možností modelu klepání je výskyt klepání předpovídán na základě Empirických časových korelací, ty jsou odvozeny porovnáním Arrheniovy funkce s naměřenými daty pro časy indukční a když dochází k samovznícení pro dané směsi palivo/vzduch v příslušném tlakovém a teplotním rozsahu [4]. Následující rovnice definuje integrální čas vyčerpaného průtahu vznětu nebo takzvaný „stav před reakcí“ [19].

$$I(t) = \int_0^t \frac{1}{\tau} \quad (1)$$

Empirické korelace lze dle [19] pro integrál Vyčerpaného průtahu vznětu, pro první tři volby modelu klepání, zapsat pomocí úhlu kliky jako:

$$I(\alpha) = \frac{1}{6(RPM)} \int_{SOC}^{\alpha} \frac{1}{M_1 C_1 \left(\frac{ON}{100}\right)^{C_2} p^{-C_3} \exp\left(\frac{C_4}{M_2 T}\right)} d\alpha \quad (2)$$

$C_{1 \div 4}$  koeficienty dle tabulky [19]:

Koeficient	Douaud&Eyzat
$C_1$	$5,72 \cdot 10^6$
$C_2$	3,402
$C_3$	1,7
$C_4$	3800

Tabulka 3 – Koeficienty dle pro času vyčerpaného vznětu dle Douaud&Eyzat

#### 7.2.1.2 Index klepání

Index klepání je parametr, který byl vyvinut ve společnosti Gamma Technologies a lze jej škálovat na hlasitost klepání slyšitelnou v laboratoři pomocí multiplikátoru indexu klepání. Index klepání je definován jako veličina závislá na úhlu natočení klikového hřídele:

$$KI = 10000M \cdot u(\alpha) \cdot \frac{V_{TDC}}{V(\alpha)} \exp\left(\frac{-6000}{T(\alpha)}\right) \cdot \text{mac}(0,1 - (1 - \Phi(\alpha))^2) \cdot \frac{I_{ave}(\alpha)}{I_{K-ref} \cdot I_{K-corr}} \quad (3)$$

### 7.2.2 Nastavení modelu

Při základním nastavení modelu stačí definovat pouze jednu exaktní číselnou proměnnou a tou je hodnota oktanového čísla udávanou dle AKI standardu, který je průměrem RON a MON čísel. Tato hodnota je použita pouze při použití Kinetického a D&E modelů [19].



Současně je nutné vybrat Zónu koncových plynů, do kterých je rozdělen výpočet integrálu indukčního času. Na výběr jsou v tomto případě 2 možnosti [19]:

- Jedna zóna – Výpočet integrálu Vyčerpaného průtahu vznětu je počítán pomocí objemové nespálené teploty plynu.
- Více zón – Dojde k vytvoření tenkých zón plynu mezi nespáleným plynem a povrchy se kterými je v kontaktu. Teploty těchto zón jsou počítány na základě teploty nespáleného plynu a teplotě sousedních stěn. Pro každou zónu dochází k výpočtu integrálu Vyčerpaného průtahu zvlášť. Tuto možnost lze ovšem vybrat pouze, když je definována geometrie plamene.

Vzhledem k tomu, že prozatím nebyla definována geometrie plamene, byla zvolena možnost jedné zóny pro výpočet indukčního času.

Model klepání pro 1-D CFD simulace nezohledňuje úplně podrobně všechny faktory ovlivňující hoření, proto je v software GT-Suite možnost využití tzv. multiplikátorů, díky kterým je možné přesněji zkalibrovat model. Všechny jsou v počátku nastaveny na defaultní hodnotu odpovídající 1. a nezasahují tak do výše uvedených rovnic. Správnou změnou těchto multiplikátorů je možné dosáhnout kalibrovaného modelu. Níže jsou uvedeny funkce každého z nich.

- Multiplikátor integrálu průtahu vyčerpaného vznětu - Multiplikátor použitý při času vyčerpaného vznětu. Nastavení hodnoty  $<1$  způsobí vznik intenzivnějšího klepání, naopak hodnota  $>1$  potlačuje vznik klepání.
- Multiplikátor aktivační energie - Multiplikátor inverzní k aktivační energii. Pro hodnoty  $>1$  dochází k vzniku intenzivnějšího klepání, hodnoty menší než 1 potlačují klepání.
- Multiplikátor Indexu klepání – Tento multiplikátor se objevuje pouze v rovnici pro výpočet hodnoty Indexu klepání, u něhož není zřejmé, jakých hodnot je důležité dosahovat, proto nakonec nebyl využíván. Pro hodnoty  $>1$  dochází k zvýšení hodnoty Indexu klepání, hodnoty menší než 1 snižují tuto hodnotu.

### 7.2.3 Kalibrace modelu Douaud&Eyzat

Model Douaud & Eyzat lze kalibrovat pomocí jednoho nebo více známých provozních bodů na hranici klepání. V ideálním případě by měl být multiplikátor aktivační energie nastaven na „def“ odpovídající hodnotě 1 a multiplikátor času průtahu vyčerpaného vznětu by měl být upraven tak, aby co nejvíce odpovídal parametr času vyčerpaného průtahu vznětu a procento neshořelé směsi. Pro shodu více bodů na hranici klepání je možné upravit multiplikátor aktivační energie, který je ale velmi citlivý na změnu hodnoty.



#### 7.2.4 Výstupy modelu klepání

Výstupem modelů klepání jsou následující proměnné parametry [19]:

- Úhel klikového hřídele při nástupu klepání [°] – Úhel natočení klikového hřídele, při kterém dojde ke klepání. Pokud ke klepání nedochází, výsledná hodnota je 9999 deg.
- Nespálená směs při nástupu klepání [%] - Hmotnostní zlomek nespálené směsi na počátku klepání. Nejdůležitější parametr při vyhodnocení. Vypisuje kolik bylo procent paliva ve válci, kdy integrál vyčerpaného průtahu vznětu dosáhl 1.
- Index klepání [-] – Parametr blíže vysvětlený na str. 45.
- Pravděpodobnost klepání [%] – Parametr pouze ukazující, zda ke klepání dochází nebo ne. Pokud ke klepání dochází, vypisuje hodnotu 1, když dochází ke klepání tak hodnotu 0.
- Integrál Vyčerpaného průtahu vznětu [-] – Parametr popsany výše na str. 45. Hodnoty >1 indikují, že dochází v průběhu cyklu ke klepání.

#### 7.3 Tvorba modelu

Zvolený model Douaud&Eyzat byl nastaven podle parametrů motoru hodnotu oktanového čísla 98 a jednu zónu pro koncové plyny. Vzhledem k tomu, že motor nemá adaptivní regulaci klepání a nemáme tak bezpečnostní pojistku pro regulaci klepání, by řídicí jednotka zpětnovazebně neuměla řídit klepání. Pokud by tedy došlo ke klepání, docházelo tak ke snižování točivého momentu a v neposledním případě k destrukci motoru. Z toho důvodu máme posunuté časování zážehu o 5° natočení klikového hřídele na stranu bezpečnosti od hranice, kde jsme zaznamenali klepání (tab. 4).

Otáčky [1/min]	Předstih naměřený [°] (V1)	Předstih na hranici klepání [°] (V2)
7 000	-12	-17
8 000	-23	-28
9 000	-15,5	-20,5
9 500	-16	-21
10 000	-18,5	-23,5

Tabulka 4 - Hodnoty časování zážehu motoru Yamaha R6

Porovnávané parametry byly zejména Nespálená směs při nástupu klepání a integrál Vyčerpaného průtahu vznětu. Další výstupní parametry nebylo tak důležité sledovat, jelikož nejsou tolik vypovídající. Velikost hodnoty nespálené směsi byla pro všechny otáčky určena na hodnotu 0,1, což odpovídá 10 % směsi, která neshořela. Pokud dochází při spalovacím procesu k 10 % nespálené směsi, považujeme to za hranici klepání. Je-li tato hodnota menší,



považujeme tuto oblast jako bezpečnou a můžeme se v ní tak pohybovat. Pokud bychom opakovaně přesahovali značně hodnoty větší než 10 %, pak by mohlo dojít až k poškození motoru.

Po nastavení hodnot předstihů na hranici klepání při měření nedocházelo ve všech bodech ke klepání. Pouze při 8 000 ot/min, které mají zároveň nejvyšší hodnotu předstihu, docházelo ke klepání. Nicméně i zde jsme se nedostali na požadovanou hodnotu 0,1.

Otáčky [1/min]	Verze	Nespálená směs [%]	Vyčerpaný průtah vznětu [-]
7 000	V1	0	0.645
	V2	0	0.876
8 000	V1	0	0.893
	V2	0.141	1.197
9 000	V1	0	0.621
	V2	0	0.848
9 500	V1	0	0.525
	V2	0	0.720
10 000	V1	0	0.527
	V2	0	0.721

*Tabulka 5 - Hodnoty nespálené směsi při zvoleném předstihu*

V1 v tabulce jsou hodnoty používané, tedy 5° natočení klikového hřídele za hranici klepání. V2 je verze, kde předstih je nastavený na hranici klepání při měření provedeném na měřicím stanovišti. Pokud hodnota nespálené směsi je na hodnotě 0, pak je důležitá hodnota času vyčerpaného vznětu, která indikuje, jak daleko jsme od hodnoty, kde dochází ke klepání.

Vzhledem k hodnotám neodpovídajícím našim předpokladům bylo tedy nutné použití kalibračních konstant. Dle návodu [19] zůstala nastavena hodnota multiplikátoru Aplikační energie na hodnotě 1 a proměnným parametrem tak zůstal multiplikátor času vyčerpaného vznětu. Pro opravdu přesnou kalibraci modelu byla použita optimalizace, kde výslednou hodnotou bylo procento nespálené směsi nastavené na 10 %.

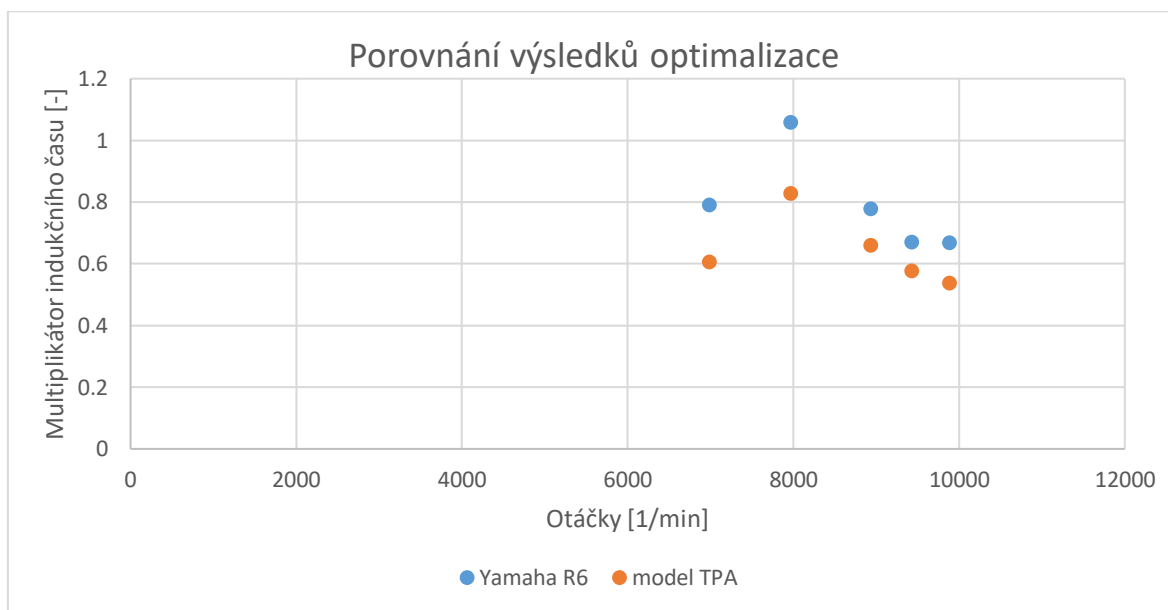
Tak jako v případě optimalizace při tvorbě modelu hoření byl použit genetický algoritmus, jelikož i přes pouze 1 proměnnou vykazoval nejlepší výsledky. Rozpětí proměnné hodnoty multiplikátoru času vyčerpaného vznětu bylo nastaveno na interval 0,2 až 1,1.





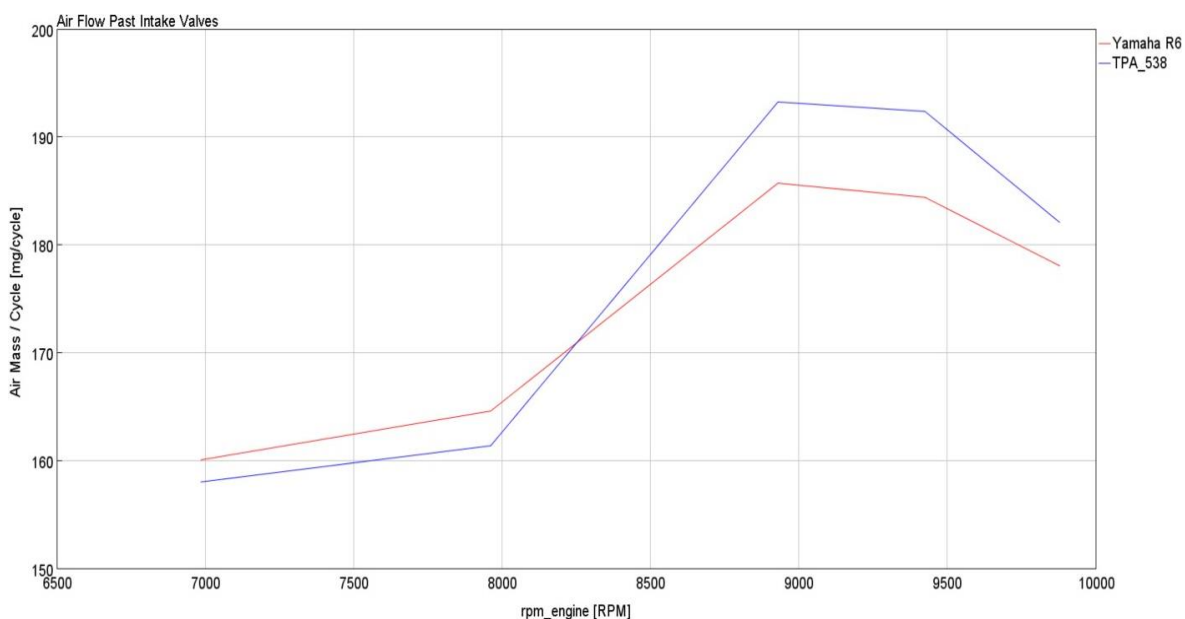
## 7.4 Interpretace výsledků

Optimalizace byla provedena jak pro model 4 - válcového motoru, tak i pro model 1 - válcového motoru TPA. V Grafu 1 je výsledné porovnání velikosti multiplikátoru indukčního času v závislosti na otáčkách. Z výsledků je patrné, že i přes použití stejného modelu hoření vychází tato hodnota nižší pro všechny otáčky pro model TPA než pro motor Yamaha R6. Pro motor Yamaha R6 bylo nutné při 8 000 ot/min klepání lehce potlačit, jak již bylo zjevné z předchozí tabulky, hodnoty pro ostatní otáčky vyšly pak značně menší než 1.



Obrázek 35 - Porovnání výsledků optimalizace

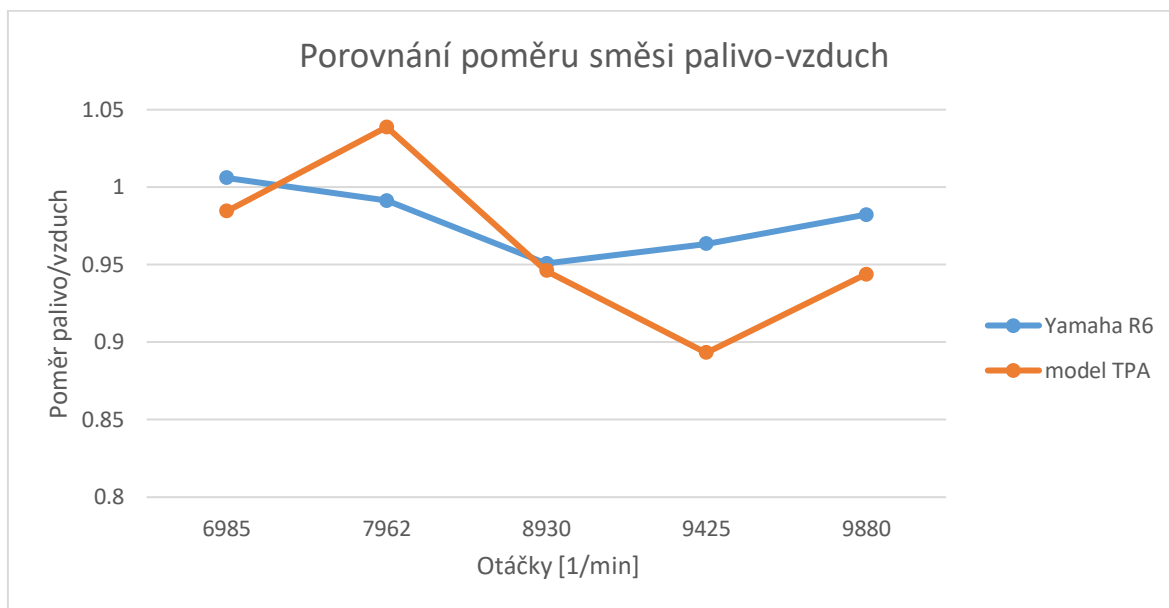
Rozdíl mezi TPA a motorem Yamaha R6 byl způsoben rozdílným naplněním válců, což odpovídá předpokladům. Při pohledu na obr. 36 je možné vidět rozdílný průtok sacím kanálem pro oba modely, kdy při vyšších otáčkách dochází k větší odchylce.



Obrázek 36 – Porovnání průtoku vzduchu sáním

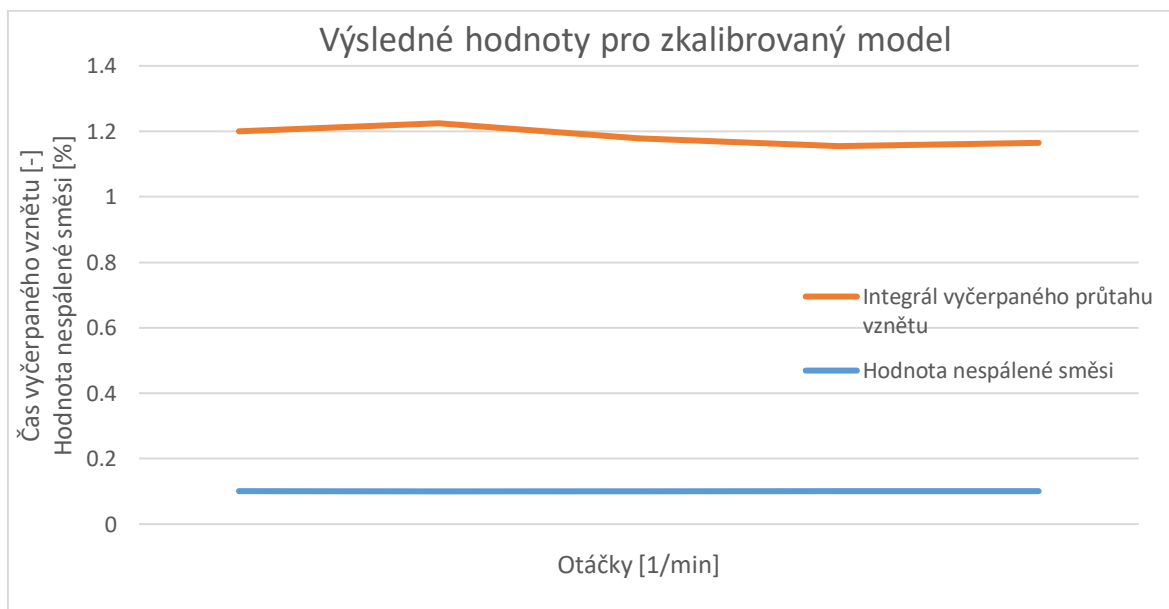


Dalším rozdílným parametrem se ukázal poměr směsi paliva a vzduchu. Pro model motoru Yamaha je tento poměr rozhodně více vyrovnaný a odpovídá reálnějšímu průběhu.



Obrázek 37 – Porovnání poměru směsi palivo-vzduch

Z obr.39 je možné vidět, že výsledná hodnota nespálené směsi je kalibrována na hodnotu 0,1. Zatímco tato hodnota je konstantní, tak hodnota času vyčerpaného vznětu není stejná hodnota a vždy se o něco liší. Z toho důvodu byl porovnáván integrál vyčerpaného průtahu vznětu v oblastech, kdy ke klepání nedochází. Pokud hodnota vypisuje hodnotu větší než 1, pak sledujeme parametr hodnoty nespálené směsi.

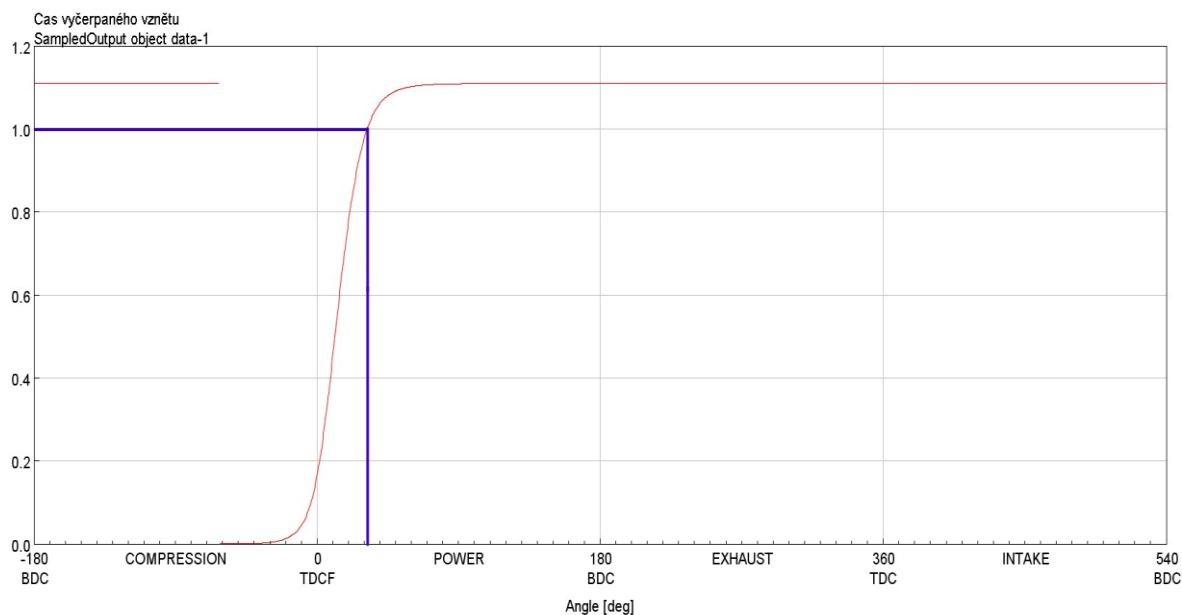


Obrázek 38 - Hodnoty pro kalibrovaný model

Abychom ověřili, zda opravdu vychází tyto 2 výše zmíněné hodnoty správně, došlo k porovnání času vyčerpaného vznětu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

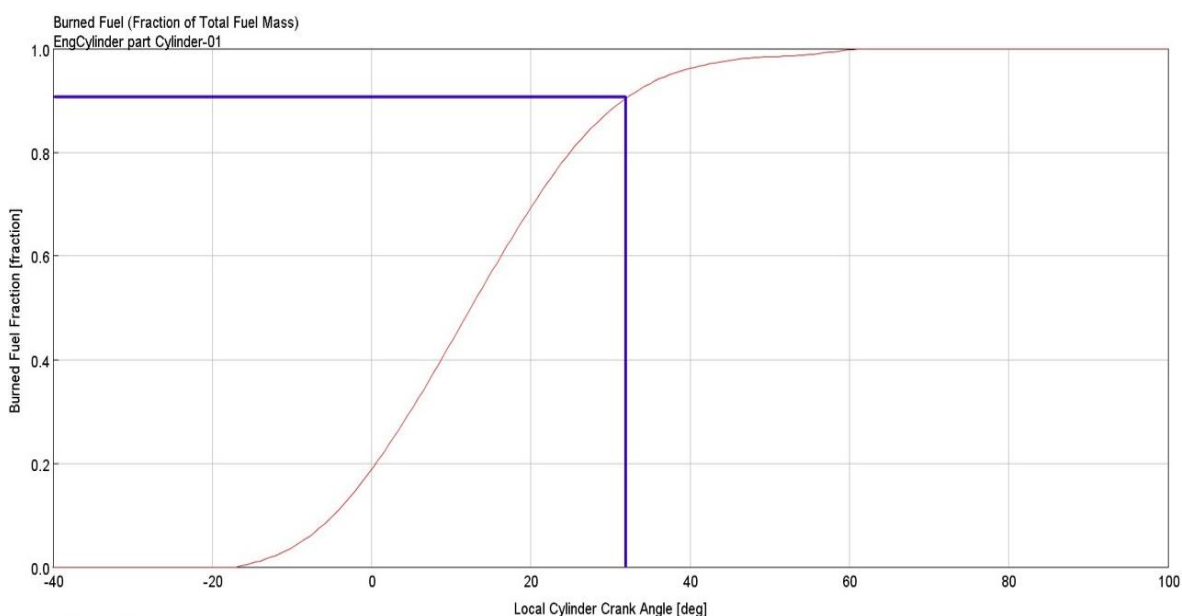


při 7 000 ot/min. Hodnota 1 času vyčerpaného vznětu odpovídá 32,4° natočení klikového hřídele.



Obrázek 39 – Hodnoty vyčerpaného vznětu v závislosti na otáčkách

Graf nespálené směsi při vynesení 32,4° natočení klikového hřídele nabývá hodnoty 0,9, což přesně odpovídá našim předpokladům.



Obrázek 40 – Hodnoty nespálené směsi v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

Výsledný model motoru Yamaha R6 tak byl kalibrován na hranici klepání, která byla určena na hranici 10 % nespálené směsi při spalovacím procesu, za použití změny pouze parametru multiplikátoru integrálu průtahu vyčerpaného vznětu, což odpovídá manuálu pro kalibraci modelu Douaud&Eyzat. Pokud provedeme opět opoždění předstihu o 5° natočení klikového hřídele, vrátíme se zpět na hodnoty předstihů naměřené.



Hodnoty integrovaného vyčerpaného průtahu vznětu [-]					
Verze	Otáčky [1/min]				
	7 000	8 000	9 000	9 500	10 000
Před kalibrací (předstih zážehu -5°)	0.645	0.893	0.623	0.525	0.527
Po kalibraci (předstih zážehu -5°)	0.809	0.839	0.789	0.772	0.778
Předstih zážehu -1	0.861	0.891	0.840	0.822	0.829
Předstih zážehu -2	0.916	0.946	0.840	0.875	0.882
Předstih zážehu -3	0.974	1.003	0.95	0.931	0.940

Tabulka 6 - Výsledné hodnoty integrálu indukovaného času [-]

Je patrné, že aktuální kalibrovaný model je nastavený pro všechny oblasti stejně tak, aby vyhodnocoval správně výskyt klepání. Použité body jsou relativně daleko od meze, kde dochází ke klepání motoru, bylo by tedy možné říct, že bychom mohli zmenšit bezpečnost a zmenšit zpoždění zapálení svíčkou oproti mezi klepání. Dle hodnot v tabulce označených jako Časování, kde číselná hodnota odpovídá zvýšení předstihu pro všechny otáčky, je zřejmé, že i zvýšení předstihu o 3° klikového hřídele by se mohlo zdát jako možné.

## 8 Aplikace modelu klepání

Jak již bylo zmíněno výše, tak při měření je snaha dostat se na bod, kdy je již klepání slyšitelné a poté se posunout o 5° natočení klikového hřídele na stranu bezpečnosti. Právě posun o těchto 5° je hodnota převzatá z literatury a zkušeností získaných. Nicméně není přesně jasné, jak moc velká tato bezpečnost je a zde by nestačilo použití menší hodnoty zpoždění.

Zpoždění zapálení svíčky od hranice klepání je nutné, aby nedošlo k poškození motoru. Do procesu hoření vstupuje opravdu velké množství proměnných veličin, takže není tak snadné určit, zda je nastavená hodnota 5° příliš moc posunutá. Na motorové zkušebně, kde dochází k měřením jsou diametrálně odlišné podmínky než například ve Španělsku na závodech, proto je nutné brát v potaz také tento faktor. Kalibrovaným modelem klepání tak je možné jednoduše zjistit, zda zvýšením teploty a tlaku dojde k velké změně k náchylnosti na klepání a je tak nutné používat takto velkou hodnotu pro bezpečnost.

Referenční hodnoty teploty a tlaku nastavené v modelu jsou pro teplotu okolí  $t_{okolí} = 23\text{ °C}$  a tlak okolí  $p_{okolí} = 1\ 000\text{ hPa}$ . V červenci 2019 byla nejvyšší teplota a tlak na závodech v Barceloně  $t_{okolí} 31\text{ °C ve stínu}$  a  $p_{okolí} 1\ 022\text{ hPa}$ .



Změny, které byly simulovány zanedbávají některé další parametry, proto byla nastavena větší bezpečnost na hodnoty okolí  $t_{okolí} 70\text{ °C}$  a  $p_{okolí} 1\ 030\text{ hPa}$ , zároveň byly zvýšeny na stejnou hodnoty i teploty sacích kanálů. S tím byla změněna i teplota chladicí kapaliny na  $120\text{ °C}$  a teplota oleje na  $130\text{ °C}$ . Změnou těchto parametrů jsme dosáhli výrazných změn ve spalovacím procesu a tím tak změn parametrů hodnot integrovaného vyčerpaného průtahu vzduchu a procentu nespálené směsi.

Hodnoty integrovaného vyčerpaného průtahu vznětu [-]					
Verze	Otáčky [1/min]				
	7 000	8 000	9 000	9 500	10 000
Po kalibraci (předstih zážehu -5°)	0.809	0.839	0.789	0.772	0.778
Změna podmínek (předstih zážehu -5°)	0.957	0.943	0.876	0.906	0.938
Změna podmínek, předstih zážehu -1	1.016	0.997	0.929	0.960	0.995
Změna podmínek, předstih zážehu -2	1.079	1.055	0.985	1.018	1.055
Změna podmínek, předstih zážehu -3	1.146	1.115	1.044	1.079	1.120

Tabulka 7 - Závislost změny teploty na času vyčerpaného vzduchu

Oproti původní hodnotě došlo k velkému zvýšení tohoto parametru hned po změně podmínek. Zvýšení předstihu pak posouvá tento parametr až za hranici klepání při použití předstihu -3. Na obr. 41 jsou zobrazeny hodnoty nespálené směsi. Dle kalibrace by tedy bylo možné použití předstihu -2 oproti používané hodnotě. Avšak Pro běžný provoz je to již velmi blízko k samotné hranici.

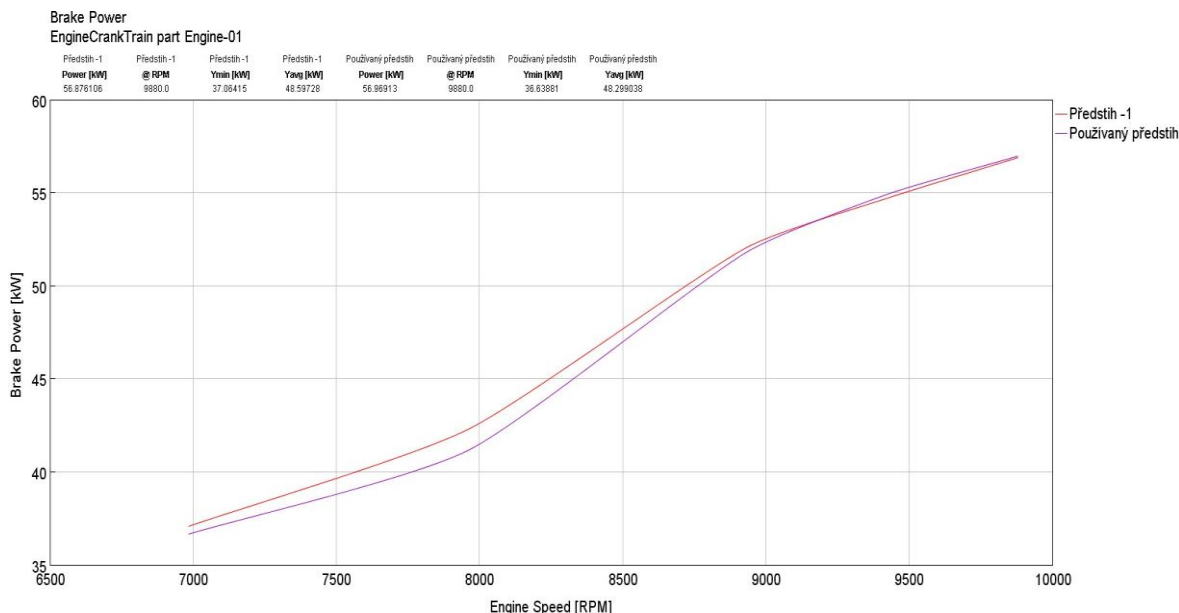
Hodnoty nespálené směsi v průběhu spalovacího cyklu [-]					
Verze	Otáčky [1/min]				
	7 000	8 000	9 000	9 500	10 000
Po kalibraci (předstih zážehu -5°)	0	0	0	0	0
Změna podmínek (předstih zážehu -5°)	0	0	0	0	0
Změna podmínek, předstih zážehu -1	0.023	0	0	0	0
Změna podmínek, předstih zážehu -2	0.086	0.053	0	0.049	0.092
Změna podmínek, předstih zážehu -3	0.149	0.100	0.066	0.137	0.169

Tabulka 8 - Závislost změny teploty na procentu nespálené směsi



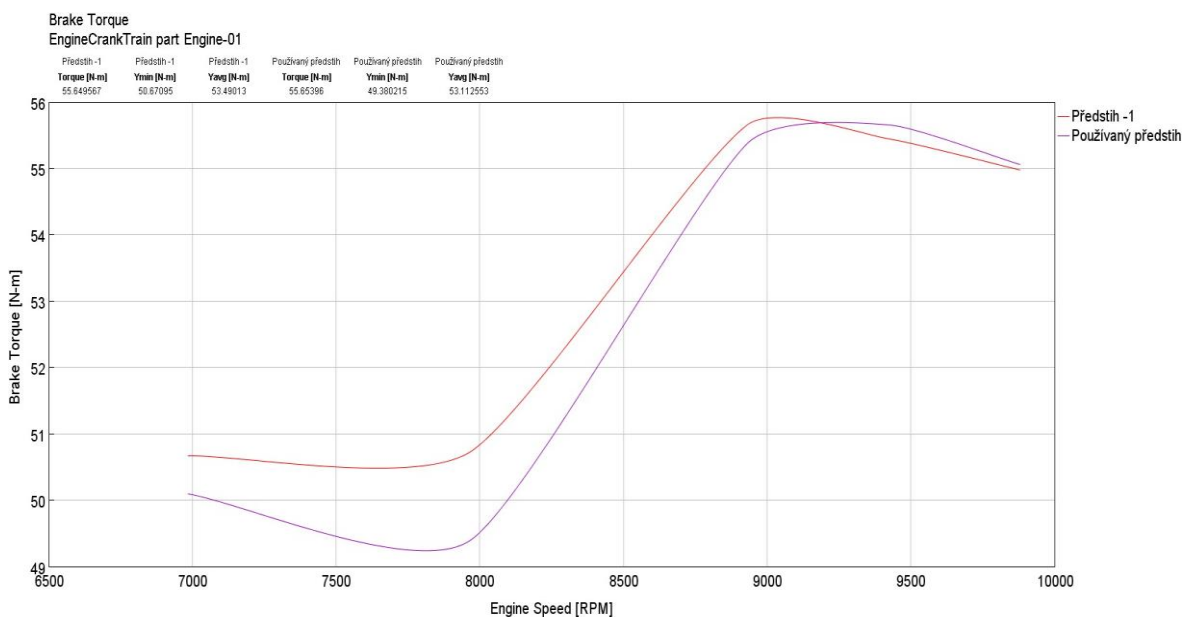
Dle výsledků by bylo možné posunout bezpečnost o hodnotu -1 na 4° natočení klikového hřídele od meze klepání. Nicméně vzhledem k počtu zanedbaných parametrů a možných nepřesností, které mohou vzniknout při měření, je nutné tento předpoklad validovat při testování.

Dosáhli bychom tak vyššího výkonu, a to zejména při nižších otáčkách. Od 9500 ot/min ovšem dojde k menšímu poklesu výkonu.



Obrázek 41 - Porovnání průběhu výkonu

Také v případě točivého momentu by došlo k nárůstu. Při 8 000 otáčkách by došlo k nárůstu o 1,5 Nm, ve vyšších otáčkách ale naopak dochází k vyrovnání a od 9500 1/min dokonce k nepatrně menšímu momentu.



Obrázek 42 - Porovnání průběhu točivého momentu



## 9 Závěr

Předmětem této práce byl jev klepání ve spalovacím motoru, konkrétně v modifikovaném motocyklovém motoru Yamaha R6 používaném ve studentské formuli týmu CTU Cartech. První část práce tvoří rešerše, která shrnuje teoretické poznatky problematiky klepání, jeho projevy, výskyt, detekci, poškození vlivem klepání a zejména metody pro jeho potlačení. Ve druhé části práce byla použita naměřená data spalovacích tlaků, která byla vložena do modelu pro třítlakovou analýzu. Nejprve však byly provedeny změny na teplotách sacích kanálů a hlavy motoru, použita jiná funkce pro dohořívání, která má reálnější průběh a změna vyhlazovacího filtru, který byl příliš silný a zkresloval tak příliš průběh hoření. Po provedení změn, které pomohly zpřesnění modelu následovala tvorba samotného modelu hoření z naměřených dat. Byla provedena optimalizace za použití genetického algoritmu s cílem snížení rozdílu mezi naměřeným a simulovaným průběhem tlaku. Celkový počet bodů, ve kterých byly naměřeny spalovací tlaky, byl bohužel pouze 5, což není úplně dostatečná hodnota pro tvorbu komplexního modelu pro vyhodnocení klepání, nicméně pro účely této práce je to dostačující. Použitý model pro predikci klepání Douaud&Eyzat, který predikuje klepání pro úhel nastavení klikového hřídele, při kterém integrál vyčerpaného průtahu vznětu dosáhne hodnoty 1, byl kalibrován na hranici hodnoty 10% nespálené směsi v průběhu spalovacího cyklu, neboť při této hodnotě je stále možné motor bezpečně provozovat. Kalibrace byla provedena také pro model pro TPA při stejných počátečních podmínkách a byly porovnány výsledné hodnoty multiplikátoru vyčerpaného průtahu vznětu. Dále byl kalibrovaný model porovnán s nekalibrovaným modelem, došlo k vyhodnocení intenzity klepání pro naměřená data a navrhnuo možné zmenšení bezpečnosti od hranice klepání. Model byl následně aplikován pro simulaci podmínek při závodech v zahraničí a navrhnuo posunutí časování zážehu na 4° od naměřené hranice klepání oproti původní hodnotě 5°. Touto změnou by tak bylo možné dosáhnout vyššího výkonu a točivého momentu.

Práci by bylo možné do budoucna rozšířit o kompletní měření charakteristiky motoru na motorové brzdě, a to jak při plném, tak i částečném zatížení a vytvoření tak komplexnějšího a přesnějšího modelu pro vyhodnocení klepání. Velkým přínosem by také měla změna snímače tlaku ve spalovacím prostoru, tím by bylo použití snímače tlaku přímo v hlavě samotného motoru prvního válce namísto indikační svíčky, která nemá takovou citlivost a zároveň má jinou geometrii než svíčky námi používané. V samotném modelu pro vyhodnocení klepání by bylo možné přidání dalších parametrů, jako je vytvoření geometrie plamene apod., které by tento model učinily přesnějším.



## Bibliografie

- [1] *History of Formula SAE* [online]. [cit. 2020-10-18].
- [2] *Formula SAE: Rules 2020* [online]. , 136 [cit. 2020-10-25]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/app/NewsItem.aspx?NewsItemID=51cf7622-651e-4b57-8c9c-e0391bc08edc>
- [3] TOWERS, J. a R. HOEKSTRA. Engine Knock, A Renewed Concern In Motorsports - A Literature Review. *SAE Technical Paper 983026* [online]. , 17 [cit. 2020-11-28]. ISSN 0148-7191, e-ISSN: 2688-3627. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/983026>
- [4] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals: Second edition*. 2nd. USA: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1-26-011611-3.
- [5] MACEK, Jan. *Spalovací motory 1*. První. Praha 6: ČVUT v Praze, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [6] JONES, J., J. SPELINA a J. FREY. Likelihood-Based Control of Engine Knock. *IEEE* [online]. , 12 [cit. 2020-11-28]. ISSN 1558-0865. Dostupné z: doi:[10.1109/TCST.2012.2229280](https://doi.org/10.1109/TCST.2012.2229280)
- [7] BRUNT, M., C. POND a J. BIUNDO. Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data. *SAE Technical Paper 980896* [online]. , 16 [cit. 2020-11-28]. ISSN 0148-7191, e-ISSN: 2688-3627. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/980896>
- [8] DUMONT, G. Towards an Improved Knock Detection and Quantification using Wavelets and Entropy-based Noise Compensation. *SAE International in United States* [online]. , 12 [cit. 2020-11-28]. ISSN 0148-7191, e-ISSN: 2688-3627. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2005-01-2269>
- [9] LEPPARD, W. R. Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multicylinder Engines. *SAE International Congress and Exposition* [online]. , 15 [cit. 2021-03-09]. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/820074>
- [10] HAGHGOOIE, M. Effects of Fuel Octane Number and Inlet Air Temperature on Knock Characteristics of a Single Cylinder Engine. *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition* [online]. , 11 [cit. 2021-03-09]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/902134>
- [11] WANG, Z., H. LIU a R. REITZ. Knocking combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science* [online]. , 36 [cit. 2020-12-28]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2017.03.004>
- [12] Sensitivity and Effect of Ignition Timing on the Performance of a Spark Ignition Engine: An Experimental and Modeling Study. *Journal of Combustion* [online]. , 9 [cit. 2020-12-30]. Dostupné z: doi:[10.1155/2011/678719](https://doi.org/10.1155/2011/678719)





- [13] XUDONG, Zhen. The engine knock analysis – An overview. *SciVerse ScienceDirect* [online]. , 9 [cit. 2020-12-30]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>
- [14] BEJČEK, L. a J. VACULÍK. Snímače tlaku. *AUTOMA časopis pro automatizační techniku* [online]. , 4 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: [https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf\\_articles/42719.pdf](https://automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/42719.pdf)
- [15] JENČÍK, J. a J. WOLF. ČVUT V PRAZE. *Technická měření*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000, 212 s. ISBN 8001021386;9788001021385.
- [16] *Měření a analýza spalovacích tlaků* [online]. [cit. 2020-12-19]. Dostupné z: [http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/experiment\\_metody/In-TECH2\\_mereni\\_tlaku.pdf](http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/experiment_metody/In-TECH2_mereni_tlaku.pdf)
- [17] GT-SUITE – A Revolutionary MBSE Tool. *GTI soft* [online]. [cit. 2020-12-23]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/>
- [18] MICHÁLEK, J. *Kalibrace simulačního modelu motoru* [online]. Praha, 2019 [cit. 2020-12-19]. Dostupné z: [https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/86227/F2-DP-2020-Michalek-Jan-Diplomova\\_prace.pdf?sequence=-1&isAllowed=y](https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/86227/F2-DP-2020-Michalek-Jan-Diplomova_prace.pdf?sequence=-1&isAllowed=y). Diplomová práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Vít Doleček Ph.D.
- [19] GT-Suite users manual: Version 7.3. In: *GT-Suite 2018* [online]. Westmont, IL, USA [cit. 2021-04-21].
- [20] DOUAUD, A. a P. EYZAT. *Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines* [online]. SAE International in United States, , 15 [cit. 2021-04-29]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/780080>
- [21] FERNIE, M. *How Does Water Injection Actually Work?* [online]. In: . [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: <https://www.carthrottle.com/post/water-injection-how-does-it-work/>



## Seznam obrázků

Obrázek 1 - Nejnovější monopost FS.12 [Vlastní zdroj].....	12
Obrázek 2– schéma pro sání dané pravidly [2].....	13
Obrázek 3- Definice normálních a abnormálních jevů spalování [6].....	16
Obrázek 4 – Průběh tlaku ve válci s (a) normálním spalováním, (b) lehkým klepáním a (c) silným klepáním., při 4000 ot./min, jednoválcový motor [4] .....	17
Obrázek 5 – Závislost intenzity klepání na procentu klepacích cyklů. Paliva s oktanovým číslem 91 a 97 při třech teplotách vstupního vzduchu. Při 1500 ot/min [10] .....	19
Obrázek 6 - Graf časování jisker spalovací svíčky [6].....	20
Obrázek 7 - Porovnání predikovaného diagramu $p - \theta$ s různým časováním [12].....	20
Obrázek 8 - Konstrukční rozdíly mezi chlazeným a nechlazeným snímačem [16] .....	24
Obrázek 9 – Poškozená ojnice a píst [Vlastní zdroj] .....	25
Obrázek 10 - Prostředí GT-Suite a jeden z příkladů z knihovny [Knihovna GT-Suite].....	26
Obrázek 11 – simulační model pro TPA [Vlastní zdroj] .....	28
Obrázek 12 – Provedená změna v motoru [Vlastní zdroj] .....	29
Obrázek 13 – Provedená změna v sacím kanále [Vlastní zdroj] .....	29
Obrázek 14 – Porovnání rozložení teplot na hlavě motoru [Vlastní zdroj] .....	30
Obrázek 15 - Porovnání použitých funkcí dohořívání při 9000, ot/min [Vlastní zdroj] .....	31
Obrázek 16 - Porovnání použitých funkcí dohořívání – detail, při 9000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	31
Obrázek 17 - Průběh hoření bez použití filtru při 7000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	32
Obrázek 18 - Zprůměrovaný průběh tlaku ve válci pro 7000 ot/min [18] .....	32
Obrázek 19 – Model hoření při použití kubických filtrů při 7000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	33
Obrázek 20 – Model hoření při použití Dolní propusti při 8000 ot/min [Vlastní zdroj].....	34
Obrázek 21 - Konec hoření při použití Dolní propusti při 10 000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	34
Obrázek 22 - Porovnání filtrů Dolní propustí při 8000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	35
Obrázek 23 – Porovnání průběhů hoření při 8000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	36
Obrázek 24 – Porovnání průběhů hoření při 10 000 ot/min [Vlastní zdroj] .....	36
Obrázek 25- Volba proměnných parametrů při optimalizaci [Vlastní zdroj] .....	37
Obrázek 26 – Citlivost proměnných parametrů na koeficientu výhřevnosti paliva [Vlastní zdroj] .....	38
Obrázek 27 - Citlivost proměnných parametrů na podílu tlaků [Vlastní zdroj].....	38
Obrázek 28 - Závislost výhřevnosti paliva na: Koeficient přestupu tepla [Vlastní zdroj] .....	39
Obrázek 29 - Závislost podílu tlaků na: Kompresní poměr [Vlastní zdroj].....	39
Obrázek 30 – Výsledné porovnání designů [Vlastní zdroj] .....	40
Obrázek 31 – Porovnání točivých momentů mezi naměřenými a simulovanými daty .....	41
Obrázek 32 - Výsledný průběh hoření při 10 000 ot/min .....	42
Obrázek 33 - P-V diagram při 10 000 ot/min .....	42
Obrázek 34 – simulační model motoru GT-Suite [Vlastní zdroj] .....	43
Obrázek 35 - Porovnání výsledků optimalizace .....	49
Obrázek 36 – Porovnání průtoku vzduchu sáním .....	49
Obrázek 37 – Porovnání poměru směsi palivo-vzduch .....	50
Obrázek 38 - Hodnoty pro kalibrovaný model.....	50
Obrázek 39 – Hodnoty vyčerpaného vznětu v závislosti na otáčkách .....	51
Obrázek 40 – Hodnoty nespálené směsi v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele .....	51
Obrázek 41 - Porovnání průběhu výkonu .....	54
Obrázek 42 - Porovnání průběhu točivého momentu.....	54



## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Porovnání původního motoru a motoru upraveného .....	13
Tabulka 2 – Porovnání výsledných a naměřených hodnot .....	40
Tabulka 3 – Koefficienty dle pro času vyčerpaného vznětu dle Douaud&Eyzat .....	45
Tabulka 4 - Hodnoty časování zážehu motoru Yamaha R6.....	47
Tabulka 5 - Hodnoty nespálené směsi při zvoleném předstihnu .....	48
Tabulka 6 - Výsledné hodnoty integrálu indukovaného času [-] .....	52
Tabulka 7 - Závislost změny teploty na času vyčerpaného vzduchu .....	53
Tabulka 8 - Závislost změny teploty na procentu nespálené směsi .....	53



## Seznam zkratek

$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
BMEP	[Pa]	Střední efektivní tlak
$C_{1\div 4}$	[-]	Koeficienty dle tabulky 3
I	[-]	Integrál indukčního času
$I_{ave}$	[-]	Zprůměrovaný integrál času
$I_{K-ref}$	[-]	Referenční indukční integrál času
$I_{K-corr}$	[-]	Korelační faktor integrálu indukčního času
IMEP	[Pa]	Indikovaný střední efektivní tlak
KI	[-]	Index klepání
M	[-]	Multiplikátor indexu klepání
$M_1$	[-]	Multiplikátor Integrálu indukčního času
$M_2$	[-]	Multiplikátor aktivační energie
MBT	[Nm]	Maximální točivý moment
ON	[-]	Oktanové číslo
P	[Pa]	Okamžitý tlak ve válci
RPM	[1/ot]	Otáčky
RON	[-]	Výzkumné oktanové číslo
SOC	[-]	Začátek cyklu
t	[s]	Uplynulý čas od začátku komprese konc. plynu
T	[K]	Okamžitá teplota nespáleného plynu
TPA		Třítlaková analýza
u	[%]	Neshořelá směs ve válci
V	[ccm]	Objem ve válci
$V_{TDC}$	[ccm]	Objem ve válci při horní úvrati
$\Phi$	[-]	Poměr ekvivalence nespálené zóny
$\tau$	[s]	Indukční čas



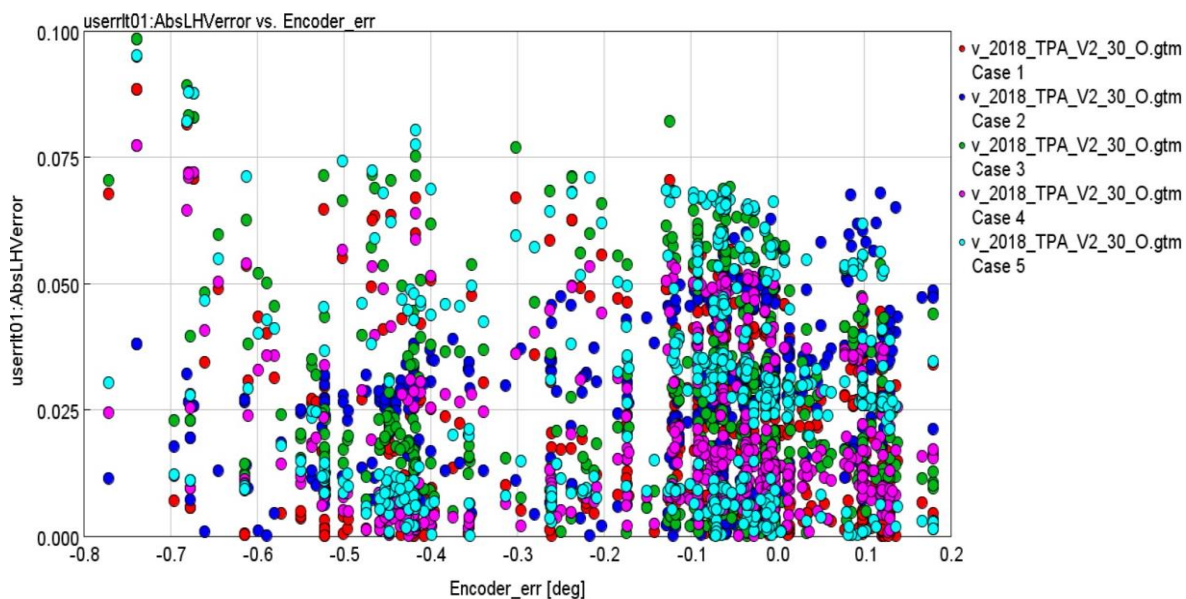
## Seznam příloh

Příloha obrázek 1 - Závislost výhřevnosti paliva na: Chyba synchronizace [Vlastní zdroj] .....	I
Příloha obrázek 2 - Závislost podílu tlaků na: Chyba synchronizace [Vlastní zdroj] .....	I
Příloha obrázek 3 - Závislost podílu tlaků na: Časování sací vačkové hřídele [Vlastní zdroj] .....	II
Příloha obrázek 4 - Závislost podílu tlaků na: Časování výfukové vačkové hřídele [Vlastní zdroj] .....	II
Příloha obrázek 5 - Porovnání teplot na výstupu z motoru .....	III
Příloha obrázek 6 – Porovnání BSFC .....	III

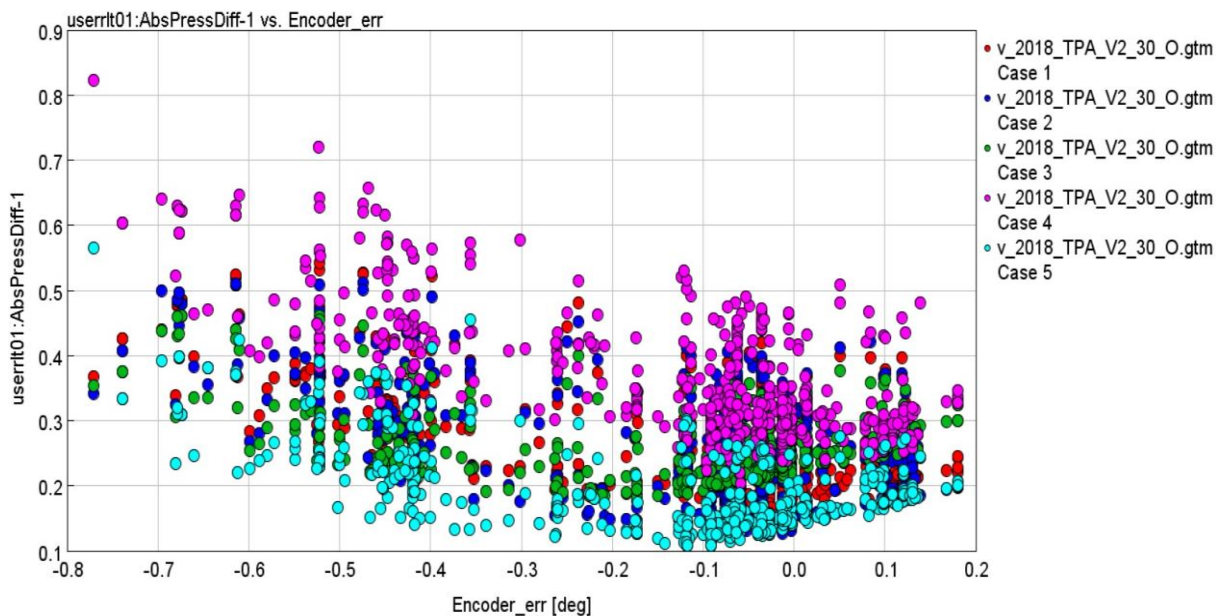


## Přílohy

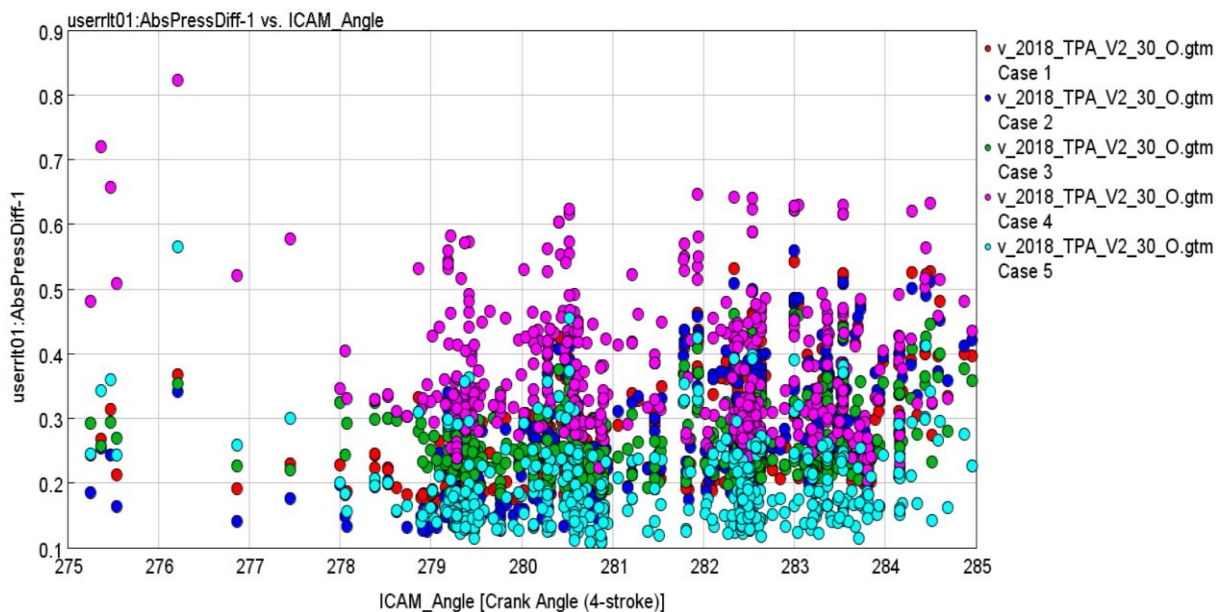
### Příloha 1



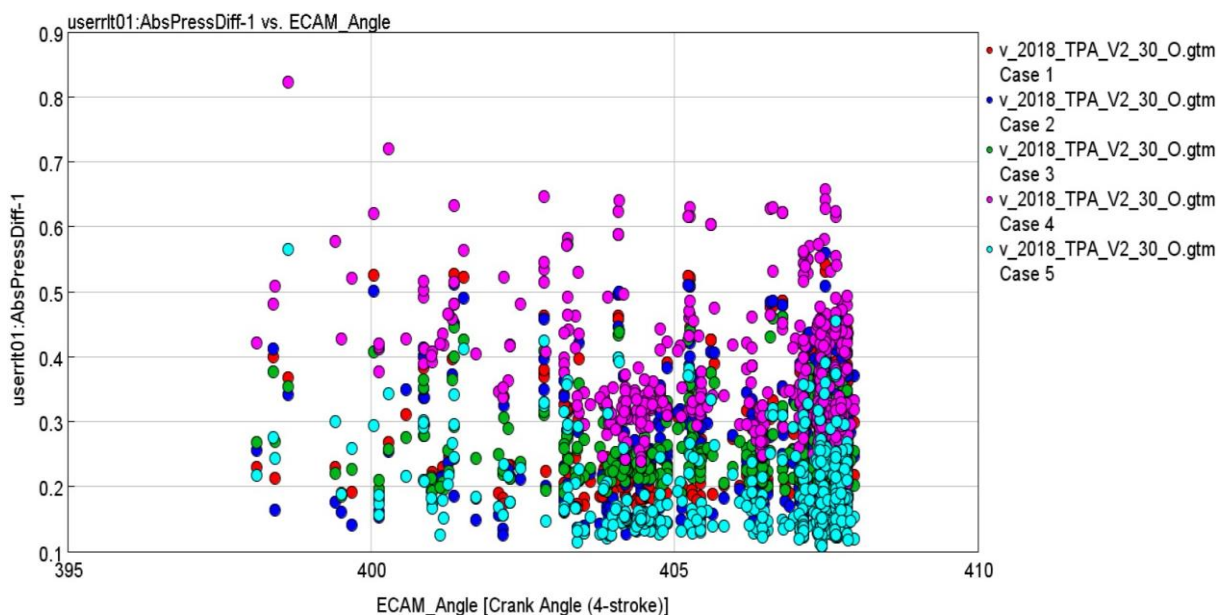
Příloha obrázek 1 - Závislost výhřevnosti paliva na: Chyba synchronizace [Vlastní zdroj]



Příloha obrázek 2 - Závislost podílu tlaků na: Chyba synchronizace [Vlastní zdroj]



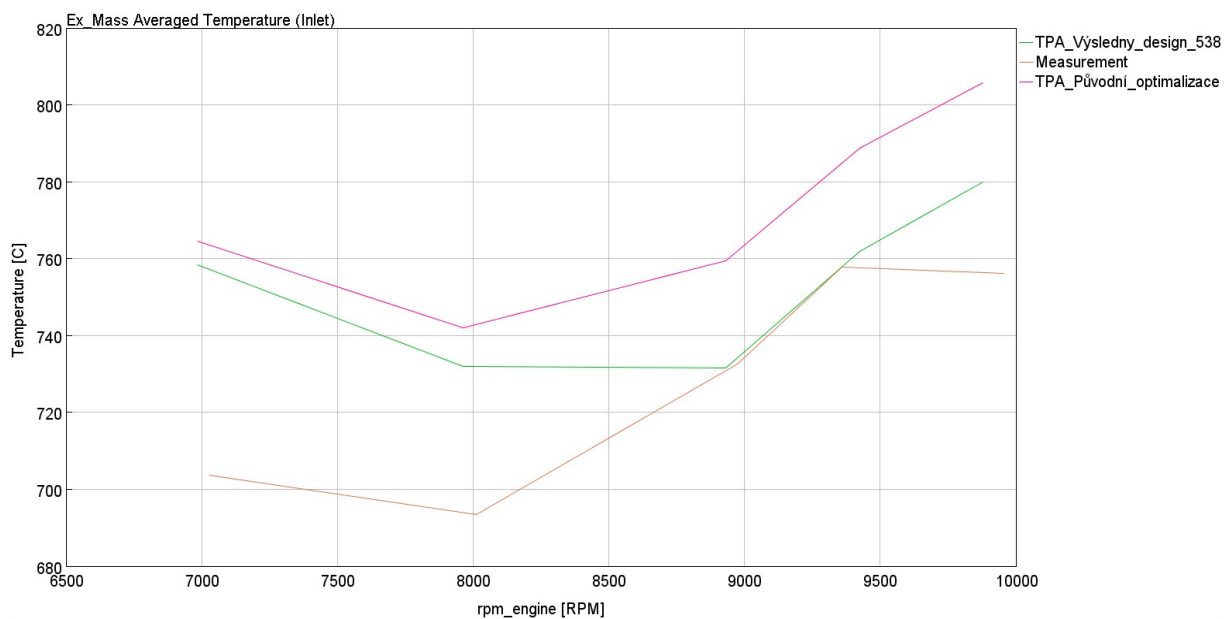
Příloha obrázek 3 - Závislost podílu tlaků na: Časování sací vačkové hřídele [Vlastní zdroj]



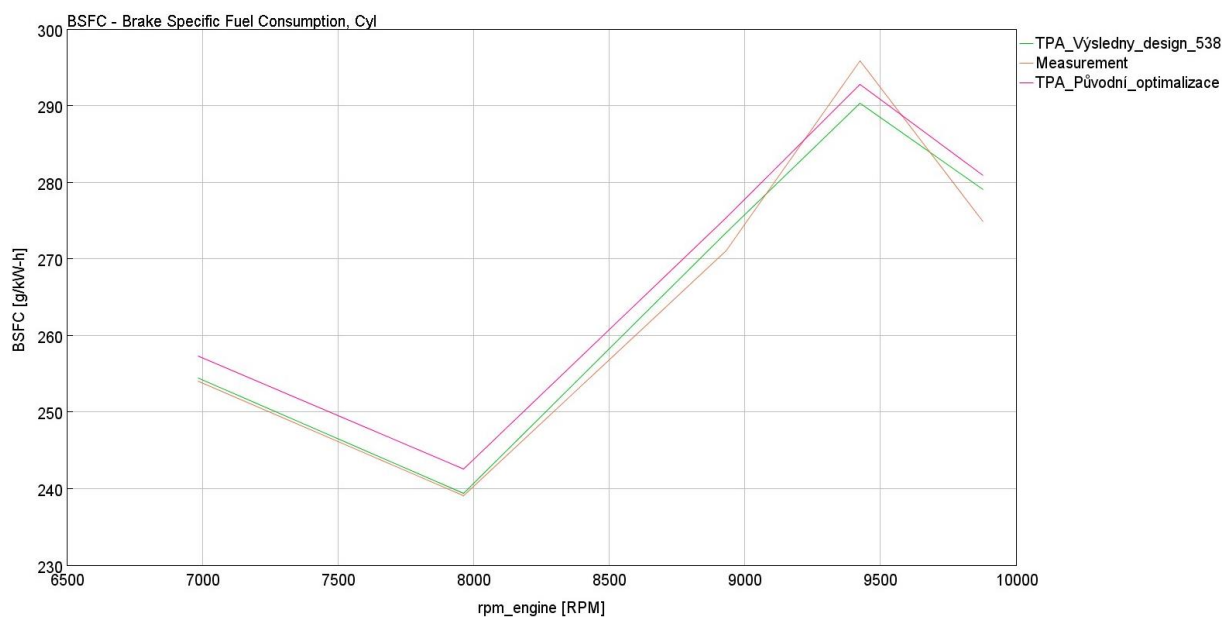
Příloha obrázek 4 - Závislost podílu tlaků na: Časování výfukové vačkové hřídele [Vlastní zdroj]



## Příloha 2



Příloha obrázek 5 - Porovnání teplot na výstupu z motoru



Příloha obrázek 6 – Porovnání BSFC