



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# VÝFUKOVÉ POTRUBÍ PRO MOTOR O OBJEMU 600 CCM

EXHAUST MANIFOLD FOR 600 CCM ENGINE

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Řezáč

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2019

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: Vojtěch Řezáč  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: Ing. David Svída, Ph.D.  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Výfukové potrubí pro motor o objemu 600 ccm

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedení porovnání různých konstrukčních provedení výfukového potrubí pro motocyklový motor o objemu 600 ccm.

#### Cíle bakalářské práce:

Provést popis požadavků a konstrukčních řešení výfukových potrubí pro motocyklové čtyřdobé spalovací motory o objemu 600 ccm. Pro zvolený motor vybrat vhodné výfukové potrubí, které bude odpovídat provoznímu režimu zvoleného motoru. Provést porovnání a zhodnocení nového a sériového výfukového potrubí.

#### Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖEHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

V této bakalářské práci se zabývám vlivem výfukových tlumičů na parametry motoru motocyklu Yamaha FZ6 Fazer. Zaměřuji se především na efektivní výkon, točivý moment, objemovou plnicí účinnost, střední efektivní tlak a měrnou spotřebu paliva. Tyto hodnoty budu jsem získal ze simulací v příslušném software. Tyto parametry porovnávám u motoru se sériovou koncovkou, s upravenou koncovkou společnosti Devil s katalyzátorem a poté bez katalyzátoru. Výsledkem práce je zhodnocení těchto nasimulovaných parametrů pro řidiče vyznávající cestovní anebo sportovní styl jízdy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Tlumič hluku, efektivní výkon, točivý moment, katalyzátor, výfukové svody, BSFC, BMEP, objemová plnicí účinnost, 1D simulace

## ABSTRACT

In this bachelor's thesis I am comparing affect of different exhaust mufflers on parameters of Yamaha FZ6 Fazer's motorcycle engine. I am focusing on power, torque, volumetric efficiency, brake measure effective pressure and brake-specific fuel consumption. These data were taken from simulations made in special software. These parameters are measured for three types of exhaust mufflers, original, tuned by Devil company with catalytic converter and without catalytic converter. Result of this thesis is to compare simulated data for two types of motorcycle riders, one who prefers touring style of riding and for one who prefers sport style of riding

## KEYWORDS

Exhaust muffler, power, torque, catalytic converter, exhaust manifold, BSFC, BMEP, volumetric efficiency, 1D simulation

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŘEZÁČ, Vojtěch. Výfukové potrubí pro motor o objemu 600 ccm [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116512>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce David Svída.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Vojtěch Řezáč

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji všem, kteří se mi byli nápomocni a oporou při psaní této práce. Jmenovitě vedoucímu práce panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. a panu Robertu Pokornému z firmy RP Tuning za mnohé rady. Panu Hitoshimu Watanabe z Yamaha Motor Co., Ltd. za poskytnutí informací ohledně časování ventilového rozvodu. Dále své rodině za shovívavost a trpělivost při psaní práce. V neposlední řadě svým přátelům, zejména Radimovi a Jaromírovi, jelikož na základě debaty s nimi tato práce vznikla.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Konstrukce pístového spalovacího motoru .....	11
1.1 Blok motoru .....	11
1.2 Válce motoru.....	11
1.3 Klikový hřídel .....	12
1.4 Píst .....	12
1.5 Pístní kroužky .....	12
1.6 Pístní čep.....	13
1.7 Ojnice.....	13
1.8 Hlava válce .....	14
1.9 Ventily .....	14
1.10 Vstřikování paliva .....	14
1.11 Rozvod DOHC (Double overhead camshaft).....	15
2 Pístový spalovací motor (PSM) jako tepelný stroj .....	16
2.1 PV- DIAGRAM .....	16
3 Výfukový systém a jeho funkce .....	18
3.1 Modelování výfukového potrubí .....	18
3.2 Vyplachování válce podtlakem z druhého válce .....	19
3.3 Rezonance .....	20
4 Emise zážehových motorů.....	21
4.1 Opatření před motorem .....	21
4.2 Opatření motorem .....	21
4.3 Opatření za motorem .....	21
5 Tlumení hluku .....	25
5.1 Absorpční tlumič.....	25
5.2 Reflexní tlumič .....	25
5.3 Interferenční tlumič.....	26
5.4 Tlumič s rozvětvenými rezonátory .....	26
6 Analýza konkrétní situace .....	27
6.1 Parametry motoru Yamaha FZ6 .....	30
7 Simulační model v SW Lotus Engine Simulation.....	32
7.1 Válce .....	32
7.2 Ventily a sací (výfukové) kanály v hlavě motoru.....	34
7.3 Sací a výfukové potrubí .....	34
7.4 Tlumič výfuku.....	34



---

7.5	katalyzátor.....	34
7.6	Modely motoru Yamaha FZ6 Fazer.....	35
8	Analýza výsledků simulací.....	37
8.1	Sledované parametry simulací.....	38
8.2	Výsledky simulací.....	38
	Závěr.....	46
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	50
	Seznam obrázků.....	52

## ÚVOD

Motocykly jsou dopravní prostředky určeny především pro zábavu a volný čas, osobní přeprava je v podstatě formou jakési přidané hodnoty. Z tohoto důvodu je mezi jejími majiteli velmi rozšířené jejich upravování, aby se navzájem jednotlivé stroje od sebe odlišily a vypadaly dle požadavků jejich majitele. Tohoto trendu si všimlo mnoho firem, které se specializují na výrobu doplňků právě na motocykly, některé doplňky jsou vyloženě kosmetické a slouží k individualizaci motocyklu, jejich zástupcem jsou například různé nálepky. Dalším typem doplňků jsou doplňky funkční, které mají posloužit k zlepšení komfortu při jízdě na motocyklu, například nastavitelné páčky brzdy a spojky na říditkách.

Poslední kategorií jsou doplňky, které upravují chování a projev motocyklu, ať už se jedná o úpravu podvozku, brzdového systému nebo právě motoru. Právě v poslední kategorii je několik možností. Jednou z nejčastějších úprav je právě na výfukovém systému motocyklu. Ať už se jedná jen o tlumič nebo o celý systém i se svody. V rámci těchto úprav se doporučuje nastavit i palivovou mapu a upravit sací systém (filtr s vyšší prostupností).

Jaký vliv však bude mít pouze změna tlumiče výfuku, případně odstranění katalyzátoru, bez žádných dalších úprav? Tím se chci zabývat v této práci, kdy budu srovnávat originální koncovku výfuku s tzv. „lazenou“ koncovkou od francouzské firmy Devil Exhaust s instalovaným katalyzátorem a následně pouze s upravenou koncovkou firmy Devil bez katalyzátoru. Porovnání provedu v 1D simulačním SW *Lotus Engine Simulation*. Výsledná data pak porovnam pro dva typy řídičského stylu – cestovní a sportovní.



*Obrázek 1 - motocykl Yamaha FZ6 Fazer s výfukovými koncovkami Devil Exhaust*

# 1 KONSTRUKCE PÍSTOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

## 1.1 BLOK MOTORU

Nosná část celého motoru, ve které jsou uloženy všechny komponenty a jsou v ní rozvedeny okruhy mazání a chladicí kapaliny. Sestává se z jedné nebo ze dvou částí – klikové skříně a bloku válců, z důvodu snadné montáže jednotlivých komponent. <sup>[10]</sup>



Obrázek 2 - blok válců motoru Yamaha FZ6 spolu s písty <sup>[20]</sup>

## 1.2 VÁLCE MOTORU

Definují celkový objem spalovacího prostoru, tedy vrtání a zdvih. Jsou vrtány přímo do odlitku bloku válců motoru a je do nich zalisována tenkostěnná ocelová vložka, která se následně opracovává. Jako dokončovací operace se v tomto případě používá honování, díky kterému na povrchu válce lépe drží olejový film. <sup>[10]</sup>

### 1.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Jeho hlavní funkcí je přenášet sílu z pístu ve válci na točivý moment pohánějící převodovku. Buď se odlévá anebo ková do zápustky. Jelikož se jedná o asymetrickou rotační součást, musí být hřídel vyvažován proti setrvačným silám, toto zajišťují protizávaží. Mimo jiné se také musí pomocí kanálků uvnitř klikového hřídele zajistit přívod tlakového mazacího oleje k jednotlivým děleným kluzným ložiskům. Z důvodu vysokého namáhání hřídele ohybem při zážehu je nutnost, aby veškeré tvarové přechody byly kvalitně opracovány a vhodně zkonstruovány. Velký důraz je kladen i na tvrdost povrchu ložiskových čepů <sup>[10]</sup>, tedy v místě, kde jsou na hřídeli uchyceny ojnice a kde je hřídel uložena do klikové skříně. Od klikového hřídele jsou poháněny ostatní komponenty nutné pro chod motoru.



Obrázek 3 - Klikový hřídel Yamaha FZ6 <sup>[21]</sup>

### 1.4 PÍST

Nejvíce mechanicky a tepelně zatížený díl ve spalovacím motoru. Musí odolávat časově proměnlivým tlakům s extrémními hodnotami tlaku (5 až 6 MPa) i teploty (80 až 2500 °C) <sup>[10][11]</sup> ve špičkách. Mechanická odolnost musí být zajištěna z důvodu velkých setrvačných sil, jelikož motocyklový motor, který je předmětem této práce má konec rozsahu otáčkového pásma ve  $14\,000\text{ min}^{-1}$ , kdy tyto síly mají opačný směr než síly způsobené tlakem plynů ve spalovacím prostoru. Proto je potřeba píst zkonstruovat lehký, nejčastěji technologii tlakového lití anebo kování do zápustky <sup>[1]</sup>. Píst musí být konstruován tak, aby v něm byly spolehlivě uloženy jak stírací, tak i těsnící stírací kroužek v drážkách pro ně určené. Pro zabezpečení odvodu tepla musí být mezi pístem, kroužky i válcem velice těsný kontakt. Totéž platí i pro třecí plochy mezi pláštěm pístu a válcem, kdy však hlavní účelem této stykové plochy je zajistit kvalitní třecí plochu.

### 1.5 PÍSTNÍ KROUŽKY

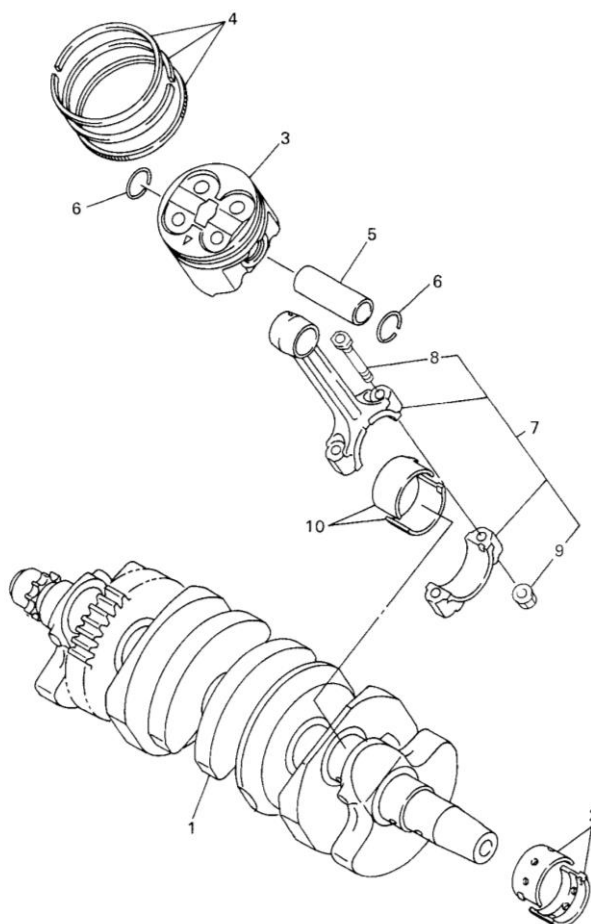
U čtyřdobého motoru jsou použity dva kroužky na píst – těsnící kroužek a stírací kroužek. Těsnící kroužek musí být odolný vůči tepelnému a mechanickému namáhání, mezi kroužky a válcem je totiž relativně velký přítlak a dochází na jejich rozhraní ke polosuchému tření <sup>[10]</sup>. Pro zlepšení těsnících vlastností se se používají různé průřezy kroužků, například lichoběžníkové, L profil anebo s úkosem.

## 1.6 PÍSTNÍ ČEP

Součástí spojující ojnici s pístem, mechanicky velice namáhána na ohyb, nejen od tlaků, ale i od setrvačných sil vyvolaných hmotností pístu. <sup>[1][10]</sup> V pístu je uložen do dvou soustředných otvorů (oka pístu), nejčastěji plovoucně, kdy je píst proti axiálnímu posuvu zajištěn dvojicí pojistných kroužků. Čep musí být vyroben s ohledem na odolnost proti otěru a ohybu. Pro jeho výrobu se nejčastěji používá dutý ocelový čep tvaru tlustostěnné trubky, který je tepelně upraven a následně opracován s ohledem na co nejvyšší kvalitu povrchu. <sup>[10]</sup>

## 1.7 OJNICE

Přenáší sílu z pístu na klikový hřídel a převádí přímočarý pohyb na pohyb rotační, jako jediná část motoru koná složený pohyb. <sup>[10]</sup> Ideální ojnice má vysokou tuhost při nízké hmotnosti. Skládá se z oka ojnice, ve kterém je usazeno kluzné ložisko spojené s pístním čepem, dřívku ojnice a dělené hlavy ojnice, ve které je také uloženo kluzné ložisko a je připojeno na ložiskový čep klikové hřídele. Jsou vyráběny většinou zápusťkovým kovááním. <sup>[10]</sup>

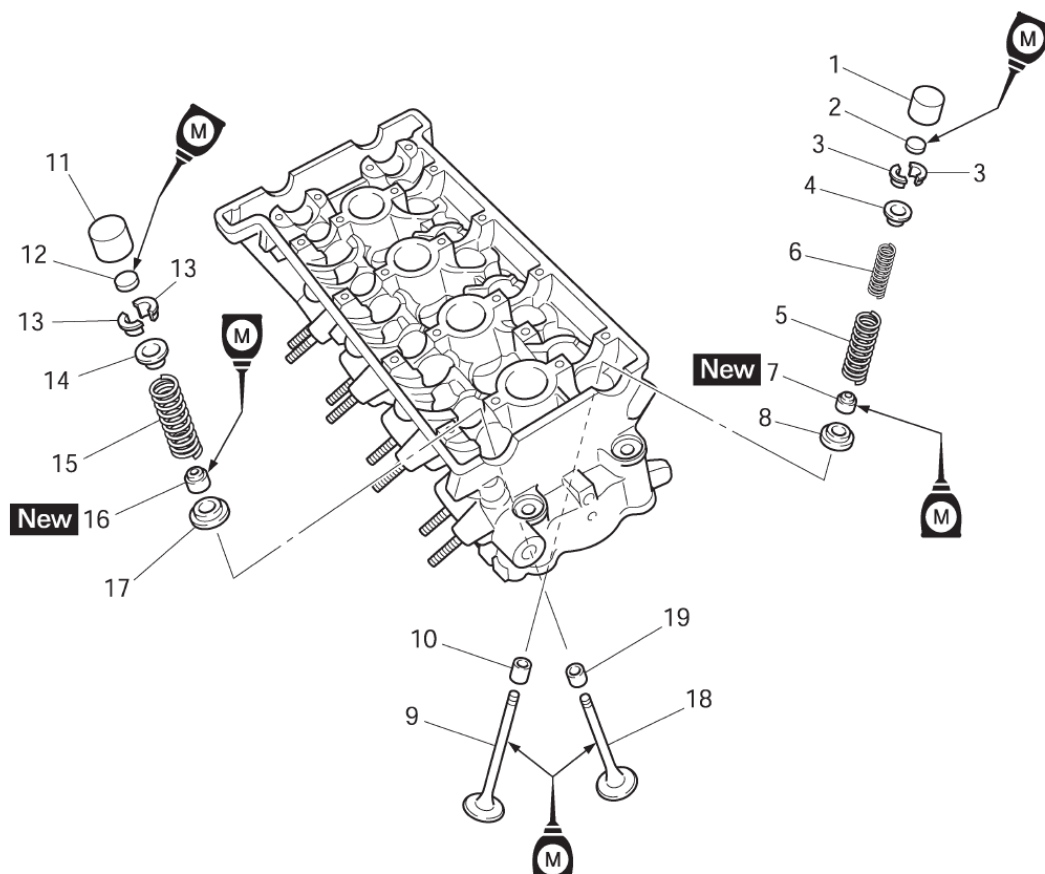


Obrázek 4 - Sestava klikové hřídele, ojnice a pístu Yamaha - FZ6 <sup>[22]</sup>

1 – klikový hřídel, 2 – ojniční kluzné ložisko v uložení bloku motoru, 3 – Píst, 4 – pístní kroužky, 5 – pístní čep, 6 – pojistný kroužek pístního čepu, 7 – sestava ojnice, 8 – ojniční šroub, 9 – ojniční matice, 10 – kluzné ložisko ojničního čepu

## 1.8 HLAVA VÁLCE

Neslouží jen k uzavření spalovacího prostoru, ale u čtyřdobého motoru je v ní uložen mechanismus pro výměnu náplně spalovacího prostoru. V závislosti na volbě rozvodového ústrojí se mění její tvar, v současné době se u menších řadových motorů používá jedna hlava pro všechny válce, při umístění vačkové hřídele v hlavě je to přímo podmínkou.<sup>[10]</sup> Vyrábí se odléváním, jelikož se jedná o velmi členitý a složitý díl. Hlava je zatížena tepelně i mechanicky. Kvůli zajištění těsnosti se mezi hlavu válce a válec umístí těsnění a tyto komponenty jsou k sobě připevněny několika šrouby.



Obrázek 5 - sestava hlavy spolu s ventily Yamaha FZ6<sup>[23]</sup>

## 1.9 VENTILY

Jedná se o součásti zatížené velkými tlaky a teplotami, ale také mechanickými účinky při dopadu ventilu do sedla z důvodu jeho uzavření. Výfukový ventil je extrémně zatížen teplotami okolo proudících spalin, proto se vyrábí kováním z austenitické oceli nebo z titanu. Sedlo výfukového ventilu mívá žáruvzdorný stelitový návar.<sup>[10]</sup> Plnicí ventily nejsou tolik zatíženy a pro jejich výrobu lze použít legovanou ocel, případně opět titan.<sup>[10]</sup> Použití lehkých titanových ventilů je výhodné u vysokootáčkových motorů, kdy nejsou pružiny tolik zatíženy dynamickými silami od pohybujiících se ventilů.

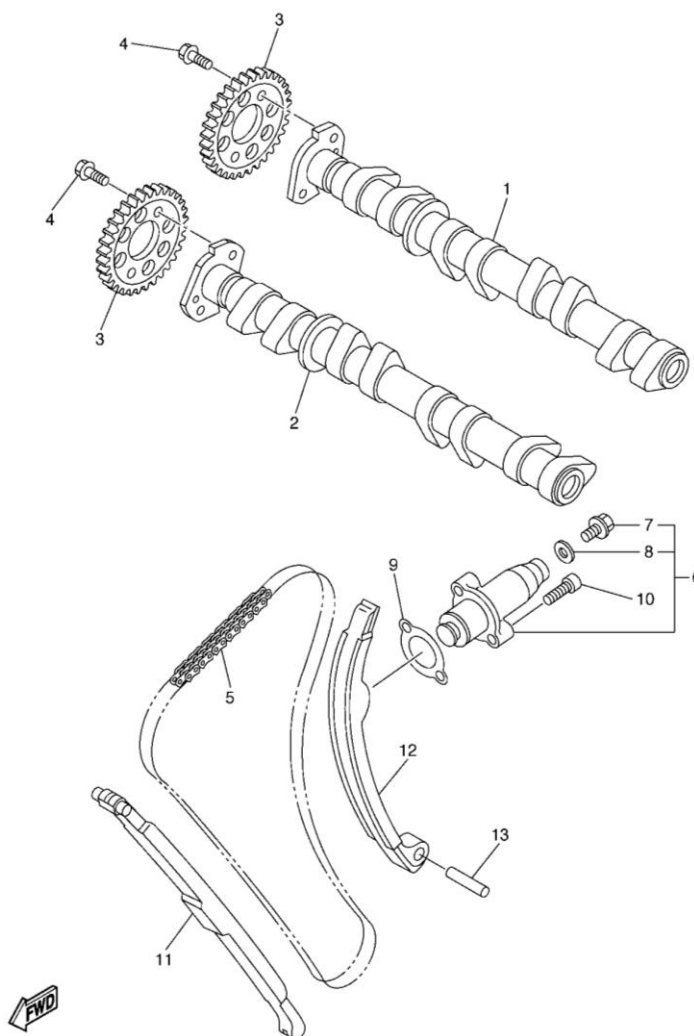
## 1.10 VSTŘIKOVÁNÍ PALIVA

V porovnání s karburátory poskytuje systém vstřikování paliva lepší hospodárnost s palivem a sníženou škodlivost zplodin. Každý válec je osazen svojí vlastní vstřikovací tryskou

(vícebodové vstřikování), která palivo vstříkne přímo před sací ventil. Obrovskou výhodou tohoto systému je elektronické řízení – regulace pomocí informací o poloze škrtkové klapky a otáčkách motoru, díky tomu je motor schopen držet se ve velmi malém rozmezí stechiometrického koeficientu  $\lambda = 1,0$ .<sup>[10][7]</sup> Příprava směsi a její atomizace je díky tomu ve všech režimech optimální a motor poskytuje dobrou odezvu na plyn v celém spektru otáček.<sup>[1]</sup>

### 1.11 Rozvod DOHC (DOUBLE OVERHEAD CAMSHAFT)

Uspořádání, kdy jsou dvě vačkové hřídele (jedna ovládá zvlášť sací ventily, druhá zvlášť výfukové ventily) umístěny nad hlavou válců a ventily jsou v hlavě válce. Tyto hřídele jsou poháněny rozvodovým řetězem nebo řemenem od klikové hřídele, s převodovým poměrem 2:1. V současné době se upouští od použití vahadel a vačkový hřídel přímo zdvihá ventily přes hrníčková zdvihátka. Návrat ventilu je zajištěn pomocí pružinek. Tvar vačky definuje časování rozvodů, tedy kdy se otevírá nebo zavírá plnicí nebo výfukový ventil a také maximální zdvih ventilu.<sup>[1][10]</sup>



Obrázek 6 - sestava rozvodů DOHC Yamaha FZ6<sup>[24]</sup>

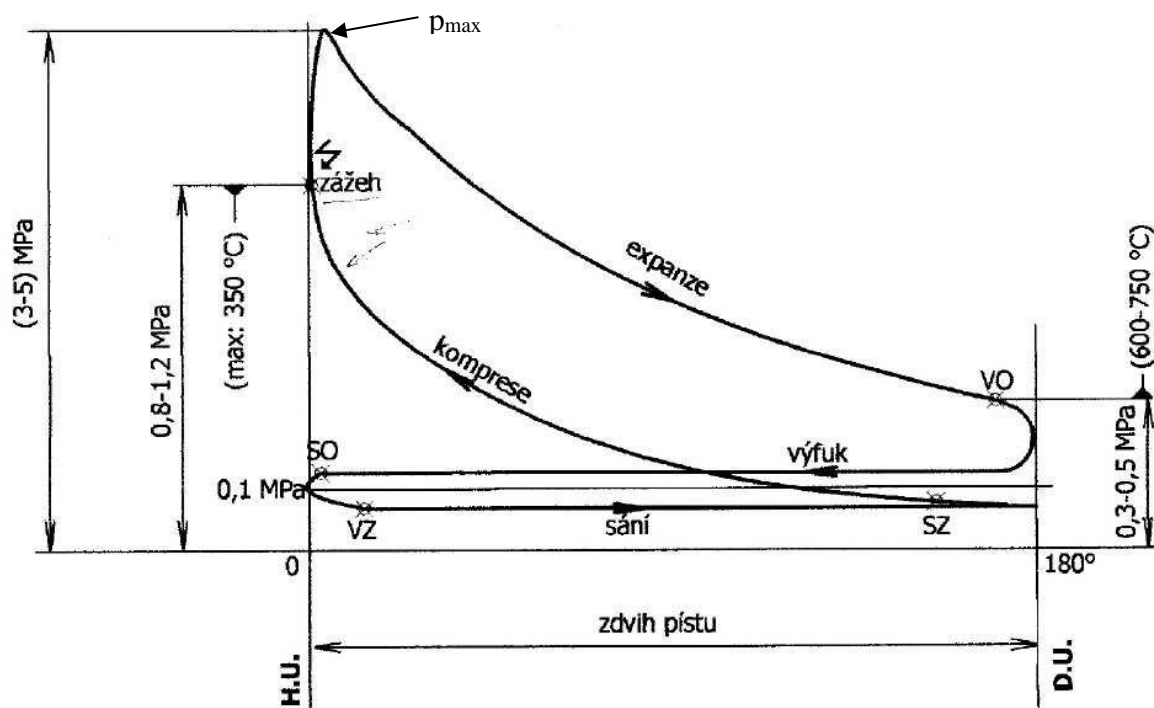
1 – vačkový hřídel sacích ventilů, 2 – vačkový hřídel výfukových ventilů, 3 – ozubené kolečko rozvodů, 4 – šroub spojující vačkový hřídel s ozubeným kolečkem rozvodů, 5 – rozvodový řetěz, 6 – sestava napínáku řemene, 11 – vodící lišta rozvodového řetězu, 12 – přítlačná lišta rozvodového řetězu

## 2 PÍSTOVÝ SPALOVACÍ MOTOR (PSM) JAKO TEPELNÝ STROJ

Jedná se o stroje, které pracují v otevřeném cyklu. Tepelná energie se získává spalováním směsi hořlavého paliva a vzduchu ve spalovacím prostoru nad pístem. Expanzí plynů při spalování dochází k nárstu jejich objemu ve spalovacím prostoru a tím pádem i k pohybu pístu, takže plyn koná objemovou práci. <sup>[10], [3]</sup>

Pracovní oběh PSM se zaznamenává do tzv. PV diagramu, kdy na vodorovné ose je vynesena objem, který se mění v závislosti na poloze pístu a na svislé ose je tlak, který se mění v závislosti na objemu.

### 2.1 PV-DIAGRAM



Obrázek 7 - PV diagram spalovacího motoru <sup>[25]</sup>

$p_{\max}$  – VO – expanze plynu (koná objemovou práci – píst se pohybuje směrem dolů, uzavřená soustava, nedochází k výměně obsahu válce).

VO – před dolní úvratí (DÚ) se výfukový ventil otevírá (VO) (využívá se přetlaku ve válci, aby došlo k lepšímu výplachu válce a odvodu spalin).

VO – SO – výfukový zdvih (dochází k vytlačení zplodin z válce – píst se pohybuje směrem nahoru).

SO – otevírá se sací ventil (ještě před horní úvratí (HÚ), dochází k lepšímu nasávání čerstvé směsi vlivem podtlaku vyvolaného vířením spalin), je důležité, aby ve spalovacím prostoru motoru bylo co nejvíce čerstvé směsi.



**SO – VZ** - tzv. stříh ventilů, dochází k lepšímu výplachu válce, využívá se jevu rezonance ve výfukovém potrubí.

**VZ** – výfukový ventil se uzavírá za horní úvratí (HÚ)

**VZ – SZ** – nasávání čerstvé směsi do spalovacího prostoru (píst se pohybuje směrem dolů), sací ventil zavírá až za DÚ, využívá se rezonance v sacím potrubí.

**SZ –  $p_{max}$**  – kompresní zdvih, stlačování směsi paliva a vzduchu, následně je před HÚ svíčkou směs zažehnutá, tomuto jevu se říká předstih. Je důležitý, protože směs se zapaluje postupně směrem od svíčky a ve chvíli, kdy je píst mírně za HÚ je ve spalovacím prostoru nejvyšší tlak, který pohání píst směrem do DÚ při pracovním zdvihu.

Skutečný pracovní cyklus motoru se u zážehového motoru idealizuje cyklem se stáloobjemovým přívodem tepla (ottovým cyklem), který se skládá ze základních termodynamických dějů, a to ze dvou adiabat a dvou izochor.

### 3 VÝFUKOVÝ SYSTÉM A JEHO FUNKCE

Aby byl spalovací motor co možná neúčinnější a nevykonnější, je důležité, aby se do spalovacího prostoru dostalo co nejvíce čerstvé směsi paliva a vzduchu. Z tohoto důvodu je potřebné ze spalovacího prostoru účinně odvádět produkty vzniklé při spalování. K jejich odvodu se používá výfukový systém skládající se z výfukových ventilů, výfukového potrubí a tlumiče hluku.

Výfukový systém musí splňovat následující úlohy <sup>[1]</sup>

- Odvádět bezpečně výfukové plyny do ovzduší
- Tlumit hluk odcházejících spalin včetně hluku vznikajícího rázy při nepravidelném proudění výfukových plynů v silných impulsech tak, aby nebyla překročena určitá hladina hluku
- Proud výfukových plynů během tlumení hluku co nejméně omezovat, aby tím snížení výkonu motoru bylo co nejmenší
- Snižovat obsah škodlivých látek ve spalinách na limity předepsané legislativně

#### 3.1 MODELOVÁNÍ VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Výfukové zplodiny musí mít zajištěn dostatečný odvod sběrným potrubím. V závislosti na použitém motoru, především na jeho výkonu, zdvihovém objemu, jeho aplikaci a předpokládaném pásmu otáček, ve kterém se bude běžně motor pohybovat se volí průměr i délka potřebného výfukového potrubí. Čili při aplikaci na motocyklovém vysokootáčkovém motoru se uvažuje o vyšším pásmu otáček, ve kterém bude motor provozován, proto je i přes jeho nízký objem potřeba použít trubek většího průměru. S rostoucím průměrem potrubí totiž klesají ztráty, tím pádem je výfukovým plynům kladen menší odpor při jejich odvodu. Současně je zvětšení průměru důležité, aby při nuceném výfuku (výfukovém zdvihu motoru) byla na vytlačení výfukových plynů spotřebována co možná nejmenší práce. <sup>[11]</sup>

Práce spotřebovaná na odvod zplodin se dá také snížit vhodným časováním otevírání výfukového ventilu. Opět zde vstupuje do role pásmo otáček, ve kterém se bude motor nejčastěji pohybovat. Je tedy nutné, aby byl výfuk schopen odvést daný objemový tok spalin, aniž by se zahltil. <sup>[3]</sup>

Z tohoto důvodu se u víceválcových motorů spojují jednotlivé větve sběrného potrubí dohromady tak, že průměr následující trubky za sběrným potrubím musí být větší, než průměr trubky předchozí, aby byl zajištěn bezproblémový odvod plynů. <sup>[4]</sup> U čtyřválcových motorů jsou v podstatě dvě možnosti, jak spojit jednotlivá sběrná potrubí z válců tzv. 4-2-1, kdy se vždy spojují svody z dvojic válců do jedné trubky a tyto dvě dvojce se následně spojí do jedné trubky, platí že průměry trubek se zvětšují s každým dalším napojeným uzlem. Čili trubky za válci mají menší průměr, než trubky po spojení svodů ze dvou válců a závěrečné sběrné potrubí má po spojení všech trubek dohromady největší průměr. Další možností spojení jednotlivých svodů je tzv 4-1, kdy jednotlivé svody z válců jsou spojeny do jedné velké sběrné trubky. <sup>[9]</sup>



Obrázek 8 - výfukové svody 4-1, Suzuki GSX 750 F<sup>[26]</sup>

Tato dvě schémata se používají opět v závislosti na předpokládaném pásmu otáček, ve kterém se bude motor pohybovat. Kdy uspořádání 4-1 se více používá u motorů, kde se uvažuje provoz ve vyšším pásmu otáček, jelikož zde výfukový systém klade menší odpor zplodinám a špičkový točivý moment se posouvá do vyššího spektra otáček.<sup>[9]</sup>



Obrázek 9 - Výfukové svody 4-2-1, Yamaha FZ6<sup>[27]</sup>

### 3.2 VYPLACHOVÁNÍ VÁLCE PODTLAKEM Z DRUHÉHO VÁLCE

Naopak uspořádání 4-2-1 se používá pro posílení točivého momentu ve středním až nižším spektru otáček. Současně při jeho modelování je nutno brát v potaz v jakém pořadí jednotlivé válce pracují. Je totiž vhodné spojovat ty válce, které zapálí směs těsně po sobě. Využívá se tak podtlaku ve výfukovém potrubí. Výrobci se snaží modelovat délku výfukového potrubí tak, aby tlaková vlna, která jde z prvního válce došla do uzlu dvou trubek v momentě, kdy se otevře výfukový ventil druhého válce. Jelikož tlaková vlna má na svém čele vysoký tlak a na svém konci tlak nízký, vzniká v potrubí podtlak, který pomáhá s výfukem zplodin z druhého válce a

díky tomu se zvyšuje objemová plnicí účinnost. <sup>[4]</sup> Aby mohlo k tomuto procesu dojít, musí se vypočítat průměr svodů tak, aby měly plyny správnou rychlost i tlak a současně aby se potrubí nezahřilo a nevznikl v něm přetlak, který by naopak výplachu válce nijak nenapomáhal a měl by opačný efekt.

### 3.3 REZONANCE

Dalším jevem, kterého se výfukovém potrubí využívá je tzv. rezonance. Čili odraz tlakové vlny při změně průměru nebo při nehladkém přechodu. <sup>[11]</sup> Tato vlna se výfukovým potrubím šíří stejnou rychlostí, jako původní vlna. Záleží však, jak se změní průměr výfuku, pokud se jeho průřez zvětší, tlaková vlna se odrazí se záporným znaménkem, to znamená, že se chová jako podtlaková a pomáhá s výplachem válce, chová se tedy jako by se jednalo o odraz vlny na pevném konci. Naopak při zmenšení průměru se vlna odráží se stejným znaménkem čili jako tlaková. Chová se jako odraz vlny na volném konci. <sup>[12]</sup>

Pokud se správně zvolí délka potrubí čili jeho délka je o polovinu kratší, než je dráha, jakou tlaková vlna urazí mezi otevřením a zavřením výfukového ventilu. Dojde k tomu, že při stříhu ventilů podtlaková vlna vzniklá odrazem pomůže k nasátí čerstvé směsi do spalovacího prostoru a současně k odvodu zplodin ze spalovacího prostoru motoru. <sup>[4][12]</sup>

## 4 EMISE ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

Při spalování paliv dochází během dokonalé oxidace ke vzniku oxidu uhličitého a vody, při oxidaci nedokonalé vzniká oxid uhelnatý a vodík. Velmi významnou složkou spalin je dusík. Za Vysokých teplot vznikají oxidy dusíku. Mezi tyto se řadí zejména oxid dusnatý, dusičitý a dusný. Pokud dochází k nedokonalému spalování vznikají nespálené uhlovodíky. V neposlední řadě při spalování bez úplného přístupu vzduchu vznikají u motorů s přímým vstříkem i takzvané pevné částice. <sup>[15]</sup>

Kvůli snížení obsahu těchto škodlivin ve zplodinách se ve spalovacích motorech začalo objevovat mnoho komponent, které jejich produkci mají zamezit. Dělí se na opatření před motorem a za motorem.

### 4.1 OPATŘENÍ PŘED MOTOREM

Snížení koncentrace jednotlivých škodlivin je možné zajistit volbou směšovacího poměru. Bohužel tímto způsobem nelze ovlivnit všechny škodliviny současně. Jelikož tam, kde je nejnižší obsah oxidu uhličitého a nespálených uhlovodíků, tam je nejvyšší koncentrace oxidů dusíku (lambda rovna jedné). Velice důležité je co nejdokonaleji rozprášit a promíchat palivo v optimálním množství se vzduchem, což je v současné době zajišťováno elektronicky řízeným vstříkáváním paliva. <sup>[15]</sup>

### 4.2 OPATŘENÍ MOTOREM

Snížením kompresního poměru jsme schopni snížit maximální teploty, díky tomu dochází ke snížení oxidů dusíku. Na druhou stranu snížení kompresního poměru zapříčiňuje sníženou tepelnou účinnost a měrnou spotřebu paliva spolu s emisemi. Současně negativně působí na výkon motoru, který snižuje. <sup>[15]</sup>

Další možností, jak napomoci snížení emisí motoru je změna předstihu a to tak, že se zmenší. Čili bod zapálení směsi se přiblíží k HŮ motoru. Díky tomuto jevu se dosahuje nižších teplot ve spalovacím prostoru, a tedy nárustu teploty spalovacích plynů, tímto způsobem se snižují emise oxidů dusíku a uhlovodíků. I tato metoda má svá negativa převážně z důvodu snížené zápalné teploty dojde k poklesu termické účinnosti a tedy nárustu měrné spotřeby. <sup>[15]</sup>

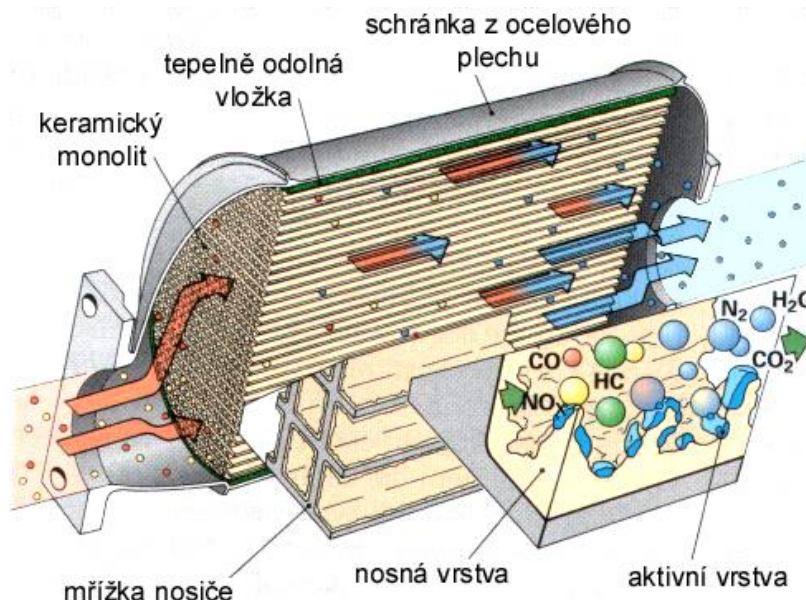
### 4.3 OPATŘENÍ ZA MOTOREM

#### 4.3.1 KATALYZÁTOR

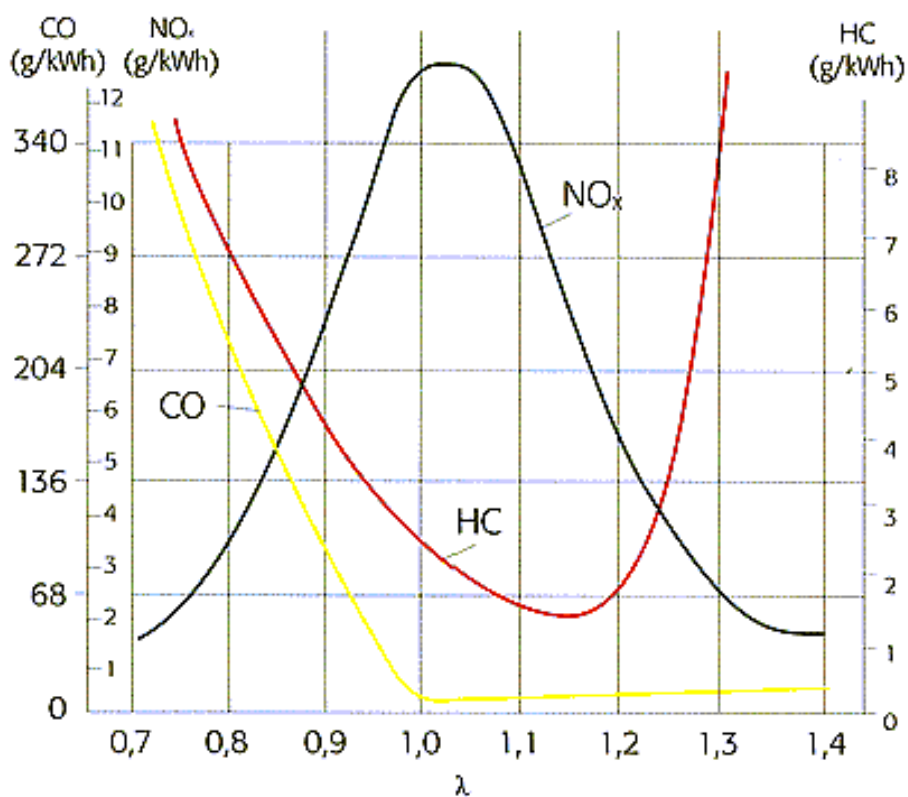
Jedná se o materiál, který má urychlit chemickou reakci, aniž by došlo k jeho změně. Má tedy za účel urychlit přeměnu škodlivých látek na látky neškodné. K tomu dochází ať už oxidací anebo redukcí. Ke správnému průběhu reakcí je důležité dodržet stechiometrický poměr  $\lambda = 1$ , při velmi malých odchylkách dochází k výraznému nárustu produkce škodlivých emisí. <sup>[15]</sup>

Nejúčinnějším typem katalyzátoru je takzvaný třicestný katalyzátor, který se také nazývá oxidačně-redukčním. Dokáže totiž likvidovat všechny tři hlavní skupiny škodlivin obsažených ve zplodinách. Kritickým faktorem, který má vliv na účinnost katalyzátoru je dostatek kyslíku ve spalinách, aby mohla probíhat oxidace oxidu uhelnatého na oxid uhličitý. Neméně důležitým je i dostatek oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků, které slouží k redukcí oxidu dusnatého na oxid uhličitý a dusík, potažmo dusík a vodu. <sup>[1] [8]</sup>

K dodržení tohoto poměru je ve výfukovém potrubí implementována lambda sonda, která měří obsah kyslíku ve výfuku. Lambda sonda spolupracuje s řídicí jednotkou, která následně upraví množství dodávaného paliva a tím dojde k upravení stechiometrického poměru ve zplodinách tak, aby byl třicestný katalyzátor účinný. <sup>[1]</sup>



Obrázek 10 - schéma třicestného katalyzátoru<sup>[15]</sup>

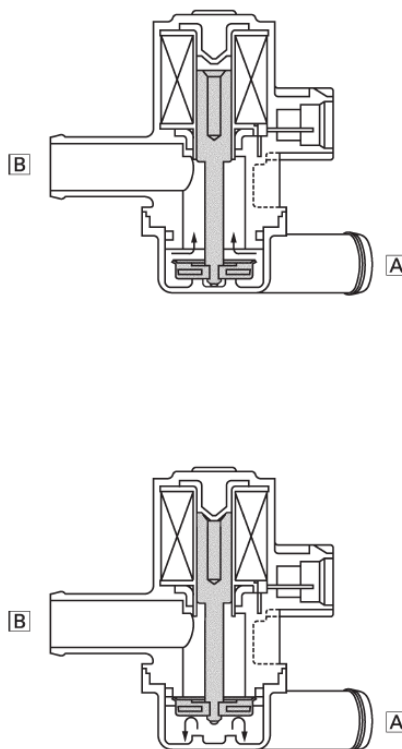


Obrázek 11 - závislost emisí zážehového motoru na stechiometrickém poměru <sup>[15]</sup>

### 4.3.2 SYSTÉM SEKUNDÁRNÍHO SÁNÍ VZDUCHU

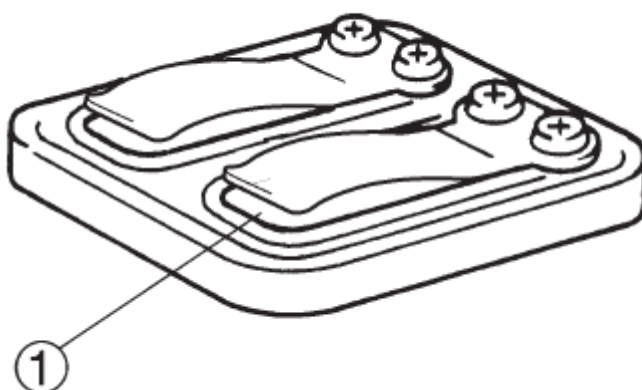
Jedná se o systém, který do výfukového potrubí přifukuje čerstvý vzduch. Díky tomu ve výfukovém potrubí dochází k exotermické reakci, při níž ve výfuku dojde ke spálení zbytkových uhlovodíků a oxidu uhelnatého, čímž dojde ke snížení jejich emisí. Díky tomu motor může pracovat v režimu mírně chudší směsi, dosáhnout tak snížení emisí oxidů dusíku. Pro spálení nespálených výfukových plynů je potřeba dosáhnout teploty plynů mezi 600 až 700 °C. [8]

Celý systém se skládá ze dvou ventilů a systému potrubí. Při vzniku podtlaku ve výfukovém potrubí (při zavření výfukového ventilu), se otevře membránový zpětný ventil (jednocestný jazýčkový), který umožní vzduchu proudit do výfukového kanálu. Tomuto ventilu je však ještě předřazený odpojovací ventil, který spolupracuje s řídicí jednotkou motoru, která jej v závislosti na režimu, v jakém motor pracuje otevírá. Převážně se otevírá při volnoběhu a zavírá se při jízdě. Pokud je však teplota chladící kapaliny nižší než provozní, řídicí jednotka jej nechává otevřený. Když je motor studený, řídicí jednotka jej nechává pracovat s bohatší směsí, a proto je potřeba eliminovat nárůst nespálených uhlovodíků. Navíc se díky exotermické reakci ve výfukovém potrubí ohřívá i katalyzátor, který následně pracuje dříve s vyšší účinností. Tento ventil se zavírá po dosažení předepsané hodnoty teploty chladící kapaliny. Pokud řídicí jednotka vyhodnotí, že se motor pohybuje v režimu, kdy by mohl pracovat s nižšími emisemi, upraví bohatost směsi a otevře odpojovací ventil. Pokud ovšem dojde k rychlému ubrání plynu, tak se odpojovací ventil uzavře a přeruší přívod vzduchu do výfukového systému. To stejné se děje i při vysokých otáčkách motoru. Aby nedocházelo k poklesu výkonu v momentě, kdy je tento pokles nežádoucí. [1], [7], [8]



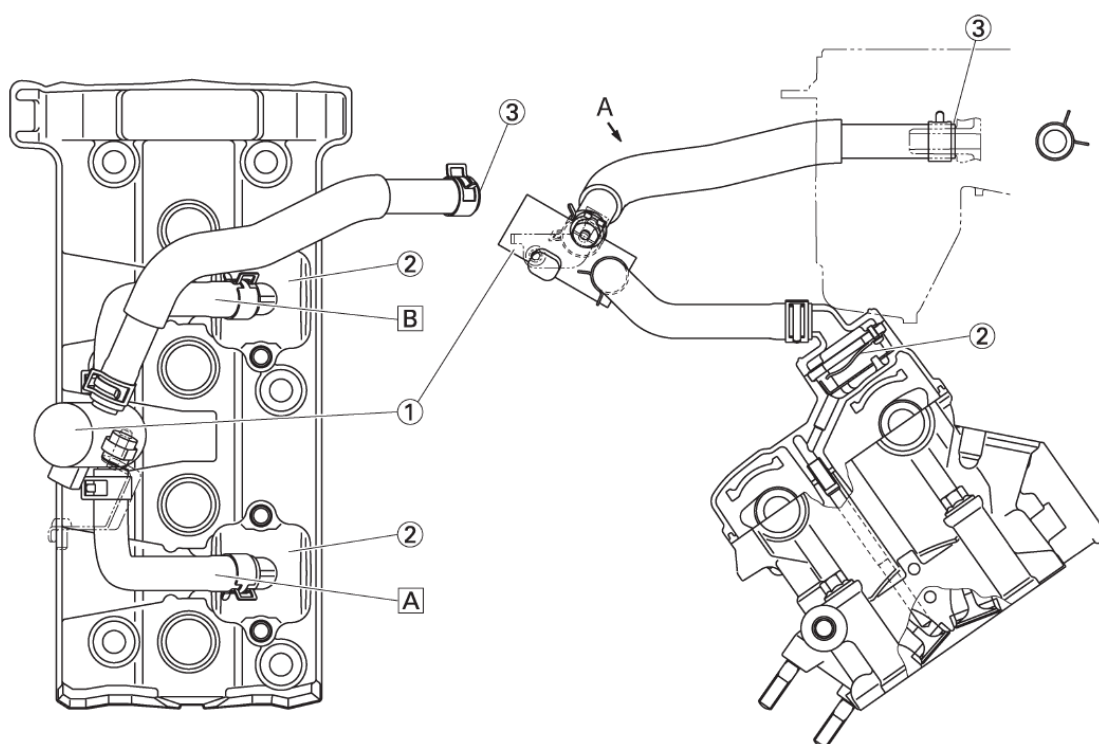
Obrázek 12 - schéma odpojovacího ventilu [22]

A – přívod vzduchu ze vzduchového filtru, B – Odvod vzduchu do hlavy motoru. Na horním obrázku ventil otevřen, na spodním je ventil zavřen a vzduch neproudí do hlavy motoru.



Obrázek 13 - Membránový (jazýčkový) ventil <sup>[22]</sup>

1 - membrána



Obrázek 14 - schéma vedení hadic a zapojení systému sekundárního vzduchu <sup>[22]</sup>

1 – odpojovací ventil, 2 – membránový (jazýčkový) ventil, 3 – hadice vedoucí vzduch ze vzduchového filtru, A – rozvod vzduchu do válce 1 a 2, B – rozvod vzduchu do válce 3 a 4



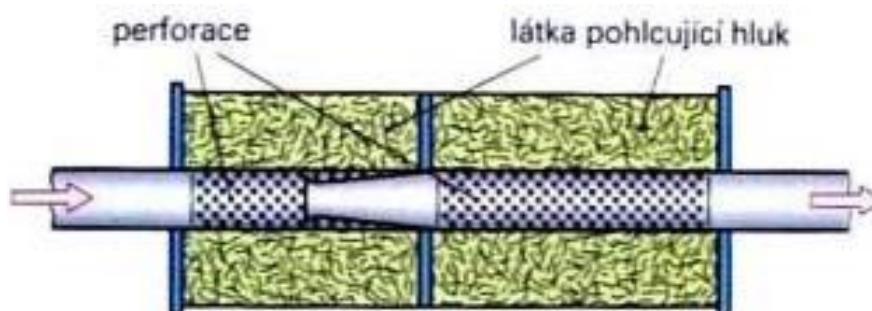
## 5 TLUMENÍ HLUKU

Z důvodů ochrany sluchu osob a zvířat pohybujících se v blízkosti nastartovaného nebo projíždějícího motocyklu je nutné, aby byly všechny stroje se spalovacím motorem vybaveny tlumičem hluku. Hluk vzniká především kvůli působení velkých tlaků ve výfuku při otevření výfukového ventilu. Plyny jsou silně stlačené a explozivně se rozpínají, takže vytvoří rázovou vlnu s vysokou kinetickou energií. Plyny opouští spalovací prostor úzkým otvorem vytvořeným mezi hlavou motoru a ventilem, a dosahují kritické rychlosti. Navíc při výstupu plynů z výfuku dojde k dalšímu šíření hluku do okolí. <sup>[1]</sup>

Jak už z názvu vyplývá, má tlumič za úkol snížit hladinu akustického tlaku, ale současně je nežádoucí, aby došlo ke snížení výkonu motoru z důvodu omezení průchodnosti spalin výfukovým systémem. Z tohoto důvodu se používá několik typů tlumičů, pro různé účely. Níže jsou uvedeny jednotlivé varianty, mohou být i kombinace různých variant. <sup>[1]</sup>

### 5.1 ABSORPČNÍ TLUMIČ

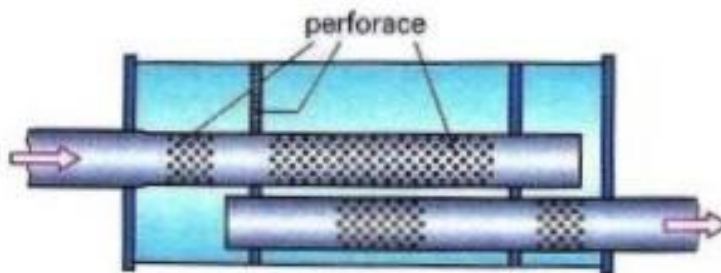
Produkují malý protitlak, proto svým malým odporem minimálně ovlivňují výkon motoru. Konstrukce těchto tlumičů je jednoduchá. Skládá se ze dvou sousedních trubek, vnitřní trubka je po celém svém obvodu provrtaná velkým počtem děr. Prostor mezi trubkami je rozdělen přepážkami do několika komor, které jsou vyplněny materiálem pohlcujícím vibrace (jedná se o vatovitý materiál, jež odolává vysokým teplotám). Tím, jak plyny proudí trubkou, třou o tlumící vatu a dochází ke snížení rychlosti plynů a tím pádem i jejich hluku. Celý tlumič musí být robustní konstrukce, aby nedošlo k uvolnění nějaké části opláštění, která by svými vibracemi naopak hluk zvyšovala, proto se vnější plášť k čelům tlumičů nýtuje. Materiály, které se na opláštění používají jsou převážně kovy (přes oceli po titan), ale v současnosti i materiály na bázi kevlaru a uhlíkových vláken. Tato vlákna, nejenže mají pozitivní vliv na hmotnost celého tlumícího systému, ale jelikož méně rezonují, vychází z nich hluk s nižší frekvencí, které lidské ucho vnímá pozitivněji. <sup>[1]</sup>



Obrázek 15 - absorpční tlumič <sup>[9]</sup>

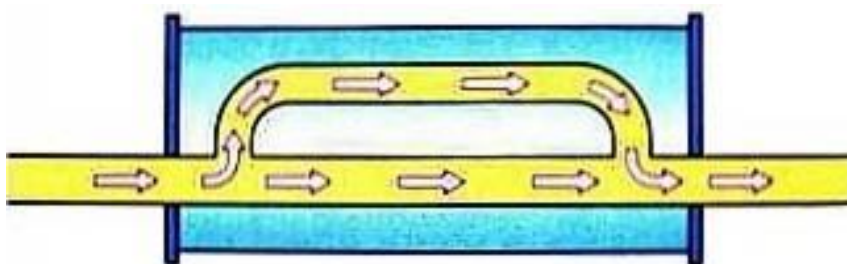
### 5.2 REFLEXNÍ TLUMIČ

Tlumí jak nízkofrekvenční, tak i vysokofrekvenční hluk. Plyny jsou rozváděny skrz trubky procházející celým tlumičem do několika komor, ve kterých se mohou rozpínat a tím snížit svoji kinetickou energii. Vysokofrekvenční tlumiče účinně snižují hlučnost vysokofrekvenčních tónů a nízkofrekvenční propouští. Tyto typy tlumičů se používají pro vysokootáčkové motory dvoutaktní i čtyřtákní. <sup>[1]</sup>

Obrázek 16 - reflexní tlumič<sup>[9]</sup>

### 5.3 INTERFERENČNÍ TLUMIČ

Funguje na principu vyrušení vlnění, vnitřní trubka tlumiče v sobě má mnoho otvorů, které jsou navzájem propojeny a mají svou přesně vypočtenou vzdálenost. Díky tomu, jak se zvuk v tlumiči rozděljuje do jednotlivých otvorů dochází k fázovému posuvu frekvence (ideálně o  $180^\circ$ ) a výsledné interferenci vlnění, kdy se vlny navzájem vyruší. Dosažený útlum tímto typem tlumiče je vysoký.<sup>[1]</sup>

Obrázek 17 - interferenční tlumič<sup>[9]</sup>

### 5.4 TLUMIČ S ROZVĚTVENÝMI REZONÁTORY

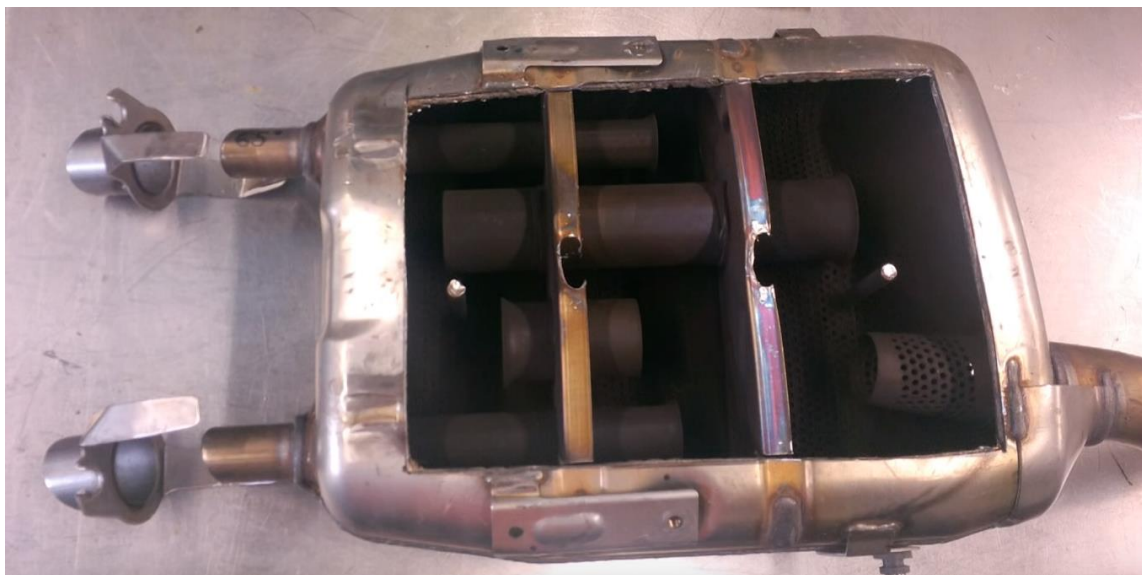
Dokáže utlumit velmi hlasité tóny, aniž by byl zvýšen odpor proti proudění spalin. Při průtoku velkého množství zplodin klade tlumič jen malý odpor proti proudění.<sup>[1]</sup>

## 6 ANALÝZA KONKRÉTNÍ SITUACE

U motocyklu Yamaha FZ6 Fazer r.v.2003, který mám ve vlastnictví byla instalována nesériová homologovaná koncovka výfuku již zaniklé francouzské firmy Devil. Jelikož jsem k této koncovce nikde nenalezl relevantní informace o vlivu na výkonnost a další parametry daného motocyklu. Navíc tato data nejsou k sehnání ani u samotného výrobce tlumičů, jelikož původní společnost ve Francii zanikla. Rozhodl jsem se vliv těchto koncovek na projev motocyklu sám zjistit a popsat jej v práci, kterou právě čtete.

Motocykl je krom systému sekundárního sání vzduchu vybaven i katalyzátorem, aby plnil tehdejší emisní normy nutné pro prodej motocyklu v Evropské Unii. Z tohoto důvodu provedu simulace, kdy bude motocykl osazen plně sériovým výfukovým systémem, následovat bude výměna originálního tlumiče za tlumič neoriginální od firmy Devil, přičemž katalyzátor bude stále součástí výfukových svodů. Při posledním měření bude katalyzátor nahrazen pouhou trubkou tzv. *Midpipe*. Jedná se o trubku stejného tvaru, jako má trubka s katalyzátorem, jen katalyzátor neobsahuje a má po celé své délce konstantní průměr.

Originální tlumič výfuku je kombinací reflexního a absorpčního tlumiče. Sestává se ze tří komor, kdy zplodiny přichází do první komory, ve které se odrazí od stěny do trubky, která zplodiny dopraví do třetí komory. Zde se opět odrazí od stěny do prostřední komory, v té se po odrazu zplodiny dostávají do trubky, která je vede ven do ovzduší. Celý tlumič výfuku je obalen dvěma plášti, vnitřním děrovaným a vnějším, který celý systém kryje a drží pohromadě. Mezi těmito plášti je vata, která tlumí vibrace a hluk. Řez skutečným tlumičem je vidět na *obrázku 18*.

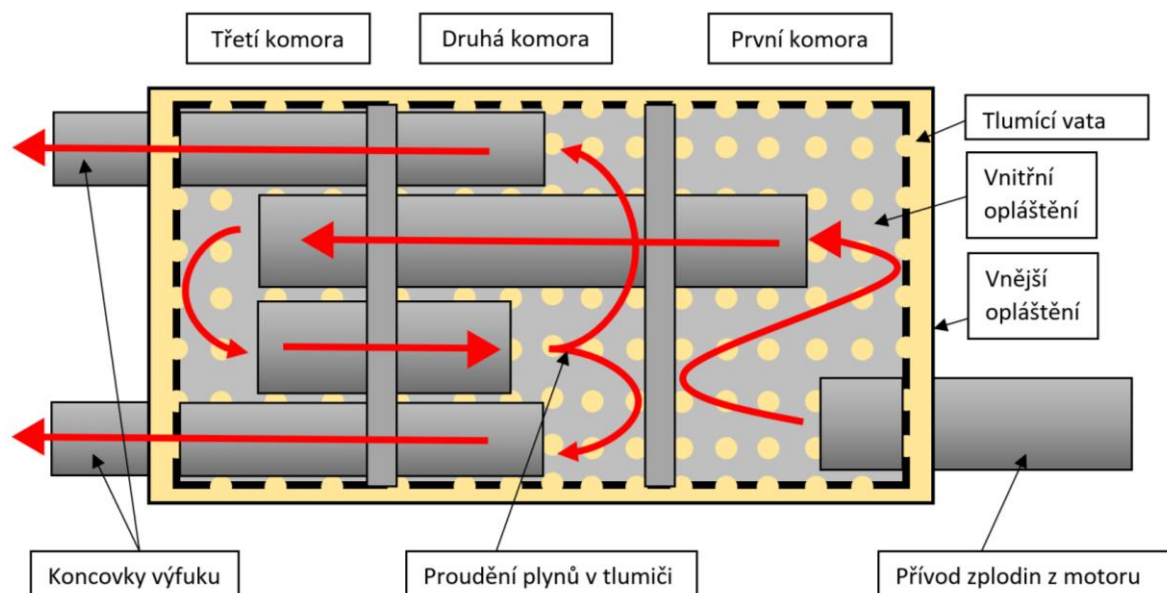


Obrázek 18 - řez originálním tlumičem hluku Yamaha FZ6 <sup>[28]</sup>

Systém by tedy měl být schopen hluk z motoru podstatně utlumit, především vysokofrekvenční tóny. Na druhou stranu jeho konstrukce plyny zpomaluje nejen při expanzi v jednotlivých komorách, ale i tím, že se odráží od přepážek uvnitř tlumiče. Toto řešení může zapříčinit zahlcení výfukového potrubí, které nebude schopné účinně odvádět zplodiny z motoru a tím pádem dojde ke snížení výfuku při velké produkci výfukových plynů, především ve

vysokých otáčkách. Na druhou stranu v nižším až středním spektru otáček může konstrukce výfukového tlumiče napomáhat rezonanci a tím pádem i lepšímu výplachu válce.

Proudění plynů a řez celou konstrukcí originálním tlumičem výfuku je k vidění na následujícím schématu v obrázku 19, kde červené šipky naznačují směr, jakým se plyny v tlumiči ubírají.



Obrázek 19 - schéma proudění plynů v originálním tlumiči Yamaha FZ6

Naopak koncovka výfuku od firmy Devil jsou čistě jen dva absorpční tlumiče, které výfukovým plynům kladou mnohem menší odpor. Výfukové plyny by tedy měly být snadněji odváděny z celého výfukového potrubí. Koncovky se liší i svojí konstrukcí, kdy se nejedná jen o jeden tlumič, ale o dva samostatné tlumiče. Výfukový systém motocyklu se tedy ze systému 4-2-1 změnil na systém 4-2-1-2. Toto řešení by mohlo nasvědčovat pokusu výrobce o vyvolání jevu rezonance, jelikož v tomto bodě dojde ke zvětšení celkové plochy potrubí. Z obrázku 18 a obrázku 20 je patrné, že délka potrubí o konstantním průřezu se zmenší, tím pádem dojde k upravení projevu motoru. Zkrácení délky znamená, že výfukové plyny urazí kratší vzdálenost, než se odrazí, to znamená, že při stejné rychlosti proudění plynů, se odražená vlna vrátí dříve než při použití originálního tlumiče. To znamená, že ve vysokých otáčkách, kdy se zkracuje doba otevření ventilu by odražená vlna měla napomáhat při výměně plynů ve spalovacím prostoru, tedy by mělo dojít ke zvýšení otáček, při kterých dojde k rezonanci, k čemuž přispívá i samotná absorpční konstrukce tlumiče. Proto by měl mít motor s touto úpravou lepší výkonnostní parametry ve vysokých otáčkách.



Obrázek 20 - Neoriginální tlumiče od firmy Devil<sup>[29]</sup>

Další rozdíly mezi tlumiči jsou především hmotnost, kdy na koncovky firmy Devil výrobce použil kompozitní materiály na bázi karbonu s potrubím a víky z nerezové oceli. Oproti tomu originální výfuk je vyroben z nerezové oceli, na které jsou ještě přichyceny hliníkové kryty, aby se předešlo popálení posádky motocyklu při jízdě, při manipulaci s motocyklem, anebo při nastupování (vystupování). Tento tepelný štít není u karbonových koncovek nutný kvůli jejich nízké tepelné vodivosti. Vodivost karbonových tkanin ve směru vláken je stejná, jako u oceli. Avšak ve směru kolmém na ně je značně nižší. <sup>[13]</sup> Přesně tohoto jevu karbonových vláken se u koncovek Devil využívá.

V neposlední řadě je dalším rozdílem hlučnost jednotlivých tlumičů. Kdy originální tlumič díky své konstrukci hluk tlumí podstatně lépe než neoriginální absorpční tlumič od firmy Devil. Aby mohl být motocykl legálně provozován na pozemních komunikacích, musí neoriginální tlumiče splňovat stejné hlukové limity, jako originální. Proto se k neoriginálním tlumičům dodávají i tzv. homologační vložky (*DB killery*), které zmenšují průřez na konci tlumiče a výrazně zpomalují proudění spalin, čímž snižují úroveň hluku. V této práci se však chci věnovat vlivu na maximální výkon, proto veškerá měření budou prováděna bez těchto vložek. Při konzultaci s panem Pokorným z firmy RP Tuning, která se zabývá výrobou tlumičů motocyklových výfuků mi bylo sděleno, že z jeho zkušeností má vliv na vnímání hluku z tlumičů i materiál, ze kterého jsou vyrobeny, a to ve prospěch karbonu. Tlumiče z karbonového kompozitu upravují zvukový projev tak, že výsledné tóny mají nižší, pro lidské ucho snesitelnější, frekvenci.

## 6.1 PARAMETRY MOTORU YAMAHA FZ6

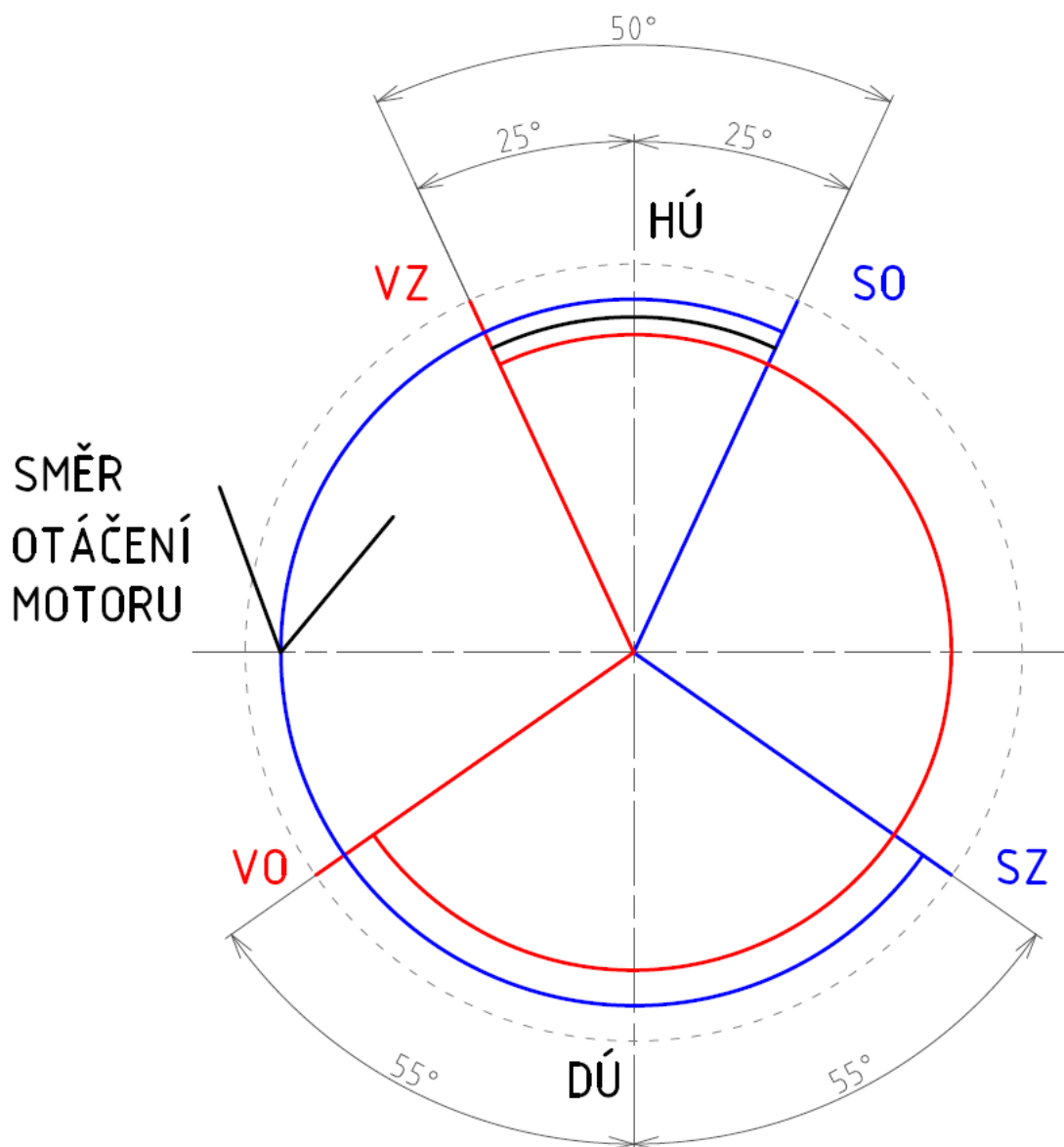
Pro vytvoření 1D termodynamického modelu motoru používám software *Lotus Engine Simulation*. Pro jeho úspěšné sestrojení potřebuji znát následující vstupní data.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Nejvyšší výkon motoru	$P_{MAX}$	72	$kW$
Otáčky při maximálním výkonu	$n_{Pmax}$	12100	$min^{-1}$
Nejvyšší točivý moment motoru	$M_{MAX}$	63	$Nm$
Otáčky při max. točivém momentu	$n_{Mmax}$	10200	$min^{-1}$
Zdvihový objem	$V_z$	600	$cm^3$
Kompresní poměr	$\varepsilon$	12,2:1	-
Objem spalovacího prostoru	$V_{sp}$	10,6	$cm^3$
Vrtání	$\varnothing D$	65,5	$mm$
Zdvih	$Z$	44,5	$mm$
Délka ojnice	$l_{oj}$	80	$mm$
Výfukový ventil otevírá před DÚ	$VO$	55	$^\circ$
Výfukový ventil zavírá po HÚ	$VZ$	25	$^\circ$
Úhel otevření výfukových ventilů	$\alpha_V$	260	$^\circ$
Sací ventil otevírá před HÚ	$SO$	25	$^\circ$
Sací ventil zavírá za DÚ	$SZ$	55	$^\circ$
Úhel otevření sacích ventilů	$\alpha_S$	260	$^\circ$
Střih ventilů	$\alpha_{střih}$	50	$^\circ$
Zdvih vačky (roven zdvihu ventilu)	$Z_V$	7,5	$mm$
Počet ventilů na válec	$N_{CYL}$	4	-
Počet sacích/výfukových ventilů	$N_S/N_V$	2/2	-
Průměr talířku sacího ventilu	$\varnothing D_S$	25,0	$mm$
Průměr talířku výfukového ventilu	$\varnothing D_V$	22,0	$mm$
Průměr dráčky obou ventilů	$\varnothing D_D$	4,0	$mm$

Tabulka 1 - parametry motoru Yamaha FZ6

Jedná se o hliníkový čtyřtákní čtyřválcový vodou chlazený motor s rozvodem ventilů DOHC, kde jsou ventily ovládány vačkovou hřídelí napřímo, proto je zdvih ventilu roven zdvihu vačky. Vychází z motoru sportovního motocyklu Yamaha R6, pro účely použití v cestovní-sportovním motocyklu byl však snížen jeho výkon i maximální otáčky, kterých motor dosahuje, naopak narostl točivý moment. Sekvence, ve kterém zapalují jednotlivé svíčky je 1-2-4-3.

## 6.1.1 DIAGRAM ČASOVÁNÍ MOTORU



Obrázek 21 - Diagram časování vaček motoru Yamaha FZ6

Tento diagram se používá pro názorné zobrazení časování vačkových hřídelí ovládající otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů. Všechna data jsou z něj jasné patrná, je možné dokonce zjistit, po jakou dobu jsou sací a výfukové ventily ve stříhu.

Na výše uvedeném diagramu je červeně vyznačený průběh časování výfukového ventilu, modře vyznačený je průběh časování sacího ventilu, černá křivka je úhel, po který jsou ventily ve stříhu.

## 7 SIMULAČNÍ MODEL V SW LOTUS ENGINE SIMULATION

Pro účely simulace vlivu rozdílných koncovek na průběh výkonu motoru jsem se rozhodl použít simulační program *Lotus Engine Simulation*. V tomto programu nastavím jednotlivé parametry motoru, které jsou vypsány v tabulce 1 - parametry motoru Yamaha FZ6 a zvolím nejvhodnější nastavení dalších parametrů motoru tak, aby celá simulace co nejvíce odpovídala skutečnosti.

### 7.1 VÁLCE

V této záložce nastavuji krom fyzických parametrů bloku motoru, jako jsou vrtání, zdvih, délka ojnice a kompresní poměr. I jiné přímo neměřitelné parametry, které ovlivňují výsledky simulace.

#### 7.1.1 SPALOVACÍ MODEL

Jedná se o model šíření tepla ve spalovacím prostoru, program počítá s modelem, kdy existuje jedno místo, ze kterého se teplo šíří. Během spalování se tedy veškeré vyprodukované teplo ohřeje celý spalovací prostor. Důsledkem tohoto jevu je, že teplota celého objemu plynů je nižší než teplota jádra spálených plynů za plamenem. Tento jev má vliv na přenos tepla ve válci.

Množství vzniklého tepla zážehového motoru s vícebodým vstřikováním se počítá Wiebeho funkcí  $m_{frac} = 1 - e^{-A\left(\frac{\theta}{\theta_b}\right)^{M+1}}$  (1), kde  $m_{frac}$  je Hmotnostní poměr spáleného plynu při úhlu klikové hřídele  $\theta^\circ$ ,  $A$  je Koeficient Wiebeho rovnice, pro zážehové motory  $A = 10$ ,  $M$  je Koeficient Wiebeho rovnice, pro zážehové motory  $M = 2$ ,  $\theta$  je Aktuální úhel natočení klikového hřídele po zapálení směsi během spalování a  $\theta_b$  je Celkový úhel klikového hřídele, po jaký probíhá spalování

Výstupem této funkce je průběh hoření směsi a objem spalín ve spalovacím prostoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

Začátek a konec hoření směsi je u zážehových motorů obtížně zjistitelný, proto se ve výpočtech zahrnuje pouze doba, kdy je spáleno 10–90 % objemových procent směsi, kdy doba začátku a konce spalování je určena úhlem natočení klikového hřídele.

Objem spalín ve spalovacím prostoru je také obtížně zjistitelný. Proto se u zážehových motorů s vícebodým vstřikováním používá zjednodušení, kdy se uvažuje spálení 50 % objemu směsi při úhlu  $10^\circ$  za horní úvratí. V podstatě je touto funkcí zastoupen předstih motoru.

#### 7.1.2 MODEL PŘENOSU TEPLA VE VÁLCI

Jedná se popis přenosu tepla při vstupu a výstupu plynů do válce v závislosti na natočení klikového hřídele, pro otevřený cyklus. Pro uzavřený cyklus se jedná o přenos tepla mezi plynem a stěnou válce. Program dává na výběr ze tří přístupů k výpočtu, Annandův, Woschniho a Eichelbergerův přístup. Vzhledem k tomu, že Annandův přístup je nejnovější, budu v simulaci používat právě ten, vychází ze vztahu  $\frac{hD_{cyl}}{k} = A \times Re^B$  (2), kde  $h$  je Koeficient přenosu tepla,  $A$  je Annandův koeficient  $A$  pro otevřený/uzavřený cyklus, pro vícebodé vstřikování  $A = 0,2$ ;  $B$  je Annandův koeficient  $B$  pro otevřený/uzavřený cyklus, pro vícebodé vstřikování  $B = 0,8$ ,  $k$  je Tepelná vodivost plynů ve válci.  $D_{cyl}$  je Vrtání válce a  $Re$  je Reynoldsovo číslo založené na střední pístové rychlosti a vrtání motoru a ze vzorce



$\frac{dQ}{F} = h(T_{gas} - T_{wall}) + C(T_{gas}^4 - T_{wall}^4)$  (3), kde  $\frac{dQ}{F}$  je Přenos tepla na jednotku plochy,  $C$  je Annandův koeficient  $C$  pro uzavřený cyklus, pro vícebodé vstřikování  $C = 4,29 \times 10^{-9}$ ,  $T_{gas}$  je Teplota plynů,  $T_{wall}$  je Teplota stěny válce a  $h$  je koeficient přenosu tepla

Z rovnice (2) jsem schopen dopočítat si koeficient přenosu tepla  $h$ , který je závislý na Reynoldsově čísle, a tedy i na otáčkách motoru. Následně dosadím koeficient  $h$  do rovnice (3). Z níž jsem schopen dopočítat přenos tepla v závislosti na ploše válce. Kdy první část rovnice slouží pro výpočet přestupu tepla vedením a druhá část rovnice slouží pro výpočet přestupu tepla zářením.

### 7.1.3 GEOMETRIE SPALOVACÍHO PROSTORU

Pro upřesnění výpočtů přenosu tepla je nutné znát obsahy jednotlivých ploch, které je potřeba dopočítat z geometrie motoru. Jedná se o poměr plochy spalovacího prostoru hlavy ku ploše průřezu válce, o poměr plochy pístu ku ploše průřezu válce a o výšku pístu, který je v kontaktu s vložkou (stěnou) válce a počet vložek ve válci.

### 7.1.4 TEPLoty POVRCHŮ

Součástí tohoto modulu je volba materiálu hlavy, pístu a vložky (stěny) válce. Dále se volí teploty chladicí kapaliny v bloku motoru a v hlavě motoru. Nakonec se nastavuje tloušťka stěny motoru.

### 7.1.5 VÝPLACH VÁLCE

Tato volba určuje poměr mezi čerstvou směsí přivedenou do válce a neodvedenými zplodinami ve spalovacím prostoru. Na výběr jsou zde 4 předvolby.

**Perfect Mixing Model** – tento model dokonale promíchá čerstvou směs se zplodinami ve spalovacím prostoru. Nevýhodou tohoto modelu, krom idealizace plynů uvnitř válce, je i únik části čerstvé směsi do výfuku, aniž by se spálila. Díky této možnosti se jedná o model s nejhorsšími možnými výsledky.

**Perfect Displacement Model** – Model dokonalého zdvihového objemu uvažuje, že čerstvá směs se nepromísí se zplodinami. Uvažuje se zde úplný výplach válce, kdy v motoru nezůstanou žádné zbytky zplodin. Jedná se o model, který poskytuje nejpříznivější výsledky.

**Displacement Mixing Model** – jedná se o hybridní model výplachu válce. První část výplachu se chová jako při modelu dokonalého zdvihového objemu až do daného výplachový poměr  $\Lambda$  [%], ve kterém jsou plyny ve spalovacím prostoru homogenně promíchány. Od tohoto bodu se uvažuje model dokonalého promíchání směsi  $\Lambda = \frac{m_{air\_supplied}}{m_{air} + m_{resid}}$  (4), kde  $\Lambda$  je výplachový poměr,  $m_{air\_supplied}$  je hmotnost směsi dodané do válce,  $m_{air}$  je hmotnost směsi ve válci a  $m_{resid}$  je hmotnost neodvedených zplodin ve válci

**Blair Scavenging Model** – upravený a zpřesněný hybridní model výplachu válce. Uvažuje, že plyn ve válci je rozdělen na dva diskrétní objemy – objem směsi a směsný objem. V tomto modelu se vyskytuje poměr  $M$ , který se s přísunem čerstvé směsi snižuje a současně se čerstvá směs homogenně promíchává se zplodinami ve směsném objemu. V tomto modelu při úniku zplodin ze spalovacího prostoru dochází k nasávání plynů pouze ze směsného objemu až do bodu, kdy ve válci nezůstává žádná směs k promíchání. Výhodou tohoto modelu je, poměr  $M$  je spojitou funkcí výplachového poměru.

## 7.2 VENTILY A SACÍ (VÝFUKOVÉ) KANÁLY V HLAVĚ MOTORU

Tyto záložky umožňují přidat potřebný počet ventilů na válec, nastavit vlastnosti ventilového rozvodu a kanálů v hlavě motoru.

### 7.2.1 VENTILY

Dle *tabulky 1* do programu zadám úhly, kdy se jednotlivé ventily otevírají a zavírají. Maximální zdvih ventilu a průběh zdvihu ventilu.

### 7.2.2 KANÁLY

V tomto modulu se nastavuje průměr talířků jednotlivých ventilů dle *tabulky 1*. Dále se zde nastavuje průtok plynů ventilem. Který lze zjistit z průtokových koeficientů získaných profukováním hlavy. Jedná se o koeficient průtoku vzduchu hlavou motoru v závislosti na zdvihu ventilu. Tyto koeficienty lze díky podobnosti motoru zkoumaného motocyklu Yamaha FZ6 s motorem z motocyklu Yamaha R6 použít pro oba tyto motory stejné. Tyto koeficienty jsem použil již naměřené z práce od Patrika Brugára – Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli Student <sup>[16]</sup>.

## 7.3 SACÍ A VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Jejich tvorba je velice intuitivní, pro sací i výfukové potrubí se používá v programu stejná předvolba pro jejich tvorbu. Dále program dovolí nastavit koncové průměry a délky trubek, materiál, systém chlazení a tloušťku stěny. Při tvorbě potrubí je důležité dodržet směr šipek na trubce se směrem proudění v potrubí. Náhled jednotlivých trubek je možné realizovat v jednoduchém 3D vizualizéru.

## 7.4 TLUMIČ VÝFUKU

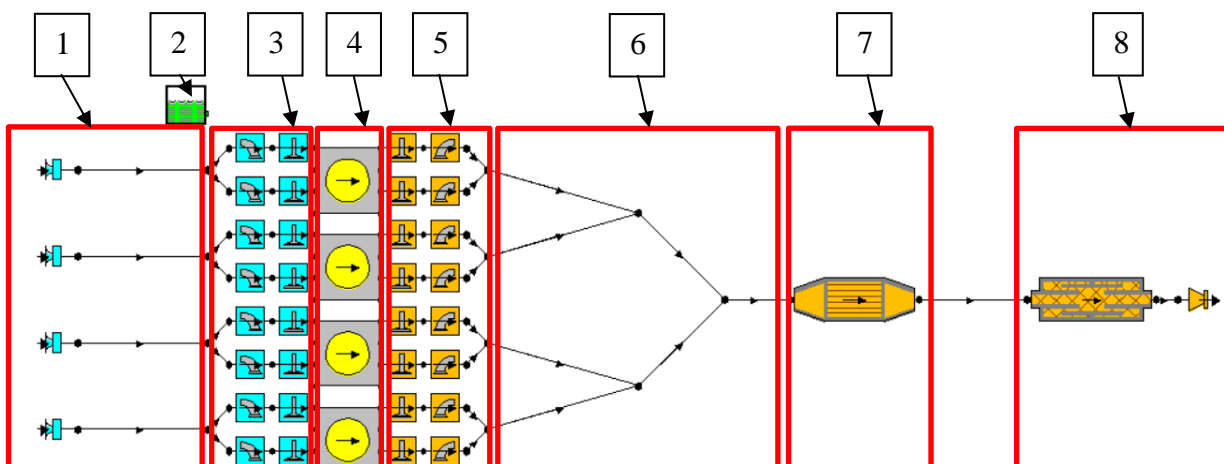
Software nabízí velkou škálu již přednastavených tlumičů, u kterých stačí pouze nastavit vlastní parametry. Jedná se především o vnitřní rozměry tlumiče a materiál, ze kterého následně program počítá odpory ve výfukovém systému.

## 7.5 KATALYZÁTOR

V programu je pro účely zpřesnění simulace implementováno několik typů katalyzátorů, u nichž lze nastavit množství parametrů. Krom průměrů trubky katalyzátoru a samotného katalyzátoru i hustota výplně katalyzátoru.

## 7.6 MODEL MOTORU YAMAHA FZ6 FAZER

### 7.6.1 SÉRIVÝ VÝFUKOVÝ SYSTÉM

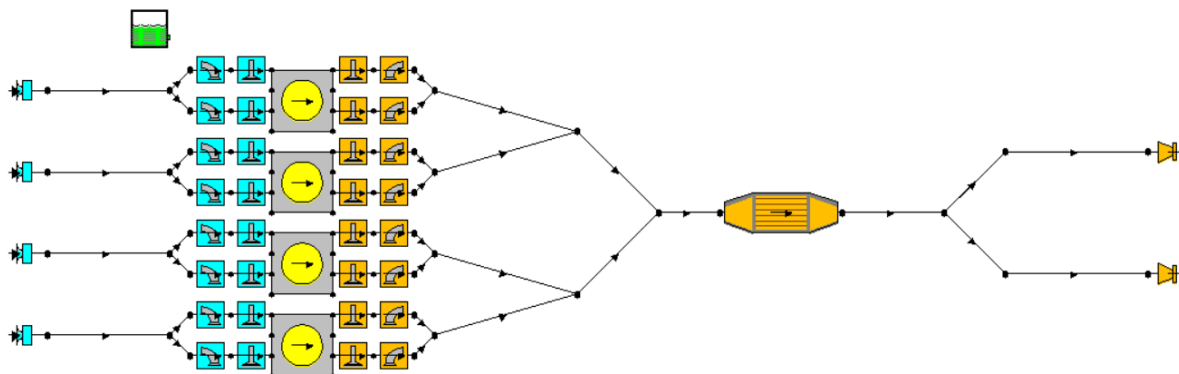


Obrázek 22 - simulační model motoru Yamaha FZ6 s originálním výfukovým systémem

1 – sací potrubí, 2 – palivová nádrž, 3 – sací kanálky a ventily, 4 – válce motoru, 5 – výfukové kanálky a ventily, 6 – výfukové svody 4-2-1, 7 – katalyzátor, 8 – originální tlumič výfuku

Podle předchozích podkapitol v kapitole 7 a údajů z *tabulky 1*, jsem vytvořil model motoru spolu se sacím a výfukovým potrubím, které jsem změřil přímo na motocyklu. Pro zjednodušení modelu a urychlení simulace jsem na sacím potrubí vynechal airbox a nahradil jej přímým sáním, jehož rozměry jsou totožné se sáním skutečného motoru.

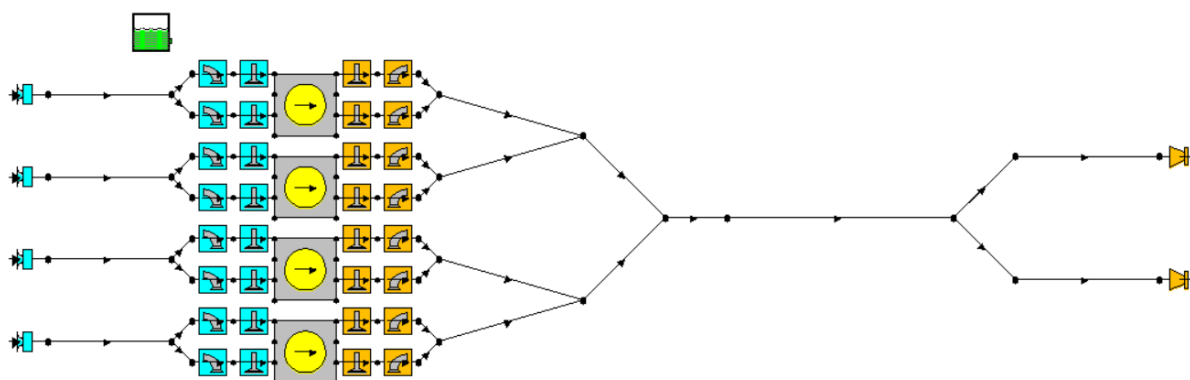
### 7.6.2 VÝFUKOVÝ SYSTÉM S NEORIGINÁLNÍMI KONCOVKAMI DEVIL



Obrázek 23 – Simulační model motoru Yamaha FZ6 s neoriginálními koncovkami Devil

V tomto případě jsem originální tlumič výfuku nahradil rozdvojením do dvou trubek, kterými jsem nahradil tlumiče Devil. Tyto trubky mají stejné rozměry jako tlumiče pro co nejpřesnější výsledky simulace. Toto řešení jsem zvolil kvůli zjednodušení a zrychlení celé simulace, jelikož první verze tohoto systému obsahovala dva absorpční tlumiče. Bohužel při tomto řešení jsem nebyl schopen nastavit podmínky simulace tak, aby proběhla bez neočekávaných pádů a problémů. Toto řešení by v podstatě nemělo mít negativní vliv na výsledky simulace a ani by nemělo dojít k významnému zkreslení.

### 7.6.3 VÝFUKOVÝ SYSTÉM S NEORIGINÁLNÍMI KONCOVKAMI DEVIL A BEZ KATALYZÁTORU



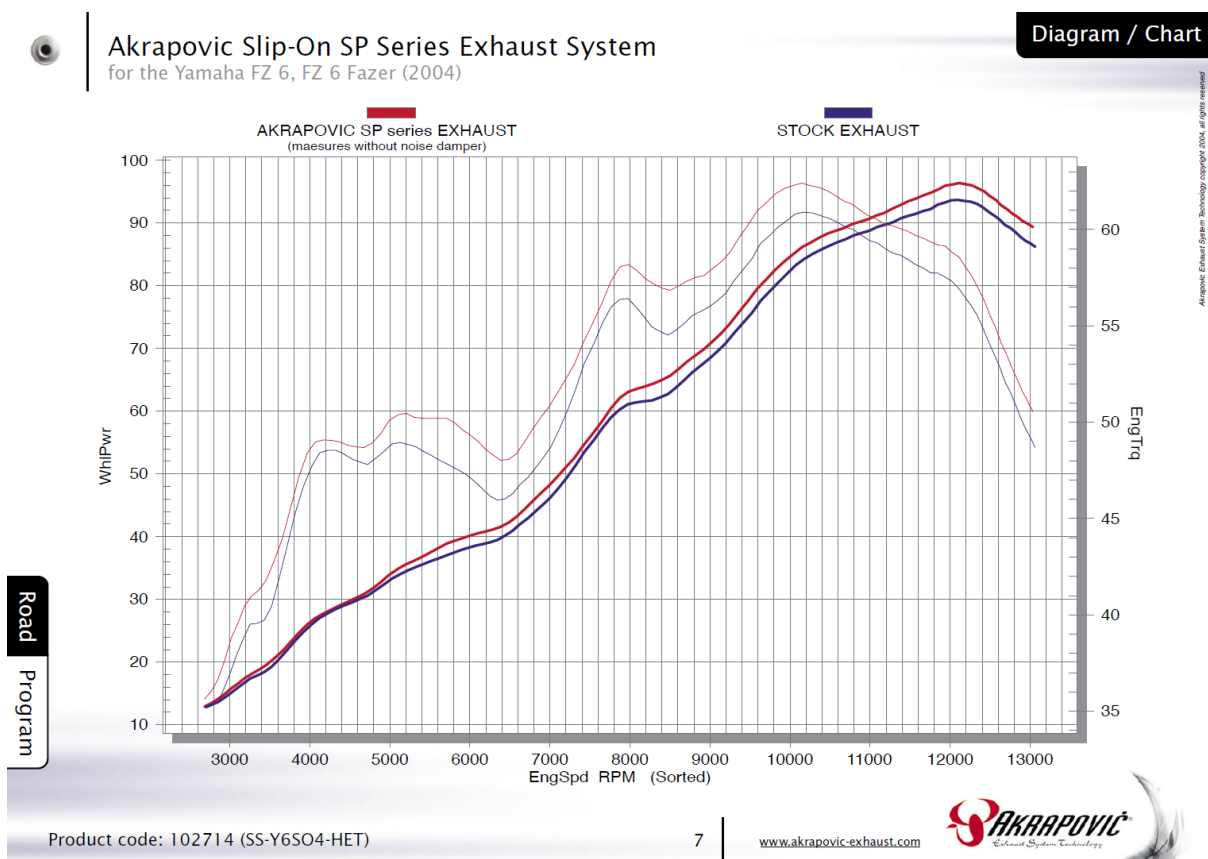
Obrázek 24 - Simulační model motoru Yamaha FZ6 s neoriginálními koncovkami Devil, bez katalyzátoru

Poslední zkoumanou variantou je náhrada katalyzátoru tzv. *Midpipe*. Jedná se trubku, která v sobě neobsahuje žádný restriktor, má stejný průřez, jako potrubí před a za katalyzátorem. Tvar její střednice kopíruje tvar střednice katalyzátoru, který nahrazuje.

## 8 ANALÝZA VÝSLEDKŮ SIMULACÍ

Body, v nichž probíhala simulace parametrů motoru byly vygenerovány samotným programem. Interval, ve kterém simulace probíhaly je  $3000 - 14\,000 \text{ min}^{-1}$ . V tomto intervalu bylo symetricky rozloženo 10 bodů, ve kterých probíhaly simulace. Počet bodů se mi bohužel nepodařilo navýšit, jelikož při pokusu zvýšit počet měřených bodů nad 10 začal být program nestabilní a vyskakovala chybová hlášení. Pravděpodobně kvůli omezené kompatibilitě s operačním systémem Windows 10 na mém PC.

V první simulaci s originálním výfukovým systémem jsem se snažil motor pomocí úpravy předstihu „naladit“ tak, aby jeho výkonová křivka odpovídala výkonové křivce skutečného motoru. K tomuto účelu jsem použil data naměřená společností Akrapovič<sup>[17]</sup>, která se zabývá výrobou upravených výfukových systémů stejně, jako společnost Devil. K výfukovému systému pro motocykl Yamaha FZ6 dodávají i montážní příručku, v níž jsou obsaženy i grafy měření výkonu na motorové brzdě, kde porovnávají řešení od výrobce se svým vlastním produktem.



Obrázek 25 - Měření výkonu sériové a upravené koncovky společnosti Akrapovič<sup>[17]</sup>, kde  $1 \text{ Hp} = 0.746 \text{ kW}$

Na obrázku 25 lze vidět průběh výkonu tučnou čarou, tenkou je znázorněn průběh točivého momentu. Červená barva zastupuje upravené koncovky výrobce Akrapovič a modrá barva zastupuje výsledky s originální koncovkou výfuku Yamaha. Levá svislá osa je výkon v HP (koňská síla), kdy  $1 \text{ Hp} = 0.745699872 \text{ kW}$ , pravá svislá osa je točivý moment v Nm, vodorovná osa jsou otáčky motoru za minutu.

## 8.1 SLEDOVANÉ PARAMETRY SIMULACÍ

Software Lotus Engine Simulation poskytuje výpis mnoha parametrů, které při návrhu motoru hrají roli. V případě této práce jsem sledoval následujících pět parametrů:

**Efektivní výkon** – měřený v kilowattech [*kW*]

**Točivý moment** – měřený v newtonmetrech [*Nm*]

**Objemová plnicí účinnost** – aneb volumetric efficiency [%], jedná se o poměr mezi objemem směsi nasáté do motoru během sacího zdvihu s objemem vzduchu v motoru při tlaku, který panuje v sacím potrubí. <sup>[18]</sup>

**Střední efektivní tlak ve válci** – *BMEP* [*MPa*] (Brake measure effective pressure) jedná se o pomyslný konstantní tlak působící na píst, který by na dráze jednoho zdvihu vykonal na klikové hřídeli motoru stejnou práci, jako skutečný proměnlivý tlak na dráze čtyř zdvihů. S vyšší hodnotou *BMEP* se zvyšuje točivý moment a efektivní výkon motoru. Ale také roste jeho namáhání. <sup>[19]</sup>

**Měrná efektivní spotřeba paliva** – *BSFC* [*g·kW<sup>-1</sup>·h<sup>-1</sup>*] (brake-specific fuel consumption), udává hmotnost spotřebovaného paliva na *1 kW* efektivního výkonu za *1 hodinu*. <sup>[19]</sup>

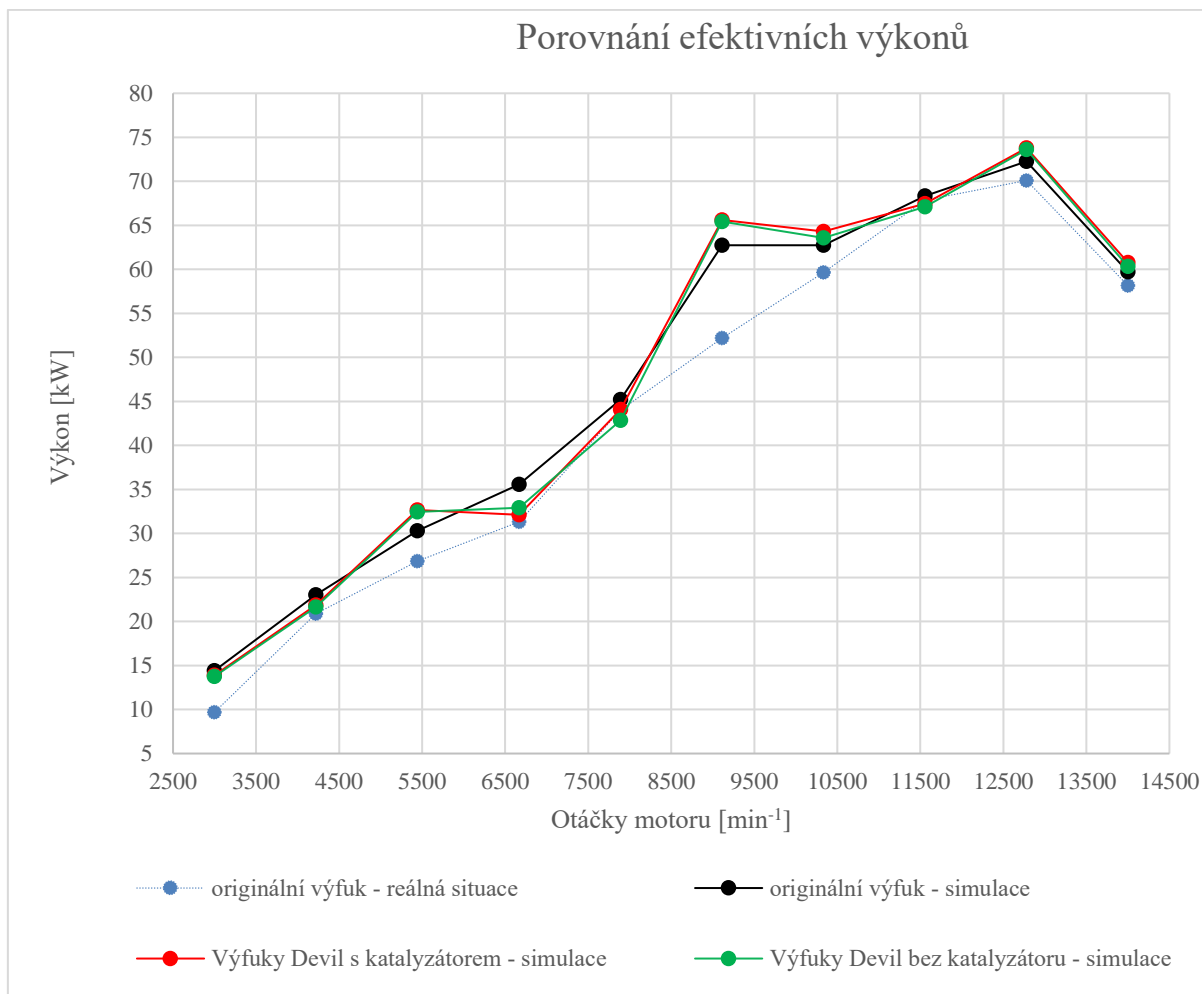
## 8.2 VÝSLEDKY SIMULACÍ

V následujících podkapitolách budou uvedeny výsledky všech výše zmíněných parametrů z jednotlivých simulací v tabulkách a grafech. U srovnání efektivního výkonu a točivého momentu jsem navíc přidal srovnání s reálnými daty naměřenými společností Akrapovič <sup>[17]</sup>. Pro tento účel jsem odečetl hodnoty v simulovaných bodech z grafu na *obrázku 25*, které jsem ještě v případě výkonu přepočítal z koňských sil [*HP*] na kilowatty [*kW*]. Došlo tedy ke zkreslení těchto dat, proto jsou tyto hodnoty slouží především pro porovnání parametrů v jednotlivých bodech, kde probíhalo měření.

### 8.2.1 EFEKTIVNÍ VÝKON

Otáčky [1/min]	originální výfuk - reálná situace [kW]	originální výfuk - simulace [kW]	Výfuky Devil s katalyzátorem - simulace [kW]	Výfuky Devil bez katalyzátoru - simulace [kW]
3000	9,7	14,4	13,9	13,8
4222	20,9	23,0	21,9	21,7
5444	26,8	30,3	32,7	32,5
6667	31,3	35,6	32,1	32,9
7889	44,0	45,2	44,1	42,9
9111	52,2	62,7	65,6	65,4
10333	59,7	62,7	64,3	63,6
11556	67,9	68,3	67,5	67,1
12778	70,1	72,3	73,8	73,6
14000	58,2	59,7	60,8	60,3

Tabulka 2 - Hodnoty simulovaných efektivních výkonů



Graf 1- Výkonnostní charakteristiky

Z grafu 1 je patrné, že všechny simulace mají vyšší hodnoty v porovnání s hodnotami měřenými na reálném motoru. Tvar křivky je však poměrně podobný, simulace tedy nedala nesmyslné hodnoty. Byť křivka s originálním výfukovým potrubím je plošší než nasimulované.

Při porovnání nasimulovaných hodnot si můžeme všimnout, že v nízkých a středních otáčkách do  $8\,500\ \text{min}^{-1}$  je efektivní výkon motoru s originálním výfukovým systémem převážně vyšší. Okolo  $7\,000\ \text{min}^{-1}$  je dokonce znatelný propad efektivního výkonu u neoriginálních výfuků. Pravděpodobně kvůli snížení vlivu odporu výfukového systému, a tedy změnou otáček, v nichž výplachu motoru pomáhá rezonance.

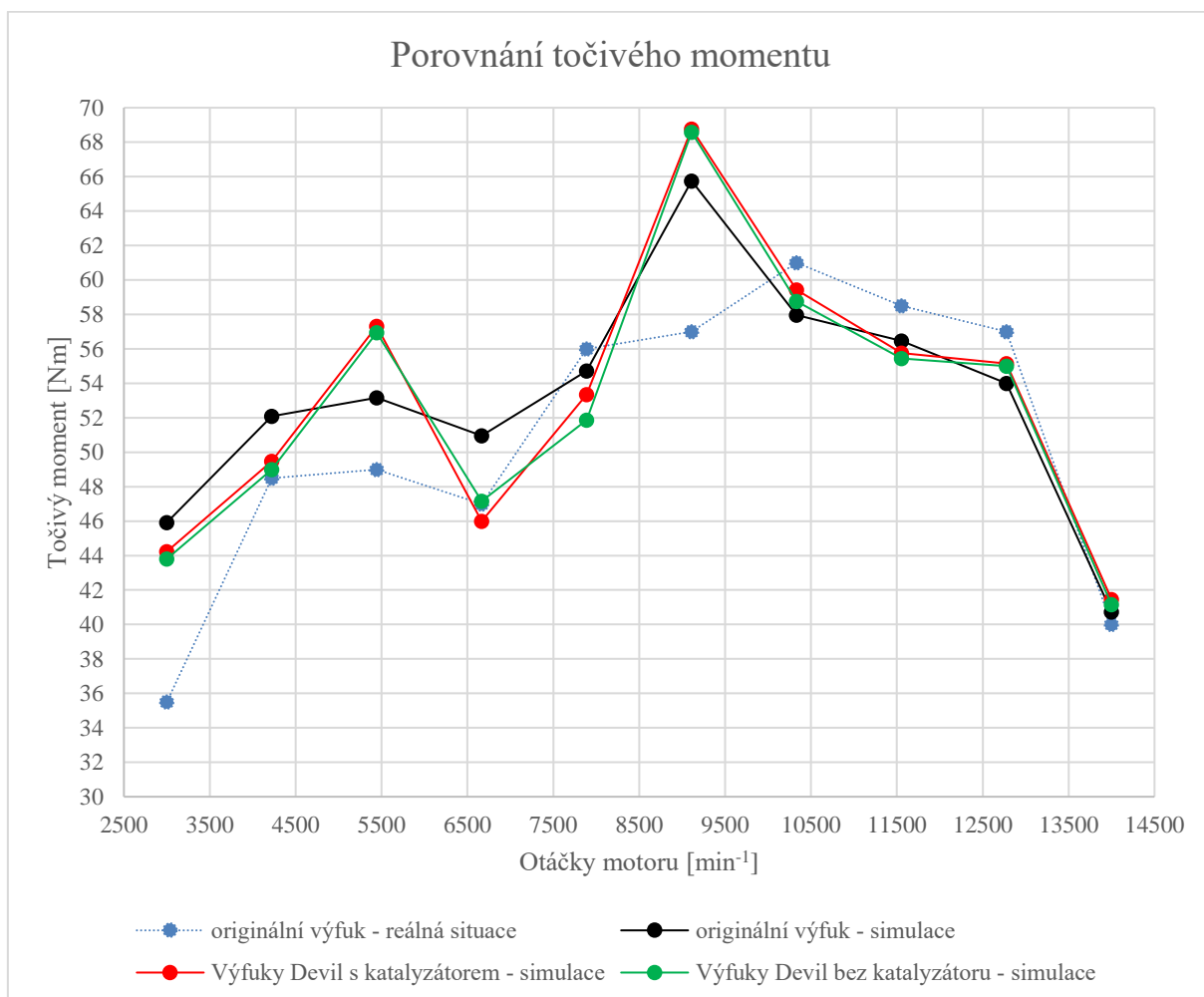
Od  $8\,500\ \text{min}^{-1}$  je vidět strmější nárůst efektivního výkonu u systému s neoriginálními výfukovými koncovkami. Od těchto otáček až do konce spektra otáček ve  $14\,000\ \text{min}^{-1}$  je většinou efektivní výkon motoru vybavený koncovkami Devil vyšší.

Toto výše uvedené rozdílné nalazení originální koncovky a neoriginálních koncovek Devil je odvislé od zaměření motocyklu. Výrobce tento motocykl zařazuje jako sportovně-cestovní motocykl, kvůli tomu je s originálním nastavením silnější spodní spektrum otáček, které je využíváno především při dlouhých cestách. Při použití upravených koncovek se jedná o sportovní úpravu zaměřenou na zvýšení efektivního výkonu, z tohoto důvodu je posíleno především pásmo vyšších otáček, ve kterých se motocykl při sportovní jízdě pohybuje.

## 8.2.2 TOČIVÝ MOMENT

Otáčky [1/min]	originální výfuk - reálná situace [Nm]	originální výfuk - simulace [Nm]	Výfuky Devil s katalyzátorem - simulace [Nm]	Výfuky Devil bez katalyzátoru - simulace [Nm]
3000	35,5	45,9	44,2	43,8
4222	48,5	52,1	49,5	49,0
5444	49,0	53,2	57,3	56,9
6667	47,0	51,0	46,0	47,2
7889	56,0	54,7	53,3	51,9
9111	57,0	65,8	68,8	68,6
10333	61,0	58,0	59,4	58,8
11556	58,5	56,5	55,8	55,5
12778	57,0	54,0	55,1	55,0
14000	40,0	40,7	41,5	41,2

Tabulka 3 – Hodnoty simulovaných točivých momentů



Graf 2 – charakteristiky točivého momentu

Při porovnání simulovaných hodnot s reálnými hodnotami můžeme vidět, že křivka simulovaného motoru s originálním výfukovým systémem je svým tvarem velice podobná



křivce skutečně naměřeného točivého momentu společností Akrapovič. Odchylka nastává opět v cca  $9\ 000\ \text{min}^{-1}$ , stejně jako v případě výkonové charakteristiky.

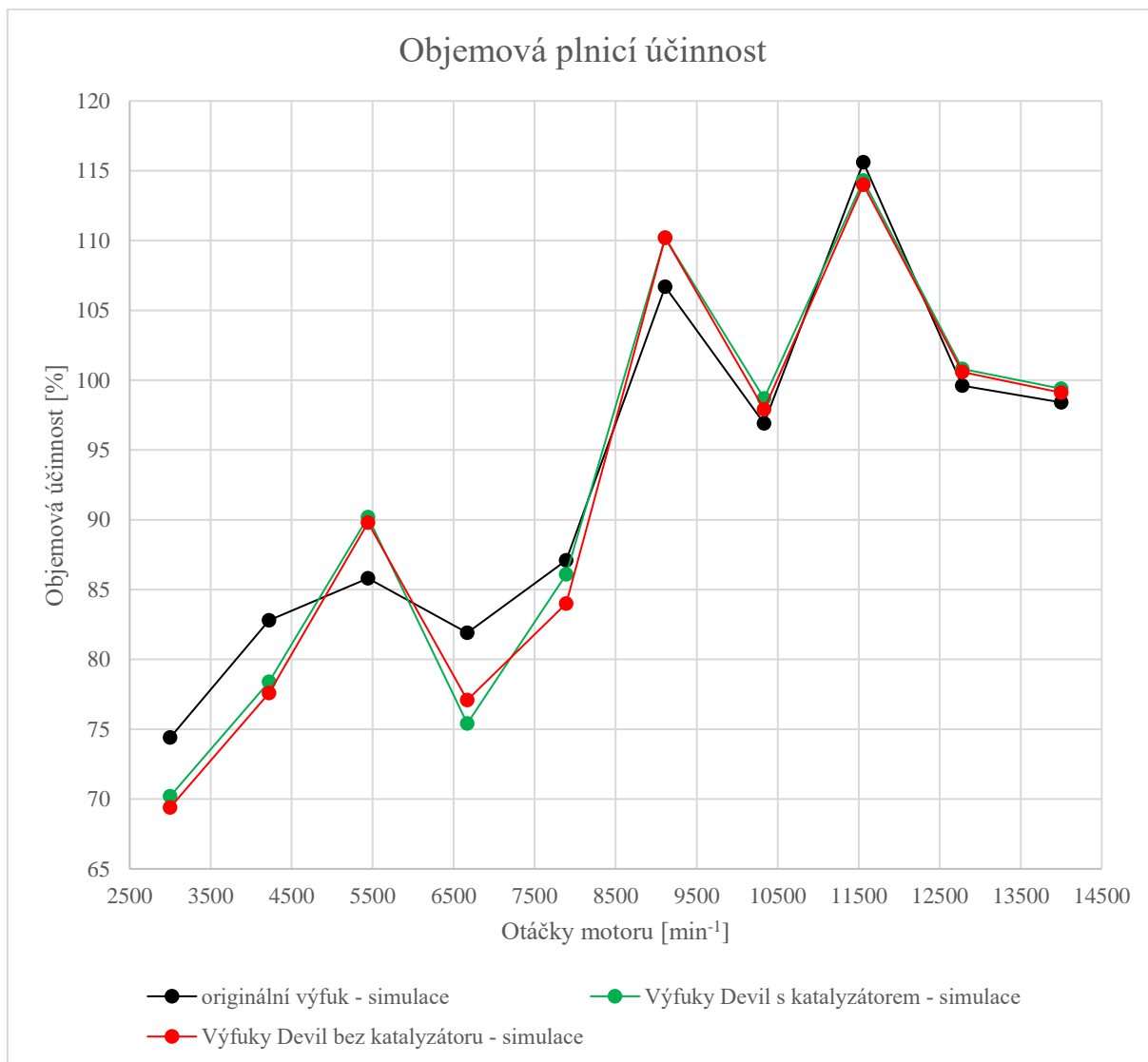
Charakteristika točivého momentu koresponduje s cestovním zaměřením motocyklu. Nárůst točivého momentu v nízkých otáčkách je vhodný pro rozjezdy, kdy je motocykl zatížen řidičem, spolujezdcem, a ještě například zavazadly. Další nárůst točivého momentu je vidět ve středních otáčkách, ve kterých se motor motocyklu při cestovním využití pohybuje, především kvůli zjednodušení předjíždění bez nutnosti podřazovat.

Porovnání sériových koncovek s upravenými naznačuje, že točivý moment je u výfuků Devil v nízkém spektru otáček nevyhlazený s propadem mezi  $6\ 500$  až  $7\ 000\ \text{min}^{-1}$ , naopak ve vyšším spektru je točivý moment oproti sériovému výfukovému systému vyšší. Opět je to, stejně, jako v případě efektivního výkonu, způsobeno posunutím rezonance do vyššího spektra otáček. Upravené výfuky opět přidávají sportovnímu charakteru motoru, kdy maximální točivý moment, ale je i jeho průběh, je u motoru s upravenými koncovkami vyšší, než u koncovek sériově montovaných.

### 8.2.3 OBJEMOVÁ PLNICÍ ÚČINNOST

Otáčky [1/min]	originální výfuk - simulace [%]	Výfuky Devil s katalyzátorem - simulace [%]	Výfuky Devil bez katalyzátoru - simulace [%]
3000	74,4	70,2	69,4
4222	82,8	78,4	77,6
5444	85,8	90,2	89,8
6667	81,9	75,4	77,1
7889	87,1	86,1	84,0
9111	106,7	110,2	110,2
10333	96,9	98,7	97,9
11556	115,6	114,3	114,0
12778	99,6	100,8	100,6
14000	98,4	99,4	99,1

Tabulka 4 - Hodnoty simulovaných objemových plnicích účinností



*Graf 3 - charakteristiky objemových plicích účinností*

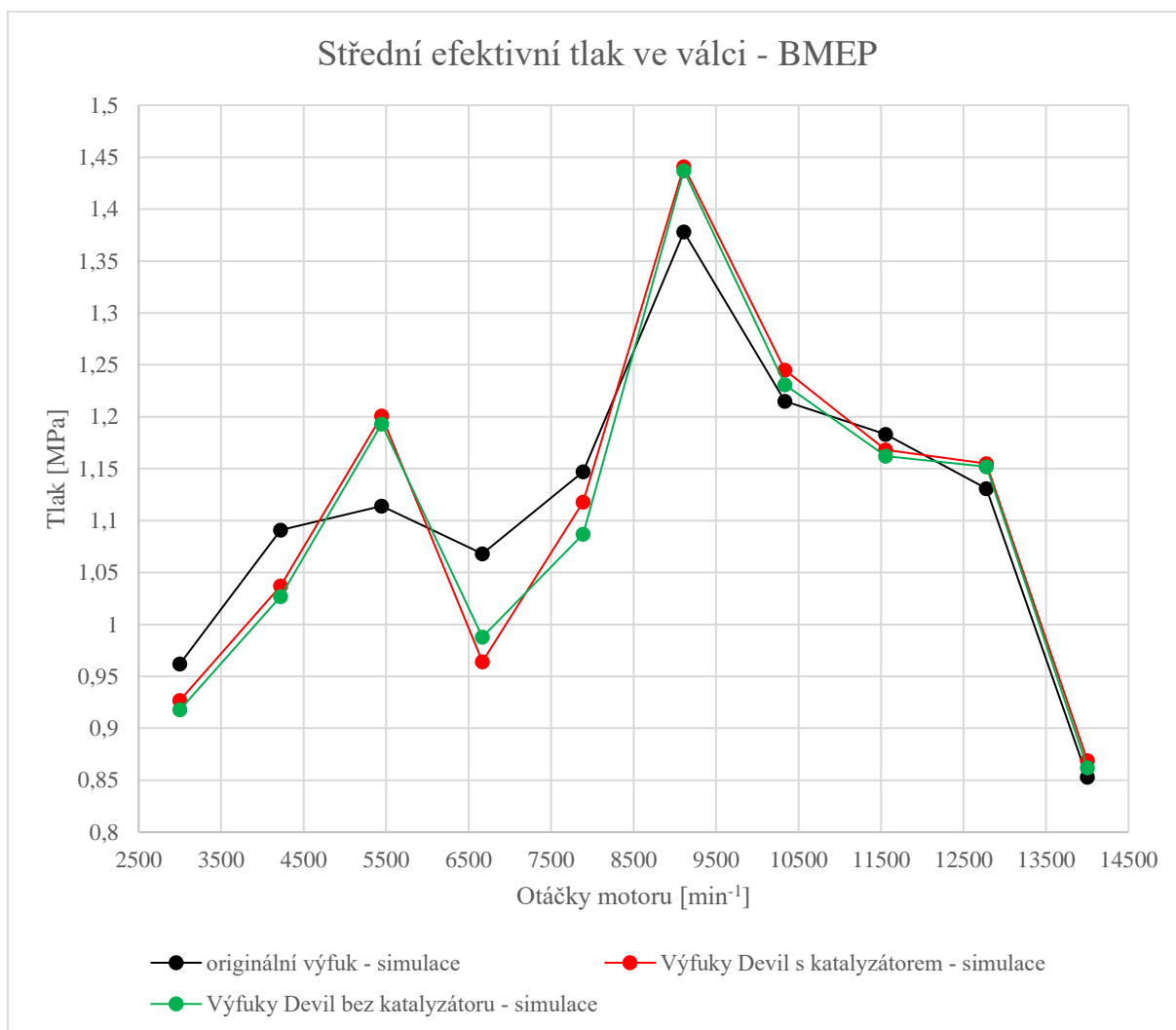
Z grafu 3 je patrné, že objemová plicí účinnost spolu se zvyšujícími se otáčkami postupně roste. Největší rozdíl mezi originálními a upravenými koncovkami je opět v první polovině spektra otáček. Opět zde dochází k velkým výkyvům u nesériových koncovek výfuku. Které ve středních otáčkách odvádí více zplodin, než sériový výfuk a tím pádem dochází k většímu poklesu tlaku ve válci. Hodnota objemové plicí účinnosti u atmosférického motoru může přesáhnout hranici 100 % v případě, kdy dochází v sacím i ve výfukovém potrubí k rezonanci čili dojde k dodatečnému nasátí čerstvé směsi do spalovacího prostoru vlivem podtlaku v sacím a výfukovém potrubí.

Tohoto jevu si můžeme všimnout v bodech, kdy dochází k nárustu efektivního výkonu nebo točivého momentu čili v přibližně  $9\,000\ \text{min}^{-1}$  a v  $11\,500\ \text{min}^{-1}$ , v obou bodech je však objemová plicí účinnost 110 % resp. 115 %, což je už poměrně vysoká objemová plicí účinnost na atmosféricky plněný motor. Pravděpodobně došlo k chybě při simulaci a výsledek v tomto bodě není přesný, na vině může být zjednodušené sání bez airboxu, případně špatně volené ztrátové koeficienty v potrubí.

## 8.2.4 STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK VE VÁLCI

Otáčky [1/min]	originální výfuk - simulace [MPa]	Výfuky Devil s katalyzátorem - simulace [MPa]	Výfuky Devil bez katalyzátoru - simulace [MPa]
3000	0,96	0,93	0,92
4222	1,09	1,04	1,03
5444	1,11	1,20	1,19
6667	1,07	0,96	0,99
7889	1,15	1,12	1,09
9111	1,38	1,44	1,44
10333	1,22	1,25	1,23
11556	1,18	1,17	1,16
12778	1,13	1,16	1,15
14000	0,85	0,87	0,86

Tabulka 5 - hodnoty simulovaných středních efektivních tlaků



Graf 4 - Charakteristiky středních efektivních tlaků

Stejně, jako u předchozích simulací, i zde dochází u upravených koncovek k velkému výkyvu v první polovině spektra otáček, ze stejného důvodu, jako při objemové plnicí účinnosti, dochází vlivem nižšího odporu ve výfukovém systému k dřívějšímu a rychlejšímu výplachu válců.

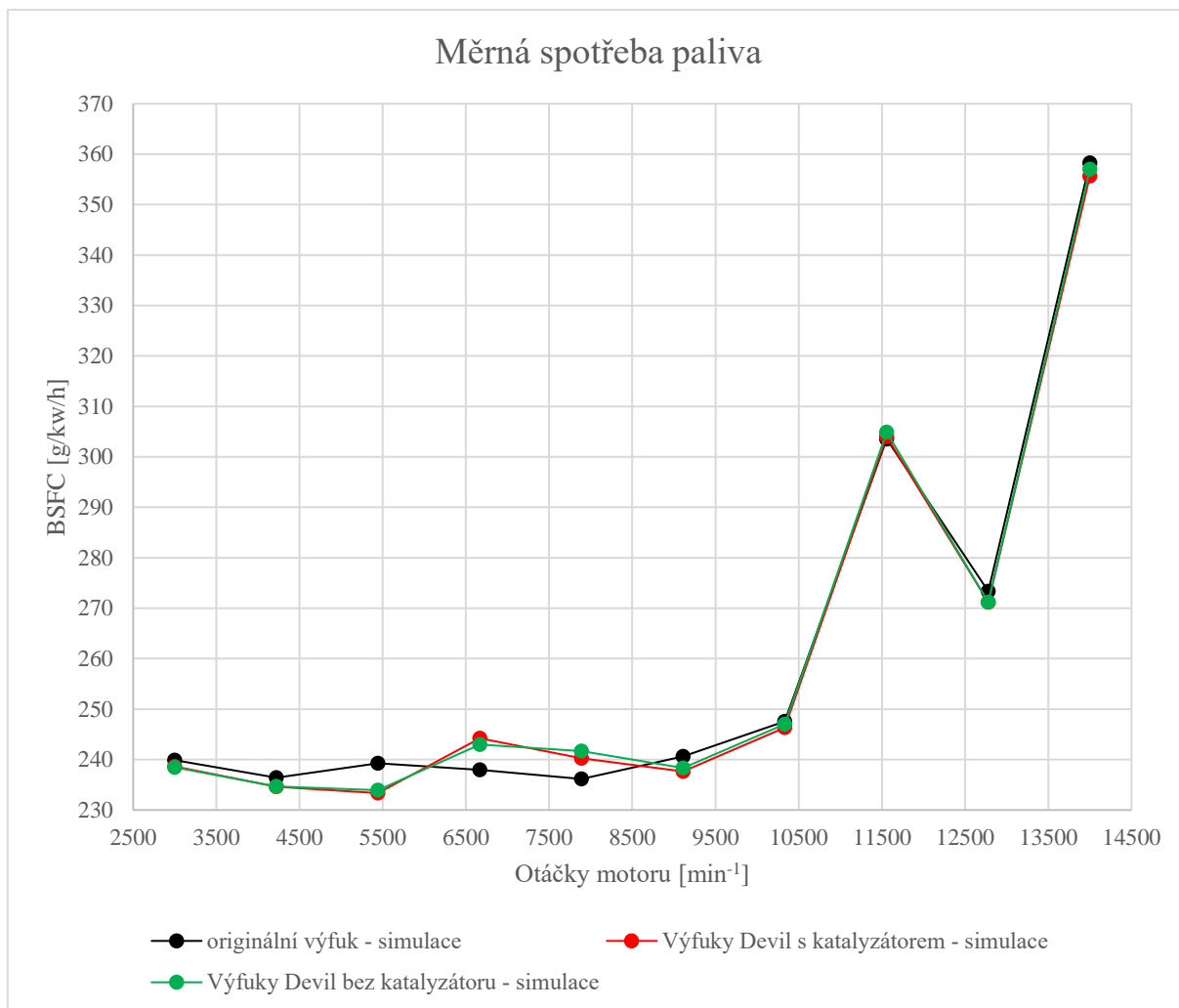
V otáčkách okolo  $9\,000\text{ min}^{-1}$  je opět vlivem rezonance vidět nárůst středního plnicího tlaku. Kdy tento nárůst je opět na poměry atmosférického motoru vysoký. Tento výkyv mohl být způsoben stejnou chybou, jako v případě objemové plnicí účinnosti motoru.

V druhé polovině spektra otáček je střední efektivní tlak ve válci u upravených koncovek Devil vyšší, než u originálních, s čímž korespondují i vyšší hodnoty efektivního výkonu a točivého momentu v těchto otáčkách.

### 8.2.5 MĚRNÁ SPOTŘEBA PALIVA

Otáčky [1/min]	originální výfuk - simulace [g/kW/h]	Výfuky Devil s katalyzátorem - simulace [g/kW/h]	Výfuky Devil bez katalyzátoru - simulace [g/kW/h]
3000	239,9	238,6	238,5
4222	236,4	234,6	234,7
5444	239,2	233,4	233,9
6667	238,0	244,2	243,0
7889	236,2	240,3	241,7
9111	240,6	237,7	238,3
10333	247,6	246,3	247,0
11556	303,6	304,0	304,9
12778	273,4	271,2	271,2
14000	358,3	355,7	357,0

Tabulka 6 - hodnoty simulovaných měrných spotřeb paliva



Graf 5 - charakteristiky měrných spotřeb paliva

Měrná spotřeba motoru s originálními a neoriginálními koncovkami se moc neliší, největší rozdíl je patrný opět v první polovině spektra otáček motoru. Kde je křivka měrné spotřeby u neoriginálních výfuků zakřivená obráceně. Je to dáno tím, že při propadu efektivního výkonu dojde ke snížení účinnosti. A tím pádem ke zvýšení spotřeby motoru.

S rostoucími otáčkami spotřeba roste také, jelikož do motoru jde více směsi vzduchu a paliva. Propad okolo  $13\ 000\ \text{min}^{-1}$  je způsoben podobným jevem, jako u propadu v  $5\ 500\ \text{min}^{-1}$ , čili se palivo mnohem lépe využije a pro získání potřebné práce je nutno dodat méně paliva.

Problém u neoriginálních koncovek nastane v momentě, kdy se motor motocyklu bude vyskytovat ve středním pásmu otáček (například při cestování konstantní rychlostí po dálnici), v tomto případě řidič motocyklu pocítí vyšší spotřebu paliva oproti sériovým koncovkám, bohužel ze zaměřený motocyklu vyplývá, že v těchto otáčkách se bude motor motocyklu vyskytovat po většinu doby provozu.

## ZÁVĚR

V této práci jsem se zabýval rozdíly mezi výfukovými systémy motocyklu Yamaha FZ6, kdy jsem porovnával originální tlumič výfuku od Yamahy s neoriginálním tlumičem od firmy Devil. Toto porovnání jsem provedl na motoru, který nebyl nijak jinak upraven. Tyto dva tlumiče se liší svojí konstrukcí a použitými materiály, díky tomu můžeme pozorovat rozdíly především v parametrech motoru, ale také například ve hmotnosti motocyklu, tento vliv však nebyl předmětem této práce.

Ve svých simulacích jsem se zabýval pěti kritickými parametry, které popisují vlastnosti motorů a pomocí kterých lze motory mezi sebou porovnávat. Tyto simulované parametry byly efektivní výkon motoru, točivý moment motoru, objemová plnicí účinnost motoru, střední efektivní tlak motoru a měrná spotřeba paliva motoru. Detailní porovnání parametrů mezi jednotlivými tlumiči hluku bylo provedeno v kapitole 8. Nyní bych výsledky rád shrnul celkově v dalším odstavci.

U originálního tlumiče výfuku je vidět, že výrobce motocyklu se snažil motor co nejvíce nastavit pro cestovní účely. Při běžném cestování se totiž motocykl nejčastěji vyskytuje ve středním spektru otáček motoru, tj. mezi  $5\,000\text{ min}^{-1}$  až  $8\,000\text{ min}^{-1}$ , kdy se motocykl i díky zpřevodování na nejvyšší rychlostní stupeň pohybuje v rozmezí rychlostí cca  $90\text{-}150\text{ km/h}$ . S provozem ve vyšších otáčkách se u motoru počítá jen na krátkou dobu, například při zrychlování na cestovní rychlost nebo při předjíždění.

U nesériových koncovek společnosti Devil je naopak vidět propad jednotlivých parametrů motoru ve středním pásmu otáček motoru, který je však kompenzován nárůstem efektivního výkonu ve vyšších otáčkách motoru. Výrobce se tak snažil u motor motocyklu naladit do sportovnějšího charakteru, kdy se počítá s tím, že se bude motor motocyklu vyskytovat ve vysokých otáčkách, například na závodním okruhu. Výhodou je že oproti sériové koncovce nenaroste spotřeba motocyklu při provozu ve vyšších otáčkách motoru.

Na výsledcích mne však překvapil fakt, že motor bez katalyzátoru vykazuje horší parametry než motor s katalyzátorem. Tento jev však může být způsoben nepřesným nastavením vlastností katalyzátoru v modelu, kdy katalyzátor měl natolik malý odpor, že proudění zplodin ve výfukovém potrubí nebránil, ale změna průřezu vyvolala tlakovou vlnu, která napomohla rezonanci ve výfukovém potrubí.

Ze simulovaných výsledků jsem tedy schopen říct, že změna koncovky výfuku má pozitivní vliv na maximální hodnoty jednotlivých parametrů motoru. Došlo k navýšení maximálního efektivního výkonu o  $1,5\text{ kW}$ , točivého momentu o  $3\text{ Nm}$  a středního efektivního tlaku o  $0,06\text{ MPa}$ . Důležitější, než maximální hodnoty jsou však průběhy jednotlivých parametrů. Hlavním rozdílem je posílení parametrů ve vyšším pásmu otáček na úkor středního pásma otáček motoru.

Z výše uvedených důvodů by tato úprava měla být zajímavá spíše pro řidiče, kteří vyznávají sportovnější styl jízdy před cestovním. Majitelé motocyklu, kteří se pohybují spíše ve středním pásmu by tato úprava mnoho výhod nepřinesla, krom nižšího točivého momentu a efektivního výkonu motoru v tomto pásmu by velkou nevýhodou byla i zvýšená spotřeba motoru.

V práci jsem splnil všechny cíle, které byly stanoveny v zadání.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] KOŽOUŠEK, Josef. *VÝPOČET A KONSTRUKCE SPALOVACÍCH MOTORŮ I*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978.
- [3] KOŽOUŠEK. *TEORIE SPALOVACÍCH MOTORŮ*. Druhé, přepracované. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971.
- [4] STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines. 3rd edition*. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950
- [5] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [6] KÖEHLER, Eduard. *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.
- [7] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva*. Praha: Computer Press, 2004. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 80-251-0207-6.
- [8] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.
- [9] CHLÍBEK, L. *Návrh výfukového potrubí pro vůz Formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [10] BEROUN, Stanislav. *Vozidlové motory* [online]. Liberec: TUL, 2005 [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: [www.kvm.tul.cz/studenti/texty/VOZMOT.pdf](http://www.kvm.tul.cz/studenti/texty/VOZMOT.pdf)
- [11] PRÁŠEK, M. *Optimalizace výfukového potrubí zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [12] BLAIR, Gordon P. *Empiricism and Simulation in the Design of the High Performance Four-Stroke-Engine*. Dearborn, Michigan: Society of Automotive Engineers, 1998. ISSN 0148-7191.
- [13] MALOŇOVÁ, Kristýna. *Elektrická vodivost uhlíkových nanokompozitů*. Zlín, 2008. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce Doc. Ing. Jarmila Vilčáková, Ph.D.
- [14] ŠELONG, V. *Komplexní výpočtový model spalovacího motoru*: diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2018, 80 s. Vedoucí práce: Dresler, P.

- [15] ŠTĚTINA, Josef. Teorie spalovacích motorů: Emise výfukových plynů. In: *Intranet* [online]. Brno: Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2018, 17.11.2018 [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: <https://1url.cz/@ProStudenty>. Prezentace do předmětu TSM.
- [16] BRUGÁR, Patrik. *Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli Student*. Praha, 2018. Bakalářská práce. ČVUT Fakulta Strojní. Vedoucí práce Ing. Libor Červenka, Ph.D.
- [17] Akrapovic Slip-On SP Series Exhaust System: for the Yamaha FZ 6, FZ 6 Fazer (2004). Ljubljana, 2004.
- [18] ČERNÝ, R. Výpočtová studie Millerova cyklu benzínového motoru s turbodmychadlem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 112 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Adam Vondrák
- [19] FORMAN, Zdeněk. Spalovací motory. *Strojnictví* [online]. Děčín: VOŠ a SPŠ strojní, stavební a dopravní Více zde: <https://strojarna.webnode.cz/> [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://files.strojarna.webnode.cz/200000012-5fc5660bf5/MOTORY-%20teorie.pdf>
- [20] Yamaha 2007 FZ6 Engine Motor Crankcase Crank Cases Block 1B3-15100-01-00 Be the first to write a review. In: *Ebay* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/itm/Yamaha-2007-FZ6-Engine-Motor-Crankcase-Crank-Cases-Block-1B3-15100-01-00-/113692137163>
- [21] 2009 YAMAHA FZ6 ENGINE CRANKSHAFT CRANK SHAFT 5SL-11411-00-00. In: *Rubber side up: Used parts ready to use* [online]. Halton city [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.rubbersideup.com/2009-yamaha-fz6-engine-crankshaft-crank-shaft-5sl-11411-00-00>
- [22] Crankshaft and piston assembly. In: *Moto lights* [online]. Liberec [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.motolights.cz/pd/picown2/416584.png>
- [23] FZ6-SS, FZ6-SSC: Service Manual. USA, 2003.
- [24] Camshaft assembly. In: *Motolights* [online]. Liberec [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://www.motolights.cz/pd/picown2/416586.png>
- [25] Procesy ve spalovacích motorech. In: *Škoda auto* [online]. Mladá Boleslav [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/01/19\\_Motory.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/01/19_Motory.pdf)
- [26] GSX750F 1989-1997 Exhaust System 300mm Oval Stainless Silencer. *Black Widow Exhausts: Performance Exhaust Systems* [online]. Roxton [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.blackwidowexhausts.co.uk/gsx750f-1989-1997-exhaust-system-300mm-oval-stainless-silencer-2525-p.asp>
- [27] 2009 YAMAHA FZ6 EXHAUST HEADER PIPES MANIFOLD 4S8-14610-00-00. *Ebay* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/itm/2009-YAMAHA-FZ6-EXHAUST-HEADER-PIPES-MANIFOLD-4S8-14610-00-00-/173186544275>



- [28] Yamaha Fz6 Fazer Stock Exhaust Modification. *You Tube* [online]. 2014 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [https://www.youtube.com/watch?v=\\_jiHLCefvso](https://www.youtube.com/watch?v=_jiHLCefvso)
- [29] Montage echappement sport sur FZ6. *Le foruMZ* [online]. 2010 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://forum.moto-mz.fr/viewtopic.php?id=3664>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

A	[-]	Koeficient Wiebeho rovnice
A	[-]	Annandův koeficient A pro otevřený/uzavřený cyklus
B	[-]	Annandův koeficient B pro otevřený/uzavřený cyklus
BMEP	[MPa]	Střední efektivní tlak ve válci
BSFC	[g·kW <sup>-1</sup> ·h]	Měrná efektivní spotřeba paliva
C	[-]	Annandův koeficient C pro uzavřený cyklus
D <sub>cyl</sub>	[m]	Vrtání válce
dQ/F	[W·m <sup>-2</sup> ]	Přenos tepla na jednotku plochy
h	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Koeficient přenosu tepla
k	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Tepelná vodivost plynů ve válci
l <sub>oj</sub>	[mm]	Délka ojnice
M	[-]	Koeficient Wiebeho rovnice
m <sub>air</sub>	[kg]	Hmotnost směsi ve válci
m <sub>air_supplied</sub>	[kg]	Hmotnost směsi dodané do válce
mfrac	[-]	Hmotnostní poměr spáleného plynu při úhlu klikové hřídele 0°
M <sub>MAX</sub>	[Nm]	Nejvyšší točivý moment motoru
m <sub>resid</sub>	[kg]	Hmotnost neodvedených zplodin ve válci
N <sub>CYL</sub>	[-]	Počet ventilů na válec
n <sub>Mmax</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky při max. točivém momentu
n <sub>Pmax</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky při maximálním výkonu
N <sub>S</sub> /N <sub>V</sub>	[-]	Počet sacích/výfukových ventilů
øD	[mm]	Vrtání
øD <sub>D</sub>	[mm]	Průměr dříku obou ventilů
øD <sub>S</sub>	[mm]	Průměr talířku sacího ventilu
øD <sub>V</sub>	[mm]	Průměr talířku výfukového ventilu
P <sub>MAX</sub>	[kW]	Nejvyšší výkon motoru
Re	[-]	Reynoldsovo číslo založené na střední pístové rychlosti a vrtání motoru
SO	[°]	Sací ventil otevírá před HŮ
SZ	[°]	Sací ventil zavírá za DŮ
T <sub>gas</sub>	[K]	Teplota plynů
T <sub>wall</sub>	[K]	Teplota stěny válce
VO	[°]	Výfukový ventil otevírá před DŮ

$V_{sp}$	[cm <sup>3</sup> ]	Objem spalovacího prostoru
$V_z$	[cm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem
$VZ$	[°]	Výfukový ventil zavírá po HÚ
$Z$	[mm]	Zdvih
$Z_v$	[mm]	Zdvih vačky (roven zdvihu ventilu)
$\alpha_s$	[°]	Úhel otevření sacích ventilů
$\alpha_{střih}$	[°]	Střih ventilů
$\alpha_v$	[°]	Úhel otevření výfukových ventilů
$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\theta$	[°]	Aktuální úhel natočení klikového hřídele po zapálení směsi během spalování
$\theta_b$	[°]	Celkový úhel klikového hřídele, po jaký probíhá spalování
$\lambda$	[-]	Stechiometrický koeficient
$\Lambda$	[-]	Výplachový poměr

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - motocykl Yamaha FZ6 Fazer s výfukovými koncovkami Devil Exhaust.....	10
Obrázek 2 - blok válců motoru Yamaha FZ6 spolu s písty <sup>[20]</sup> .....	11
Obrázek 3 - Klikový hřídel Yamaha FZ6 <sup>[21]</sup> .....	12
Obrázek 4 - Sestava klikové hřídele, ojnice a pístu Yamaha - FZ6 <sup>[22]</sup> .....	13
Obrázek 5 - sestava hlavy spolu s ventily Yamaha FZ6 <sup>[23]</sup> .....	14
Obrázek 6 - sestava rozvodů DOHC Yamaha FZ6 <sup>[24]</sup> .....	15
Obrázek 7 - PV diagram spalovacího motoru <sup>[25]</sup> .....	16
Obrázek 8 - výfukové svody 4-1, Suzuki GSX 750 F <sup>[26]</sup> .....	19
Obrázek 9 - Výfukové svody 4-2-1, Yamaha FZ6 <sup>[27]</sup> .....	19
Obrázek 10 - schéma třícenného katalyzátoru <sup>[15]</sup> .....	22
Obrázek 11 - závislost emisí zážehového motoru na stechiometrickém poměru <sup>[15]</sup> .....	22
Obrázek 12 - schéma odpojovacího ventilu <sup>[22]</sup> .....	23
Obrázek 13 - Membránový (jazýčkový) ventil <sup>[22]</sup> .....	24
Obrázek 14 - schéma vedení hadic a zapojení systému sekundárního vzduchu <sup>[22]</sup> .....	24
Obrázek 15 - absorpční tlumič <sup>[9]</sup> .....	25
Obrázek 16 - reflexní tlumič <sup>[9]</sup> .....	26
Obrázek 17 - interferenční tlumič <sup>[9]</sup> .....	26
Obrázek 18 - řez originálním tlumičem hluku Yamaha FZ6 <sup>[28]</sup> .....	27
Obrázek 19 - schéma proudění plynů v originálním tlumiči Yamaha FZ6.....	28
Obrázek 20 - Neoriginální tlumiče od firmy Devil <sup>[29]</sup> .....	29
Obrázek 21 - Diagram časování vaček motoru Yamaha FZ6.....	31
Obrázek 22 - simulační model motoru Yamaha FZ6 s originálním výfukovým systémem ....	35
Obrázek 23 – Simulační model motoru Yamaha FZ6 s neoriginálními koncovkami Devil ....	36
Obrázek 24 - Simulační model motoru Yamaha FZ6 s neoriginálními koncovkami Devil, bez katalyzátoru.....	36
Obrázek 25 - Měření výkonu sériové a upravené koncovky spolčenosti Akrapovič <sup>[17]</sup> , kde 1 Hp = 0.746 kW.....	37