

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Návrh úprav ke snížení mechanických ztrát
ventilového rozvodu motoru Yamaha YZF R6**

Potential modifications to reduce mechanical losses
in Yamaha YZF R6 engine valvetrain



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Martin Vokurka

Vedoucí práce: Ing. Jan Valášek

Praha, 2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vokurka** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **381271**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh úprav ke snížení mechanických ztrát ventilového rozvodu motoru Yamaha YZF R6

Název diplomové práce anglicky:

Potential modifications to reduce mechanical losses in Yamaha YZF R6 engine valvetrain

Pokyny pro vypracování:

Analyzujte mechanismus rozvodů motoru Yamaha R6 a navrhnete jeho úpravy z hlediska snížení mechanických ztrát pro použití ve voze Formula Student týmu CTU CarTech. Použijte dostupné metody a analyzujte jednotlivé komponenty (materiály, tuhosti, kvalita povrchu). Vytvořte simulační model mechaniky ventilového rozvodu daného motoru. Výpočetní model kalibrujte pomocí měřených dat (možné využít podpory společnosti EATON). Na základě výpočtového modelu navrhnete úpravy ventilového rozvodu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Valášek, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

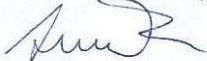
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

,

Datum zadání diplomové práce: **24.10.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2017**

Platnost zadání diplomové práce: _____



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

9.11.2016

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Abstrakt

Tato práce se zabývá mechanickými ztrátami v rozvodovém mechanismu motoru Yamaha YZF R6, který složí k pohonu monopostu týmu CTU CarTech určeném pro soutěže Formula Student/SAE.

Cílem je analyzovat mechanismus ventilového rozvodu, vytvořit výpočetní model pro predikci mechanických ztrát rozvodového mechanismu, ten kalibrovat dle naměřených dat a na jeho základě navrhnout úpravy pro jejich snížení.

Dále tato práce pojednává o zhodnocení přínosu aplikace DLC povlaku na zdvihátka a o návrhu ventilové pružiny.

Abstract

This thesis is dedicated to reduction of friction losses in Yamaha YZF R6 engine valvetrain. The engine is used in CTU CarTech team monopost, which is designed to compete in Formula Student/SAE events.

The aim of this work is the valvetrain analysis, simulation model creation and with measured data the model calibration. Based on the calibrated model were designed modifications to friction losses reduction.

This work include design of valve springs and evaluation of application of DLC coatings on lifters.

Klíčová slova

ventilový rozvod, Yamaha YZF R6, spalovací motor, mechanické ztráty, simulace, analýza, ventilové pružiny, aplikace povlaků, Formula Student/SAE

Key words

valvetrain, Yamaha YZF R6, combustion engine, mechanical losses, simulation, analysis, valve springs, coating application, Formula Student/SAE

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval především vedoucímu práce Ing. Janu Valáškoví za cenné rady, obětavost a čas, který mi věnoval. Dále Ing. Radku Tichánkoví Ph.D. za jeho odborné konzultace, firmě EATON za realizaci měření a závěrem mým nejbližším, protože bez jejich podpory by tato práce nevznikla.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za vedení vedoucího práce a konzultantů. Všechny použité informační zdroje a literaturu jsem uvedl v seznamu použité literatury.

V Praze 4.1.2017

Martin Vokurka

Obsah

1. Úvod	8
2. Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů	9
2.2. Požadavky na rozvodový mechanismus čtyřdobého spalovacího motoru ..	9
2.3. Hlavní komponenty ventilových rozvodů	9
2.3.1. Ventil	9
2.3.2. Ventilová sedla	10
2.3.3. Vodítko ventilu	10
2.3.4. Ventilová pružina	11
2.3.5. Opěrný talířek a zajišťovací klínky	12
2.3.6. Vačkový hřídel	12
2.4. Rozdělení rozvodových mechanismů čtyřdobých spalovacích motorů	13
2.4.1. SV	13
2.4.2. OHV	13
2.4.3. OHC, DOHC	14
2.4.4. Desmodromický rozvod	15
2.4.5. CIH, HC	15
2.4.6. IOE	16
2.4.7. Šoupátkový rozvod	17
2.5. Pohon rozvodového mechanismu	18
2.5.1. Ozubená kola	18
2.5.2. Královský hřídel	19
2.5.3. Řetěz	19
2.5.4. Ozubený řemen	20
2.6. Nekonvenční konstrukce rozvodů	21
2.6.1. Fiat MultiAir	22
2.6.2. Freevalve	22
3. Formula Student/SAE	24
3.1. Pravidla soutěží Formula Student/SAE – Combustion	25
3.2. CTU CarTech	26
4. Mechanické ztráty ve spalovacím motoru	27
4.1. Tření	27

5.	Rozbor ventilového rozvodu Yamaha YZF R6	29
5.1	Yamaha YZF R6	29
5.2.	Ventilový rozvod motoru Yamaha YZF R6	29
5.3.	Materiálová analýza rozvodového mechanismu motoru Yamaha YZF R6	30
5.4.	Ventilové pružiny.....	31
5.4.1.	Měření ventilových pružin	32
5.4.2.	Vyhodnocení měření tuhosti pružin.....	33
5.5.	Měření hmotnosti komponent ventilového rozvodu	33
5.6.	Měření drsnosti vybraných ploch.....	34
5.7.	Měření točivého momentu potřebného k pohonu ventilového rozvodu	35
5.7.1.	Diskuse měření.....	36
5.7.2.	Vyhodnocení měření točivého momentu	37
6.	Analýza rozvodu pomocí programu GT-Suite 7.4	39
6.1.	Program GT-Suite	39
6.1.1.	Quasi-Dynamická analýza	39
6.2.	Analýza ventilových pružin	40
6.2.1.	<i>Spring margin</i>	40
6.2.2.	Tvorba výpočetního modelu pro analýzu pružin	40
6.2.3.	Výsledky analýzy pružin.....	41
6.2.4.	Závěry analýzy ventilových pružin.....	42
6.3.	Tvorba simulačního modelu pro predikci třecích ztrát	42
6.3.1.	Nastavení výpočtu.....	44
6.3.2.	Kalibrace výpočetního modelu	44
6.3.3.	Quasi-Dynamický model	46
7.	Návrh úprav rozvodového mechanismu	47
7.1.	<i>Diamond Like Carbon coating</i>	47
7.1.1.	Titankote™ C14.....	48
7.2.	ANS TriboConditioning.....	49
7.3.	Úprava ventilů.....	49
7.4.	Úprava ventilových vodítek	50
8.	Návrh ventilových pružin.....	51
8.1.	Volba materiálu.....	51
8.2.	Návrh ventilové pružiny pomocí modulu VT-design	52

8.2.1.	Kontrola nově navržené pružiny pomocí QDA.....	54
9.	Zhodnocení přínosu úprav.....	54
9.1.	Vliv profilu vačkových hřídelů.....	55
9.2.	Aplikace povlaků DLC.....	56
9.3.	Vliv snížené tuhosti pružin.....	58
9.4.	Snížení tuhosti pružin a aplikace DLC.....	59
9.5.	Shrnutí.....	60
10.	Závěr.....	61
	Seznam použitých zkratk.....	62
	Seznam použitých informačních zdrojů.....	63
	Seznam zdrojů převzatých obrázků.....	66
	Seznam příloh.....	68
	Příloha 1 – Protokoly z měření drsností.....	69
	Příloha 2 – Graf změřeného průběhu tlaku oleje	
	 v závislosti na otáčkách motoru.....	77
	Příloha 3 – Empirický výpočet velikosti třecích ztrát	
	 v rozvodovém mechanismu.....	77
	Příloha 4 – Porovnání ztrátového momentu v uložení vačkového hřídele.....	79
	Příloha 5 – Profily vačkových hřídelů.....	79
	Příloha 6 – Průběhy <i>spring margin</i>.....	80
	Příloha 7 – Náhled stavby výpočetních modelů.....	83

1. Úvod

Seriál závodů Formula Student/SAE poskytuje studentům možnost zhmotnit své sny, vyzkoušet si studiem nabyté dovednosti a motivuje je dále prohlubovat své znalosti. Může sloužit i jako první krok na cestě do profesionálního motorsportu.

V České republice se první soutěžní vůz dle pravidel tohoto seriálu začal rodit roku 2007 na půdě *Strojní fakulty Českého vysokého učení technického v Praze*. Druhá generace vozu již ukázala, že CTU CarTech není na soutěžích jen do počtu. Během následujících let sbíral tým zkušenosti a pokračoval ve vlastním vývoji. Jeho členové dokázali, že jsou schopni navrhnout a vyrobit vůz, který nejen udrží krok se světovou špičkou, ale je schopen se s ní utkat i v souboji o cenné kovy.

Již od prvního monopostu tým zůstal věrný osvědčené čtyřválcové pohonné jednotce původem z motocyklu Yamaha YZF R6. Zejména v posledních několika letech se na tomto motoru událo velké množství změn. Bylo upraveno převodové ústrojí, tvary vačkových hřídelů a celý systém sání motoru včetně vstřikování paliva.

Limitem spalovacích motorů používaných pro vozy seriálu Formula Student/SAE je restrikce v sání, která významně omezuje výkonové parametry motoru. Možností, jak i přes negativní vliv restriktoru získat z motoru větší výkon, je zvýšení jeho účinnosti. Jedním z dílčích kroků je i redukce mechanických ztrát. Snížení mechanických ztrát se příznivě projeví na hodnotě maximálního výkonu a pomůže i snížení spotřeby paliva, což je bod, kolem kterého se dnes točí celý motoristický svět.

Tato práce si klade za cíl snížení třecích ztrát v rozvodovém mechanismu zmíněného motoru při jeho použití pro pohon vozu určeného pro seriál Formula Student/SAE. K tomu má jako nástroj posloužit simulační software *GT-Suite*, kde bude s podporou měřených dat vytvořen model pro predikci třecích ztrát, na jehož základě budou navrženy úpravy skutečného rozvodového mechanismu.

2. Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů

Úkolem ventilových rozvodů čtyřdobých spalovacích motorů je zabezpečit přísun čerstvé náplně do spalovacího prostoru, zajistit správný pohyb směsi ve spalovacím prostoru a umožnit co nejlepší odvod spalin.

2.2. Požadavky na rozvodový mechanismus čtyřdobého spalovacího motoru

Rozvodový mechanismus musí plnit svou funkci za všech podmínek, které mohou u spalovacího motoru nastat. K zavření i otevření ventilů musí dojít vždy v přesně definovaný časový okamžik dle navržené zdvihové křivky. Rozvodový mechanismus musí být spolehlivý a s ohledem na provozní režimy motoru také dostatečně tuhý, aby nedocházelo k jeho kmitání. Hmotnost pohybujících se dílů by měla být minimální a mechanické ztráty v rozvodovém mechanismu by měly být co nejvíce redukovány.

2.3. Hlavní komponenty ventilových rozvodů

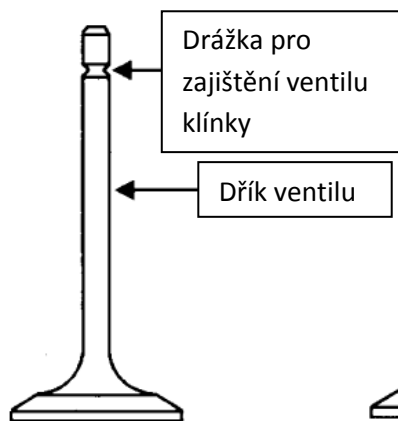
2.3.1. Ventil

Úkolem ventilů je uzavřít spalovací prostor a umožnit výměnu jeho náplně. Sací ventily se od výfukových konstrukčně i materiálově liší, především z důvodu vyššího tepelného namáhání na straně výfuku.

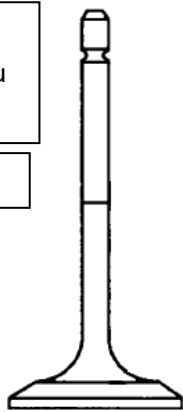
Sací ventil bývá vyroben z jednoho kusu kalitelné oceli [Obr. 1]. Výfukové ventily mohou být složené ze dvou částí [Obr. 2]. Talířek ventilu a spodní část dříku se vyrábí z tepelně odolného materiálu, nejčastěji z austenitické oceli, případně z niklových slitin. Horní část dříku potom bývá vyrobena z martenzitické oceli. Exponovaná místa talířku mohou být opatřena návary. Spektrum používaných materiálů je však široké. Stále častěji se uplatňují slitiny titanu.

V případě vysokovýkonných motorů, kde by docházelo k přehřívání výfukových ventilů, se používají tzv. ventily s vnitřním chlazením [Obr. 3]. Jádrem ventilu je vyplněno látkou, která při pohybu ventilu osciluje ve vymezeném prostoru a tím umožňuje vyšší odvod tepla ze spodní části ventilu. Chladicí látkou uvnitř ventilu je nejčastěji sodík v kombinaci s inertním plynem.

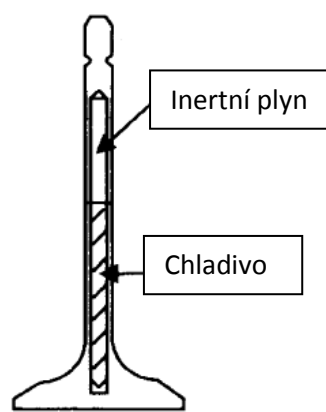
[1, 2]



Obr. 1 - Jednodílný ventil [I]



Obr. 2 - Dvoudílný ventil [I]



Obr. 3 - Ventil s vnitřním chlazením [I]

2.3.2. Ventilová sedla

Ventilové sedlo je část hlavy motoru, která vytváří dosedací plochu pro talířek ventilu. Slouží tedy, spolu s ventilem, k utěsnění spalovacího prostoru a má zásadní vliv na odvod tepla z ventilu. Šíře ventilového sedla je vždy kompromisem mezi těsností a maximálním odvodem tepla. Tvar sedla významně ovlivňuje proudění plynu při otevřeném ventilu.

Ventilové sedlo může být vyfrézováno přímo v hlavě motoru, častěji jde o zalisovanou součást [Obr. 4] nebo návar z jiného materiálu, než je materiál hlavy. Ventilové sedlo musí odolávat vysokým teplotám, korozivním plynům a musí být odolné vůči otlacení.

[1, 2]



Obr. 4 – Zalisované ventilové sedlo poruchový stav [II]

2.3.3. Vodítko ventilu

Jak již název napovídá, ventilové vodítko [Obr. 5] slouží k axiálnímu vedení dříku ventilu, zajišťuje kolmé dosedání ventilu na plochu ventilového sedla a odvádí teplo z ventilu. V litinových hlavách mohou být vodítka vyrobená přímo. V ostatních

případech se nejběžněji používá litinová, případně bronzová vložka. Na vodítku ventilu je umístěno břitové těsnění [Obr. 6], které zabraňuje nadměrnému úniku mazacího oleje z hlavy motoru do sacích, či výfukových kanálů.

[2]



Obr. 5 - Ventilová vodítka [III]



Obr. 6 - Břitové těsnění dříku ventilu [IV]

2.3.4. Ventilová pružina

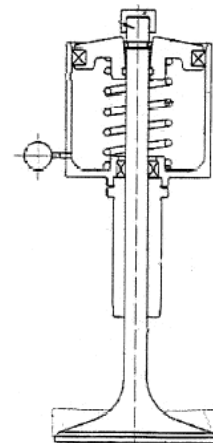
Ventilová pružina zajišťuje uzavření ventilu a jeho správné dosednutí do sedla. Zároveň zajišťuje, při otevírání a zavírání ventilu, kontakt zdvihátka/vahadla s vačkou. Tuhost pružiny musí být taková, aby při provozu motoru nedocházelo ke ztrátě kontaktu mezi ventilem a vačkou. Přílišná tuhost pružiny však zvětšuje mechanické ztráty a namáhání jednotlivých komponent. Ventilová pružina se během provozu nesmí dostat do stavu rezonance, protože by došlo, vlivem jejich vlastních kmitů, ke ztrátě kontaktu ventilu s vačkou.

Nejčastěji se používají ocelové vinuté pružiny. Ty mohou být v nejjednodušším případě válcové s kruhovým průřezem drátu. Pro zlepšení modálních vlastností se používají válcové pružiny s oválným průřezem drátu, soudečkové a kuželové pružiny nebo dvě sousední pružiny s opačným směrem vinutí [Obr. 7], kdy třením pružin o sebe dochází k útlumu jejich kmitání.

Pro velmi vysoké otáčky se vinuté pružiny nahrazují použitím desmodromického rozvodu nebo pružinou pneumatickou [Obr. 8].



Obr. 7 – Kuželová pružina s vloženou vnitřní pružinou [V]

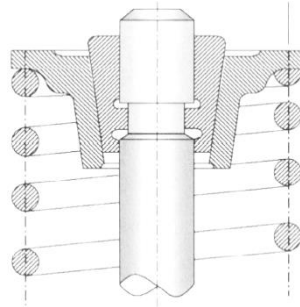


[1, 2, 3]

Obr. 8 – Průřez pneumatickou pružinou Renault Standard [VI]

2.3.5. Opěrný talířek a zajišťovací klínky

Spojení ventilové pružiny s ventilem je v naprosté většině případů realizováno pomocí opěrného talířku a dvou klínků [Obr. 9], které jsou zaklesnuté v drážce na dřívku ventilu. Klínky jsou na svém místě udržovány talířkem, na který působí síla ventilové pružiny.



Obr. 9 – Zajištění dřívku ventilu v opěrném talířku [1]

2.3.6. Vačkový hřídel

Vačkový hřídel [Obr. 10] slouží k ovládnutí pohybu ventilů. Rotační pohyb vačky je pomocí vahadla, případně zdvihátka transformován v lineární pohyb ventilu. Vačkový hřídel se skládá z palců vačkových profilů a čepů, které slouží ke spojení jednotlivých palců a k uložení hřídele v ložiskách. Vačkové hřídele bývají často duté, z důvodu úspory hmotnosti. Lze se také setkat s využitím dutiny k rozvodu motorového oleje.

Vačkové hřídele jsou nejčastěji ocelové. Činné plochy bývají obvykle povrchově tvrzeny například kalením či nitrídováním.

Téma vačkových hřídelů obecně je velmi obsáhlé a komplexní. Profily vačkových palců značně ovlivňují výkonové parametry spalovacího motoru. Zabývat se vačkovými hřídeli detailněji není předmětem této práce.

[1, 2]



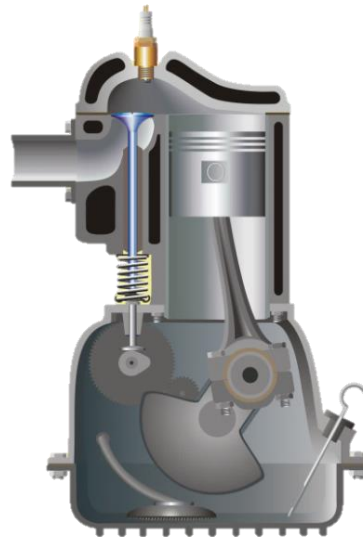
Obr. 10 – Vačkové hřídele motoru Yamaha YZF R6 (Sací v přední části, výfukový v pozadí)

2.4. Rozdělení rozvodových mechanismů čtyřdobých spalovacích motorů

2.4.1. SV

Rozvod SV (z anglického *Side Valve*) [Obr. 11] se skládá z ventilů, zdvihátka, ventilové pružiny a vačkového hřídele. Vačkový hřídel je poháněn ozubením přímo od klikového hřídele, ventil je umístěn rovnoběžně s osou válce. Toto řešení je výrobně nenáročné a tedy i levné. Velkou nevýhodou představuje tvar spalovacího prostoru. Je možné dosáhnout pouze relativně nízkého kompresního poměru (9:1 [4]). Spalovací prostor má velký povrch, dochází tedy k velkému odvodu tepla, což má negativní vliv na účinnost motoru.

Dnes se toto řešení používá především u malých motorů zahradní techniky.



[1, 4]

Obr. 11 – Schéma motoru s ventilovým rozvodem SV [VII]

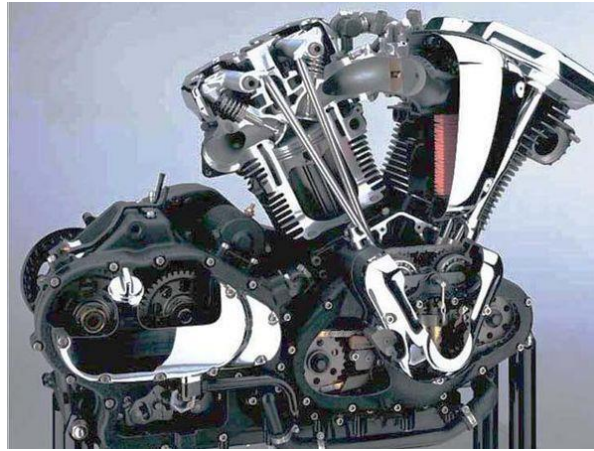
2.4.2. OHV

OHV (z anglického *Over Head Valve*) je typ rozvodového mechanismu, který se skládá z ventilu, ventilové pružiny, vahadla, zdvihací tyčky, zdvihátka a vačkového hřídele. Vačkový hřídel je umístěn ve spodní části motoru a je poháněn nejčastěji ozubenými koly přímo od klikového hřídele. Přes zdvihátko a tyčku je ovládáno vahadlo umístěné, spolu s ventily, v hlavě válců.

Toto řešení je výhodné pro motory s válci uspořádanými do tvaru písmene V [Obr. 12], protože odpadá nutnost použití více vačkových hřídelů. Nevýhodou je

vyšší posuvná hmota rozvodů a nízká tuhost způsobená použitím zdvihací tyčky. Nehodí se proto pro motory dosahující vysokých otáček.

[1, 2]

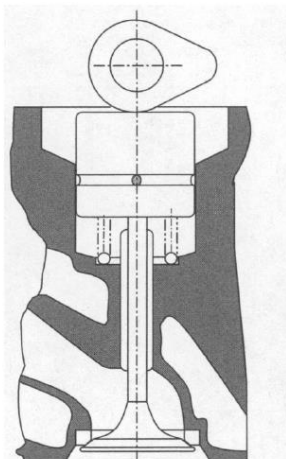


Obr. 12 – Průřez motorem Harley Davidson vybaveným rozvodem OHV [VIII]

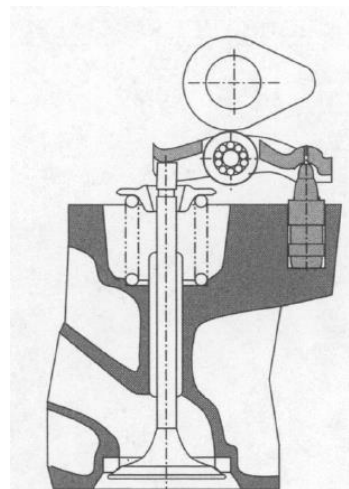
2.4.3. OHC, DOHC

OHC/DOHC (z anglického *Over Head Camshaft, Double Over Head Camshaft*) představuje řešení ventilového rozvodu používající jeden, případně dva vačkové hřídele uložené v hlavě válců. Ventily mohou být ovládané přímo vačkovým hřídelem přes hrníčkové zdvihátko (v angl. literatuře označováno jako *Type I*) [Obr. 13], případně přes vahadlo (v angl. literatuře označováno jako *Type II*) [Obr. 14].

Varianta s přímo ovládanými ventily je výhodná svou vysokou tuhostí, která umožňuje použití tohoto řešení pro motory pracující ve vysokých otáčkách. Méně výhodná už je tato konfigurace z hlediska třecích ztrát, zvláště v porovnání s jiným uspořádáním, které je opatřeno kladkou uloženou ve valivých ložiskách, umístěnou mezi vačkovým hřídelem a vahadlem.



Obr. 13 – Schéma rozvodu OHC – Type I [I]



Obr. 14 – Schéma rozvodu OHC – Type II [I]

[2, 5]

2.4.4. Desmodromický rozvod

Desmodromický rozvodový mechanismus [Obr. 15] se skládá z ventilu, dvou vahadel, vratné pružiny spodního vahadla a dvou palců vačky. K otevření ventilu dochází přenesením pohybu z palce vačky vahadlem na ventil. Zavření ventilu není realizováno pružinou, tak jako u ostatních konstrukcí, ale zavíracím profilem vačkového hřídele přes zavírací vahadlo na své ose vybavené zkrutnou vratnou pružinou, která udržuje kontakt vahadla s ventilem.

Toto řešení je schopné pracovat i v extrémně vysokých otáčkách motoru, kdy by konvenční ventilová pružina nestihla ventil zavřít. Z pohledu mechanických ztrát je zde absence ventilové pružiny výhodou. Nevýhodou systému je ovšem jeho složitost, výrobní cena a náročnost na přesné seřízení.

V historii desmodromický ventilový rozvod používal například Mercedes-Benz v polovině 50. let 20. století ve svých vozech Formule 1. V dnešní době využívá toto řešení pouze výrobce motocyklů Ducati.

[1, 6]



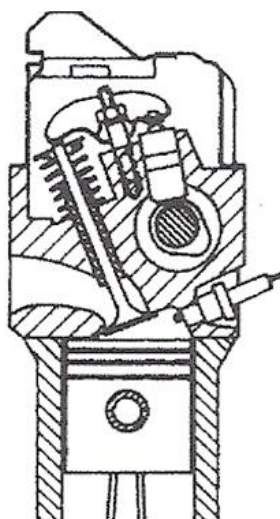
Obr. 15 – Ovládání ventilů desmodromického rozvodu [IX]

2.4.5. CIH, HC

Uspořádání ventilového rozvodu CIH (z anglického *Camshaft In Head*) [Obr. 16], v případě firmy BMW označováno jako HC (z anglického *High-mounted Camshaft*), je podobné typu OHV. Skládá se z téměř stejných částí jako rozvod OHV. Vačkový hřídel je však uložen v hlavě válců a posuvný pohyb je přenášen z vačkového hřídele na vahadlo přímo přes zdvihátko, chybí zde zdvihací tyčky.

Mechanismus je proto vůči OHV výrazně tužší a i hmotnost pohybujících se částí je nižší. Nevýhodou je větší vzdálenost mezi vačkovým a klikovým hřídelem, kterou je nutno překlenout.

[1, 7]



Obr. 16 – CIH, HC [X]

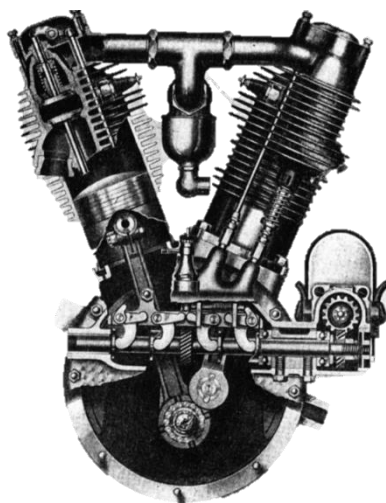
2.4.6. IOE

Provedení ventilového rozvodu typu IOE (z anglického *Intake Over Exhaust*, motory tímto rozvodem vybavené bývají v anglické literatuře označovány jako „*F-Head engine*“) [Obr. 17]. Tento typ uspořádání obsahuje prvky rozvodu SV a OHV. Sací ventil je umístěn standardně v hlavě válce a je přes vahadlo ovládán zdvihací tyčkou. Výfukový ventil je umístěn vedle válce stejně jako u rozvodu typu SV.

Výhodou tohoto řešení je možnost použití velkých průměrů ventilů, zejména sacího. Jinak řešení přebírá všechny nevýhody jak SV, tak OHV rozvodu.

V historii se lze setkat i s obráceným uspořádáním, tedy EOI (*Exhaust Over Intake*), které se ale příliš neujalo. Dnes se IOE ani EOI rozvod v konstrukci spalovacích motorů neuplatňuje.

[1, 7]



Obr. 17 – Historický průřez motorem vybaveným rozvodem IOE [XI]

2.4.7. Šoupátkový rozvod

Největší rozmach šoupátkových rozvodů proběhl počátkem 20. století, kdy světlo světa spatřilo množství různých více či méně komplikovaných řešení. Materiály a zpracování dílů nedosahovalo dostatečné kvality a docházelo k praskání ventilových pružin a k drolení ventilových sedel, východiskem pro řešení těchto problémů měl být právě rozvod šoupátky.

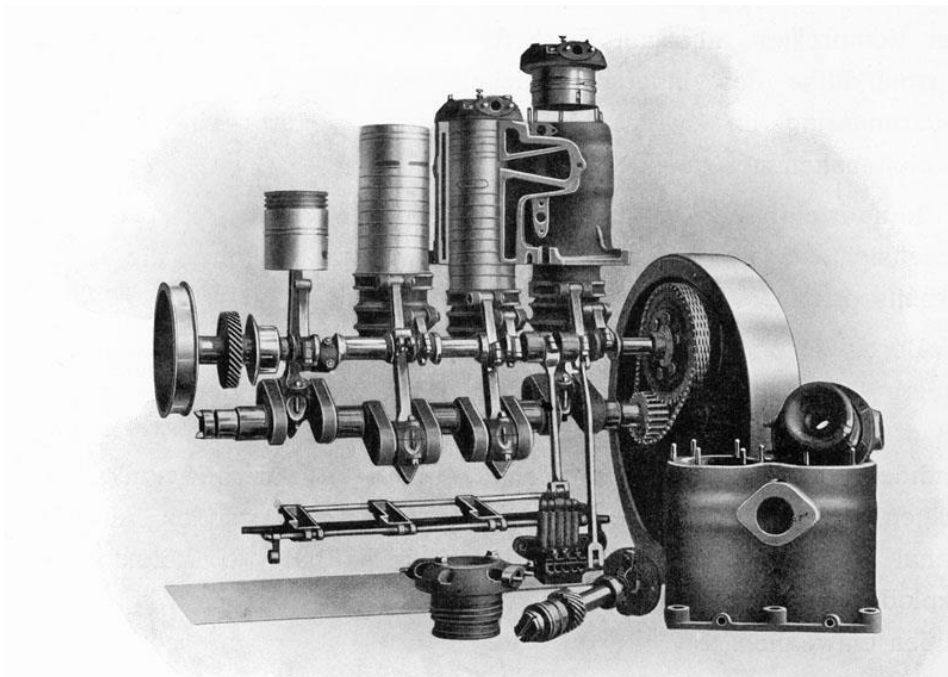
Jak již název napovídá, konvenční ventil je nahrazen posuvným či rotačním šoupátkem. Šoupátko může být umístěno v hlavě motoru (Bristol, Baer, Aspin) nebo co by pohyblivá vložka válce (Knight) [Obr. 18].

Výhodami rozvodu šoupátky jsou tichý, klidný chod a velké průtočné průřezy (průtočný průřez není ovlivněn dřikem ventilu).

Nevýhody představuje výrobní náročnost, kdy je nutná vysoká přesnost obrobení jednotlivých dílů, dále špatný odvod tepla z tělesa šoupátka a špatné mazání pohyblivých dílů. Na vysoce tepelně exponovaných místech docházelo kombinací obou faktorů k zadírání. Dalším problémem se týkal utěsnění – motory měly vysokou spotřebu motorového oleje.

Šoupátkový rozvod se dnes ve čtyřtákních spalovacích motorech nepoužívá.

[3, 8]



Obr. 18 – Dobové znázornění šoupátkového rozvodu Knight [XII]

2.5. Pohon rozvodového mechanismu

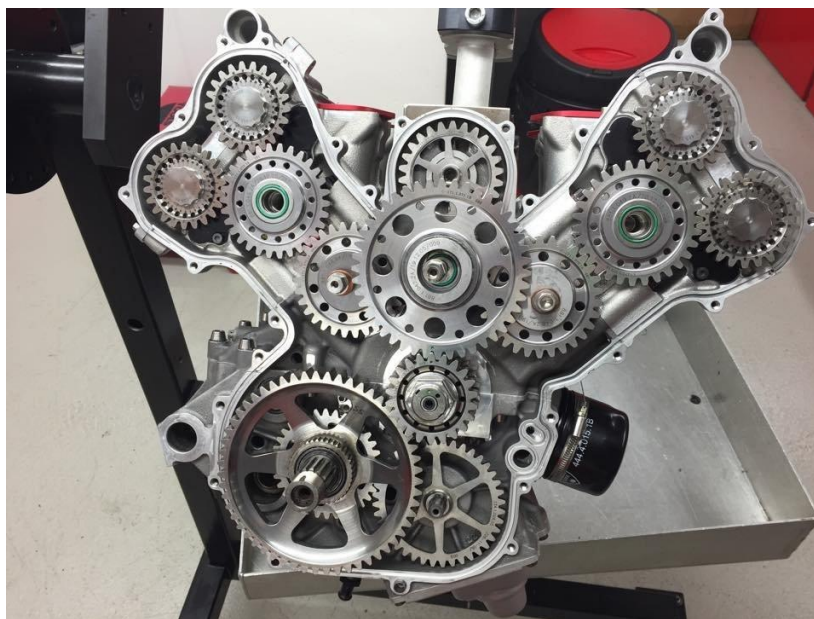
V konvenčním pojetí ventilového rozvodu je potřebný výkon pro pohon jednoho nebo více vačkových hřídelů odebírán na klikovém hřídeli. Mimo samotného přenosu hnacího výkonu je nutné, aby převod zajistil pevně a spolehlivě polohu vačkového, či vačkových hřídelů vůči hřídeli klikovému. Z principu čtyřtaktního motoru musí vačkový hřídel vykonat jednu otáčku na dvě otáčky hřídele klikového. Samotný přenos výkonu bývá pak realizován pomocí řešení uvedených níže.

2.5.1 Ozubená kola

Při převodu ozubenými koly [Obr. 19] jsou používána čelní ozubená kola. Pro zajištění klidného a nehlukného chodu se často používají ozubená kola se šikmým ozubením, což sebou nese nutnost zajistit zachycení axiálních sil. Tohoto řešení se využívá zejména pro pohon rozvodů typu OHV a SV. Pro pohon rozvodu typu OHV je nutné překonat větší vzdálenost. Je-li tedy použit pohon ozubenými koly, je jich zpravidla použito více, neboť dvě velká ozubená kola by nebyla příliš kompaktním řešením.

Ozubená kola mají velkou výhodu ve své bezúdržbovosti a vysoké spolehlivosti. Nevýhodami jsou potom vysoké náklady na přesnou výrobu, protože velké mezizubové vůle nejsou přípustné, vysoká pohybující se hmota rozvodového pohonu a hluk.

[1, 9]



Obr. 19 – Pohon rozvodu ozubenými koly – motor Ducati Desmosedici RR [XIII]

2.5.2 Královský hřídel

Pro překonání vzdálenosti mezi klikovým a vačkovým hřídelem u rozvodu typu OHC lze použít dvě kuželová (raritně šroubová) soukolí propojená tzv. královským hřídelem [Obr. 20]. Toto řešení zabírá poměrně málo prostoru a je spolehlivé. Nehodí se však příliš pro vysoké otáčky, je výrobně náročné, a tedy i drahé. Toto řešení je možné nalézt zejména u historických leteckých a motocyklových motorů.

[1, 9]



Obr. 20 – Průřez motorem Kawasaki W650 [XIV]

2.5.3. Řetěz

Řešením přenesení výkonu na delší vzdálenost, tedy nejčastěji při použití rozvodu OHC (s řetězem je však možné se setkat i u motorů vybavených rozvodem OHV), je použití řetězového převodu. V praxi se lze setkat se třemi druhy řetězů: válečkovým, pouzdrovým a ozubeným [Obr. 21]. U všech typů se z pravidla při použití v rozvodových mechanismech nepoužívají řetězové spojky, řetěz je vždy tzv. nekonečný.

Nejjednodušší konstrukcí je pouzdrový řetěz. Nehodí se pro vysoké otáčky, v případě potřeby může být užito i jeho víceřadé provedení.

Přidáním válečku do pouzdrového řetězu vznikne řetěz válečkový. Jeho výhodou je, díky otočnému válečku, snížená rychlost opotřebení a menší ztráty. Stejně jako u pouzdrového je možné použít víceřadou variantu.

Zubový řetěz se skládá z lamel. Ke kontaktu se zuby kola nedochází čepem (válečkem) ale plochami na těchto lamelách. Tento řetěz je vhodný pro nejvyšší výkony

i otáčky. Oproti výše zmíněným druhům řetězů je při provozu tišší. Spíše než v motorech automobilních se s ním lze setkat v motorech motocyklů.

Řetězový převod je při správné konstrukci a použití kvalitního materiálu bezúdržbový a spolehlivý. Jeho slabinou je hlučnost.

Pro řetězový převod je důležité jeho správné napnutí, aby nedocházelo ke zvýšenému namáhání hřídelů, v případě přílišného napnutí, případně k „přeskočení“ řetězu, při jeho malém napnutí. Správné napnutí řetězu je zajišťováno nejčastěji pomocí vodících lišt. Jedna z lišt bývá na svém konci uchycena otočně a na druhé straně na ni působí napínací mechanismus. Ten musí být schopen napnout řetěz požadovanou silou, i když dojde opotřebením k prodloužení řetězu. Napínací mechanismus může být mechanický, kdy se dopínání provádí pomocí šroubu (nutná pravidelná údržba, proto dnes jen motory pro závodní použití) nebo pomocí tlačné šroubové pružiny. V moderních motorech se nejčastěji kombinuje tlačná pružina s hydraulickým dopínáním. Pružina zde předpíná řetěz při startu motoru, než dojde k dopravení oleje do hydraulické části.

Výhodou řetězového převodu, stejně tak jako řemenového, je možnost pohánět jím další nezbytné příslušenství motoru.

[1, 9]



Obr. 21 – Typy rozvodových řetězů [XV]

2.5.4. Ozubený řemen

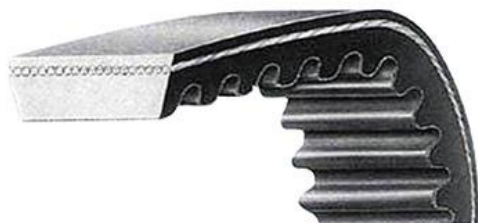
Používají se plastové řemeny vyztužené skelnými vlákny nebo ocelovými dráty [Obr. 22]. Často kromě rozvodů samotných slouží ještě k pohonu periferií motorů, například vodního čerpadla chladicího okruhu nebo vstřikovacího čerpadla u vznětových motorů. V literatuře se uvádí, že výhodou řemenového pohonu je malá hmotnost řemenu. Tuto výhodu bohužel stírá fakt, že používané řemenice [Obr. 23] jsou většího průměru než řetězové kolo vyhovující stejné aplikaci. Velkou výhodou

řemenového převodu je nepotřebnost mazání, nízké výrobní náklady a malá hlučnost. Řemen během provozu mění svou délku jen nepatrně, protože však dochází časem a opotřebením k degradaci materiálu, je nutné řemen relativně často měnit (běžně spolu s řemenicemi, napínací kladkou a jinými periferiemi, jako je např. již zmiňované vodní čerpadlo).

Přeskočení řemenu nebo porušení jeho celistvosti sebou nese riziko vážného poškození motoru, které nastane při kontaktu ventilů s pístem.

V nedávné minulosti se v konstrukci automobilních motorů důsledně odděloval řemenový převod od motorového oleje. Moderním trendem je ovšem použití ozubeného řemenu, který je ve styku s motorovým olejem. Průkopníkem tohoto řešení je firma Continental. Hlavní výhodou je zde značné prodloužení intervalu výměny řemenu a odpadnutí nutnosti těsnit rozvodovou šachtu od motorového oleje.

[1, 9]



Obr. 22 – Ozubený řemen [XVI]



Obr. 23 – Pohled do rozvodové šachty motoru Gilera Bi4 [XVII]

2.6. Nekonvenční konstrukce rozvodů

V dnešní době jsou na spalovací motory kladeny stále vyšší nároky z hlediska výkonu a i produkovaných emisí, což spolu s rozvojem řídicí elektroniky umožnilo spatřit světlo světa mnoha nekonvenčním řešením, která se zásadně liší od výše uvedených. Není úkolem se v rámci této práce zabývat všemi řešeními, proto zde bude uvedeno jen několik nejzajímavějších.

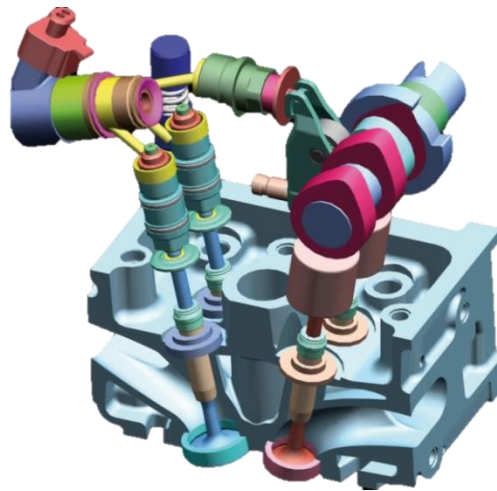
2.6.1. Fiat MultiAir

Výfukové ventily jsou ovládány vačkovým hřídelem umístěným v hlavě motoru přímo přes zdvihátka. Časování i zdvih jsou pevné.

Zajímavá část je na sací straně. Ventily jsou ovládány elektrohydraulicky. Na výfukovém vačkovém hřídeli jsou umístěny i palce, které působí svým pohybem přes vahadlo na pístky. Stlačením pístků dojde k vytvoření tlaku v hydraulickém okruhu, přes řídicí solenoidy se olej dostane k lineárnímu hydromotoru a ten otevírá sací ventily. Zavírány jsou pak standardní vinutou pružinou. Systém je vždy společný pro obsluhu jednoho válce – jsou zde použity dva sací a dva výfukové ventily.

Výhodou tohoto systému je možnost změny časování i výšky zdvihu sacích ventilů a použití jen jednoho vačkového hřídele.

[10, 11]



Obr. 24 – Fiat MultiAir [XVIII]

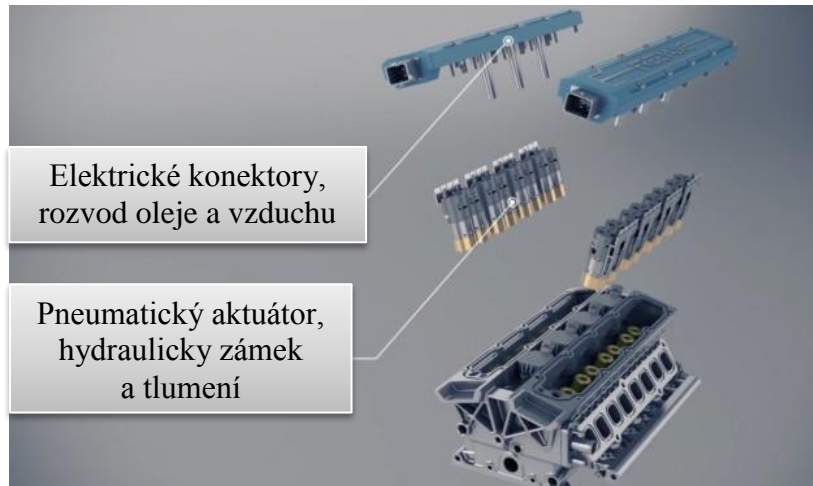
2.6.2. Freevalve

Toto řešení je vyvíjeno firmou Koenigsegg. Jedná se o technické řešení neobsahující vačkový hřídel [Obr. 25]. Ventily jsou vybaveny pneumatickou pružinou a jsou doplněny snímačem polohy [Obr. 26]. Samotný pohyb ventilu je zajišťován elektropneumaticky. Celý systém je mazán motorovým olejem, který zde slouží navíc k uzamykání polohy ventilu.

Velkým benefitem tohoto řešení je plná variabilita, je tedy možné měnit časování i zdvih. Dalším významným přínosem tohoto řešení je možnost mít ventil delší dobu plně otevřený.

V praxi se toto řešení díky své složitosti zatím nerozšířilo.

[12, 13]



Obr. 25 – Freevalve [XIX]



Obr. 26 – Freevalve – Detail ovládní ventilů [XIX]

3. Formula Student/SAE

Formula SAE (*Society of Automotive Engineers*) vznikla ve Spojených státech amerických v roce 1979 jako konstrukční soutěž pro vysokoškolské studenty technických oborů. Soutěž byla založena v reakci na nedostatečné praktické znalosti absolventů technických vysokých škol. V roce 1998 se koncept soutěže dostal do Evropy, když iMechE (*Institution of Mechanical Engineers*) ve spolupráci s SAE uspořádala první soutěž ve Spojeném království. V následujících letech se koncept soutěže rozrůstal po světě a od roku 2013 se soutěž koná i v České republice. V roce 2016 se konalo 19 oficiálních závodů po celém světě, na kterých své síly změřilo zhruba 500 univerzitních týmů.

Formula SAE, ekvivalentně Formula Student, pravidly téměř shodná, je založena na modelu fiktivní automobilky, která pořádá výběrové řízení na vývoj závodního vozu formulového typu. Zákazník, který má o konečný produkt zájem, je víkendový neprofesionální závodník, z čehož vyplývají požadavky na vysoké jízdní výkony vozu, jeho dobrou ovladatelnost, spolehlivost, snadnou údržbu a v neposlední řadě na nízkou prodejní cenu. Fiktivní produkční plán počítá s výrobou 1000 kusů za rok.

Splnění požadavků výběrového řízení je prezentováno během třech statických, a po splnění bezpečnostní přejímky i čtyř dynamických disciplín, za jejichž splnění jsou týmům přidělovány body.

První disciplínou je tzv. *Engineering design event*, kde odborníci z automobilového průmyslu hodnotí úsilí vynaložené na návrh vozidla a splnění stanovených cílů.

Následuje tzv. *Cost report*, zhodnocení vypracované zprávy pojednávající o nákladech na výrobu, kde je pro každou součást vozidla určena cena. Nízká cena je samozřejmě odměněna větším bodovým ziskem. Za chybějící položky ve zprávě je bodová penalizace.

Poté přijde na řadu tzv. *Business plan presentation*. Cílem toho úkolu je přesvědčit porotu, že tým zvládl vypracovat relevantní obchodní strategii a příslušné marketingové náležitosti. Zde se hodnotí propracovanost, přesvědčivost a celkový dojem z vystoupení.

Po prezentaci přicházejí na řadu dynamické disciplíny, před jejichž absolvováním je bezpodmínečně nutné, aby vůz prošel bezpečnostní a technickou

přejímkou. Ta se skládá ze statické prohlídky (tzv. *Scrutineering*), kdy komisaři důsledně zkontrolují celý vůz. Prověřuje se převážně shoda s pravidly soutěže, důraz je kladen především na bezpečnost.

Po úspěšném zvládnutí této části přichází na řadu náklonová zkouška (tzv. *Tilt test*), kdy je vůz obsazen pilotem a na speciální plošině nakloněn v úhlu 60°. Během testu se vůz nesmí převrátit a zároveň nesmí dojít k úniku provozních kapalin.

Následuje měření hluku a test brzd (*Noise and Brake test*). V pravidlech soutěže je požadavek, aby byl vůz schopen za všech jízdních režimů kdykoliv okamžitě zablokovat všechna čtyři kola.

Prošel-li vůz technickou přejímkou, je možné přejít k dynamickým disciplínám. První je tzv. *Acceleration*, kdy se měří čas na přímě dráze dlouhé 75 metrů s pevným startem.

Následuje tzv. *Skid-Pad*, kde se měří čas projetí vytyčené dráhy ve tvaru číslice 8.

Další na řadě je tzv. *Autocross*, což je měřené kolo na vytyčené trati. Tato trať je velmi technická, vozy zde dosahují průměrné rychlosti zhruba 55km/h a maximálního bočního zrychlení atakujícího hodnotu 3 G. Z pořadí časů v této disciplíně se poté stanovuje startovní pořadí pro následující disciplínu.

Endurance je závod na 22 km po technické trati, podobné jako v disciplíně předcházející. V polovině závodu dochází ke střídání jezdců. Tato disciplína má za úkol prověřit spolehlivost vozů. Není výjimečné, že polovina startujících nedokončí z důvodu technické závady.

Na *Endurance* je navázána další disciplína, *Efficiency*. Jde hodnocení spotřeby paliva. Bodové ohodnocení se počítá dle vzorců.

Ze součtu všech dílčích bodových zisků se následně určí celkové pořadí. Maximální možný bodový zisk za všechny disciplíny je 1 000 bodů.

[14, 15]

3.1. Pravidla soutěží Formula Student/SAE – Combustion

Pravidla soutěží Formula Student/SAE jsou v porovnání s jinými druhy motorsportu velmi volná, důraz je kladen především na bezpečnost. Není určen jakýkoliv hmotnostní limit vozu.

Pro pohon může být použit výhradně pístový zážehový čtyřtákní spalovací motor s objemem válců nepřevyšujícím 710 cm³ (změna pravidel pro sezónu 2017, dříve 610 cm³). Jako palivo je předepsán bezolovnatý benzín s oktanovým číslem 98 nebo E85. Pro tvorbu směsi je možné použít karburátor(y) nebo elektronické vstřikovací systémy. Přepřňování je povoleno, ovšem pouze v případě, že agregát není přepřňovaný v sériovém provedení. Všechn vzduch nasávaný do motoru(ů) musí projít jedním kruhovým restriktorem o průřezu 20 mm pro vozy spalující 98 oktanový benzín a o průřezu 19 mm pro vozy spalující E85. Využití odpadního tepla není omezeno. Start motoru musí být proveden elektrickým startérem, který je nedílnou součástí vozidla.

Co je však pro tuto práci nejdůležitější, konstrukce ventilového rozvodu není v pravidlech omezena.

[14]

3.2. CTU CarTech

Tým studentů z Českého vysokého učení technického – CTU CarTech v současnosti pro pohon svých monopostů [Obr. 27] využívá motor z motocyklu Yamaha YZF R6. Konkrétně motory nesoucí typové označení 2C0 a 13S. Do konstrukce motorů samotných není, vyjma úprav převodového ústrojí a změny profilů vačkových hřídelů, zasahováno.



Obr. 27 – Vůz CTU CarTech pro sezónu 2016 [XX]

4. Mechanické ztráty ve spalovacím motoru

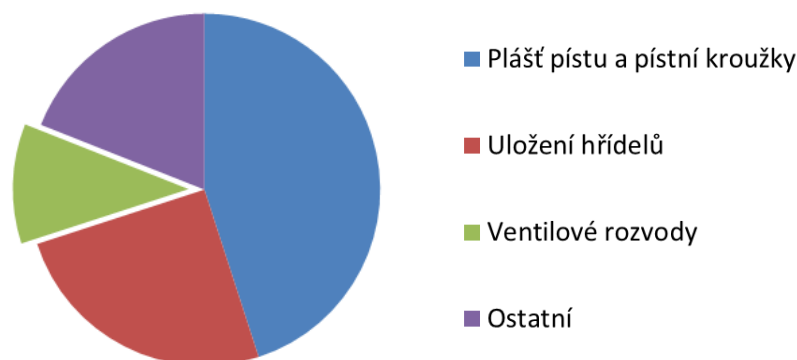
Mechanické ztráty ve spalovacím motoru můžeme rozdělit dle jejich vzniku na ztráty ventilační a ztráty třecí.

Ventilační ztráty vznikají při pohybu dílů motoru, jde o práci nutnou k překonání odporu prostředí. Příkladem může být rotace klikového hřídele ve směsi vzduchu a oleje v klikové skříni.

Třecí ztráty vznikají při pohybu dvou ploch, které jsou spolu v kontaktu. Největší procento třecích ztrát připadá na píst a pístní kroužky v kontaktu s povrchem válce. U zážehového motoru jde o zhruba 40 – 50 % z třecích ztrát. Druhé v pořadí jsou ztráty v uložení klikového a vačkového hřídele, na které připadá zhruba 20 – 30% z celkového objemu mechanických ztrát.

Na rozvodový mechanismus připadá zhruba 7 – 15% mechanických ztrát.

[16]



Obr. 28 – Příklad rozdělení třecích ztrát ve spalovacím motoru

4.1. Tření

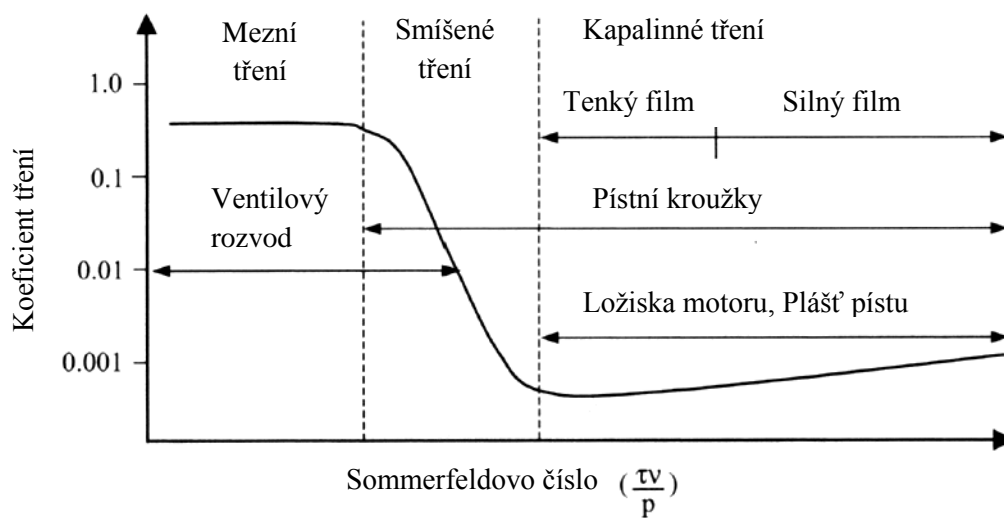
Suché tření [Obr. 30] nastává v případě, že se po sobě oba povrchy pohybují bez přítomnosti maziva. Dochází ke značnému otěru obou povrchů a není vyloučeno jejich zadírání. Tento druh tření se ve spalovacím motoru nevyskytuje.

Polosuché tření [Obr. 30], v literatuře označováno i jako tření mezní, nastává v případě, že se mezi třecí dvojicí nachází mazivo, ale jeho množství nestačí k vytvoření dostatečně silné vrstvy. Povrchy třecích dvojic jsou v částečném kontaktu.

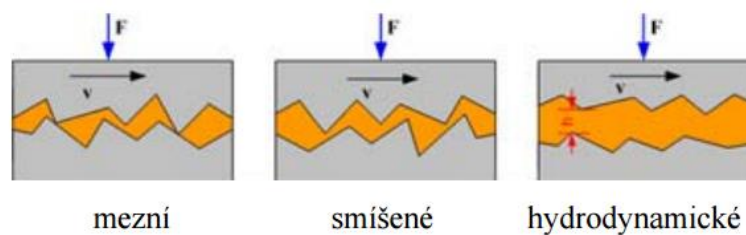
Pokud se mezi povrchy třecí dvojice dostane dostatečné množství maziva, které umožní zamezení styku obou povrchů, hovoříme o kapalinném tření [Obr. 30]. Tento stav je žádoucí, protože opotřebení třecí dvojice se limitně blíží nule.

V rozvodových mechanismech, mimo uložení vačkových hřídelů, se nejčastěji vyskytuje tření mezní a přechodně se může vyskytnout i kapalinné [Obr 29].

[2, 16]



Obr. 29 - Rozložení druhů tření ve spalovacím motoru [1]



Obr. 30 – Znárodnění druhů tření [XXI]

5. Rozbor ventilového rozvodu Yamaha YZF R6

5.1 Yamaha YZF R6

Yamaha YZF R6 [Obr. 31] je supersportovní silniční motocykl vyráběný japonskou firmou Yamaha Motor Company.

Motor motocyklu je řadový čtyřtaktní zážehový čtyřválec o zdvihovém objemu 599 cm³, dosahující v sériovém provedení výkonu 88 kW (rané verze) až 95 kW (provedení od roku 2008/2009) [17].

Vzhledem k dosahovaným výkonům, kompaktnosti a nízké hmotnosti je tato pohonná jednotka velmi oblíbená pro použití i v autokrosu a u studentských týmů účastnících se seriálu Formula Student/SAE.



Obr. 31– Motocykl Yamaha YZF R6 [XXII]

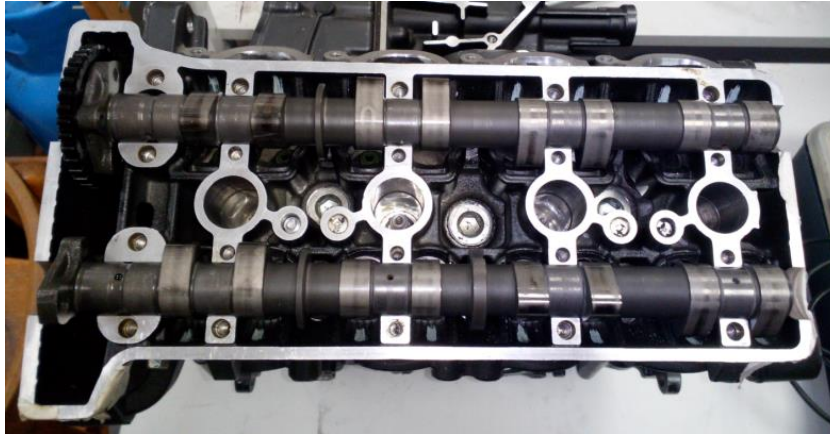
5.2. Ventilový rozvod motoru Yamaha YZF R6

Motor Yamaha YZF R6 je vybaven ventilovým rozvodem DOHC [Obr. 32] (vačka přímo působí na hrníčková zdvihátka) se dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily na válec. Pohon dvojice vačkových hřídelů je zajištěn od klikového hřídele ozubeným řetězem, který je napínán přes vodící lišty kombinací dvou pružin a tlaku motorového oleje.

Vymezování ventilové vůle je realizováno prostřednictvím broušených ocelových podložek, které jsou umístěny mezi stopku ventilu a hrníčkové zdvihátko.

Motory Yamaha YZF R6 dosahují v sériovém provedení maximálních otáček přibližně 16 200 ot/min. Při zástavbě těchto motorů do vozů Formula Student/SAE je však nutné integrovat do sání restriktor, který má zásadní vliv na snížení maximálních otáček motoru. Hodnota nejvyšších otáček motoru klesá zhruba na hodnotu 12 500 ot/min. Rozdíl otáček, na které byl motor navržen, a ve kterých je o výše

zmíněné úpravě provozován, je poměrně značný. Ventilové pružiny pracují s velkou bezpečností, mimo návrhový režim, což otevírá velký prostor pro jejich modifikaci.



Obr. 32 – Pohled na uložení vačkových hřídelů motoru Yamaha YZF-R6

5.3. Materiálová analýza rozvodového mechanismu motoru

Yamaha YZF R6

Rozbor materiálů ventilového rozvodu předmětného motoru proběhl ve spolupráci s *Ústavem strojírenské technologie fakulty strojní ČVUT v Praze*. Pro analýzu byl použit přístroj Delta Dynamic XRF. Jedná se o ruční rentgenový spektrometr. Použití tohoto přístroje je však limitováno. Není možné povrch analyzované součásti dokonale očistit tak, aby na jejím povrchu nezůstala rezidua, která ovlivní analýzu. Nezáleží, zda je k očištění použit brusný papír nebo hadr a rozpouštědlo. Významnější slabinou rentgenové spektrometrie je citlivost na křemík obsažený v analyzovaném předmětu. Krystaly křemíku se chovají jako polopropustné zrcadlo, část paprsků vyslaných analyzátozem odrazí a část propustí dále do materiálu, dochází tedy k deformaci měřené informace, a znehodnocení celého měření, které se při jinak vysoké přesnosti přístroje stává pouze hrubě informativním.

V tabulce [Tab. 1] jsou uvedeny součásti ventilového rozvodu motoru Yamaha YZF R6 včetně materiálů, ze kterých jsou vyrobeny. Součásti, ve kterých se vyskytuje křemík, jsou zvýrazněny z důvodu uvedeného výše.

Součást:	Obsahuje Si:	Materiálové složení [%]:	Teoreticky odpovídá:
Hlava	ANO	Al-85,6; Si-12; Cu-1,0; Fe-0,8; Mg-0,3; Mn-0,3	AlSi12Cu
Pružina modrá	ANO	Si-1,91; P-0,14; S-0,28; Ti-3,16; V-0,2; Cr-1,68; Mn-0,5; Fe-91,68; Ni-0,16; Zn-0,1; Mo- 0,01	-
Pružina růžová	ANO	Si-1,57; P-0,06; S-0,216; Ti-0,27; V-0,1; Cr-0,98; Mn-0,88; Fe-95,71; Ni-0,2; Mo-0,009	-
Rozvodové kolo	NE	P-0,203; S-0,052; Cr-0,076; Mn-0,29; Fe-99,32; Zn-0,045	11 523
Sedlo ventilové	NE	Cr-1,78; Mn-0,42; Fe-73,67; Co-15,28; Ni-2,26; Cu-0,28; Zn-0,12	-
Vačkový hřídel	ANO	Si-0,57; S-0,171; Cr-1,26; Mn-1,89; Fe-95,73; Ni-0,1	-
Ventil sací	NE	Al-4,32; Ti-91,6; V-4; Fe-0,07	-
Ventil výfukový	NE	Al-2,97; Ti-88,59; Fe-0,45; Zr-4,25; Mo-0,411; Sn-3,33	Titan Grade 5
Vodítko ventilu	ANO	Příliš vysoký podíl křemíku pro analýzu	-

Tab. 1 - Materiálové složení komponentů

5.4. Ventilové pružiny

Motory Yamaha YZF R6 používané týmem CTU CarTech jsou osazeny jednou pružinou na jeden ventil. Tyto pružiny jsou rozdílné pro sací a výfukové ventily. V obou případech jde o pružiny válcové navinuté z drátu o eliptickém průřezu.

Pružiny jsou rozlišeny barevným označením [Obr. 33]. V motorech, které má CTU CarTech k dispozici, jsou pružiny barvy růžové, fialové, žluté, modré, zelené a pískové. Servisní manuál [18] však o barevném značení pružin mlčí. Oficiální servisní zastoupení Yamaha (*Y Moto Praha s.r.o.*) o barevném značení, dle jejich vyjádření, neví. V katalogu náhradních dílů jsou pružiny označeny jen číselným označením reflektujícím typ motoru.

Nejčastější kombinací namontovanou v motorech týmu CTU CarTech je růžová, na sacích ventilech, a fialová, na ventilech výfukových. Druhá častá varianta je osazení žlutými pružinami na sací straně a modrými na straně výfukové.



Obr. 33 – Barevné rozlišení ventilových pružin

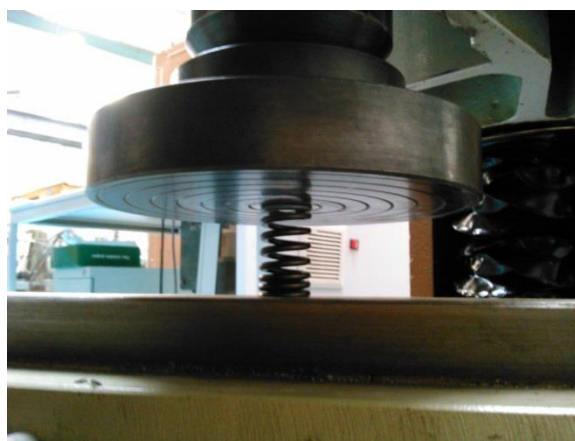
5.4.1. Měření ventilových pružin

Charakteristiky tuhosti všech pružin byly měřeny ve spolupráci s *Ústavem mechaniky, biomechaniky a mechatroniky fakulty strojní ČVUT v Praze*. Měření proběhlo v laboratoři zmíněného ústavu [Obr. 34]. Od fialové, žluté, růžové a modré pružiny byly měřeny tři kusy každé barvy. Pružiny zelené a pískové byly měřeny jen ve dvou kusech, protože víc kusů nebylo k dispozici. Každá pružina prošla pěti měřeními.

Pružina byla umístěna do zkušebního zařízení [Obr. 35] a stlačena vždy zhruba o 12 mm. Nebylo žádoucí, aby došlo k dosednutí závitů pružiny, z důvodu poškození pružiny, které by následovalo při pokračování zatěžování již maximálně stlačené pružiny.



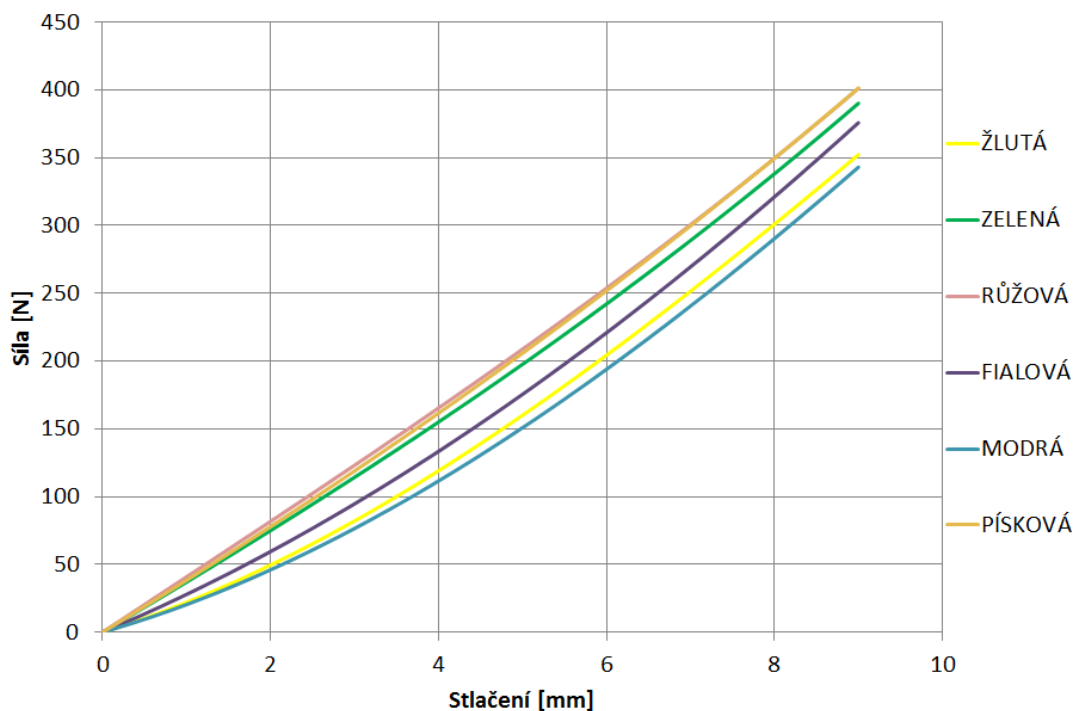
Obr. 34 – Zkušební zařízení



Obr. 35 – Detail uložení pružiny ve zkušebním zařízení

5.4.2. Vyhodnocení měření tuhosti pružin

Vyhodnocení proběhlo pomocí programu Microsoft Excel. Vzhledem k faktu, že během měření nebylo možné stanovit polohu nulového stlačení pružiny, byla tato poloha stanovena v bodu, kde byla naměřena síla 10 N. Následně byly naměřené hodnoty proloženy polynomem 3. řádu a výsledné polynomy zprůměrovány. Hystereze ventilových pružin je dle [2] zanedbatelná, nebyla tedy uvažována. Výsledné charakteristiky pružin jsou vyneseny v grafu [Graf 1].



Graf 1 – Závislost síly na deformaci měřených pružin

5.5. Měření hmotnosti komponent ventilového rozvodu

Pro sestavení výpočetního modelu dynamiky ventilového rozvodu je nutné znát hmotnosti jednotlivých pohybujících se komponent. Komponenty byly váženy na zlatnické váze Adventurer® Pro AV812M [Obr. 36]. Hodnoty hmotností, uvedené v tabulce níže [Tab. 2], disponují přesností $\pm 0,01$ g. Vždy byly měřeny tři kusy od každé komponenty a hodnoty následně aritmeticky zprůměrovány.



Obr. 36 – Měření hmotnosti ventilové pružiny

Díl	Hmotnost [g]			
	I	II	III	Průměr
Sací ventil	15.86	15.73	15.67	15.75
Výfukový ventil	13.39	13.44	13.40	13.41
Pružina žlutá	30.02	29.73	29.59	29.78
Pružina modrá	30.75	31.00	31.38	31.04
Pružina fialová	31.77	31.89	31.91	31.86
Talířek	4.40	4.44	4.42	4.42
Klínek	0.27	0.27	0.27	0.27
Hrníček modrý	12.40	12.35	12.33	12.36
Podložka 190	0.64	0.64	0.64	0.64

Tab. 2 – Hmotnosti komponentů ventilového rozvodu motoru Yamaha YZF R6

5.6. Měření drsnosti vybraných ploch

Drsnosti povrchů vybraných komponent (vačkový hřídel, zdvihátka) byly měřeny ve spolupráci s Ústavem strojírenské technologie fakulty strojní ČVUT v Praze. Měření proběhla v laboratoři metrologie. Vzhledem k vysoké kvalitě povrchů nebylo možné použít ruční dílenský drsnoměr. Byl proto využit laboratorní drsnoměr Mahr MakSurf PCV s měřicí hlavou Mahr Perthometer PGK [Obr. 37]. Protokoly z měření jsou obsaženy v příloze této práce [Příloha 1].



Obr. 37 – Měření drsnosti na palci vačkového hřídele

5.7. Měření točivého momentu potřebného k pohonu ventilového rozvodu

Měření točivého momentu k pohonu ventilového rozvodu motoru proběhlo v prostorách firmy EATON v Roztokách u Prahy. Detailní popis měření a provedení akvizice dat není předmětem této práce. Problematikou měření se zabývá diplomová práce Bc. Zdeňka Hübnera, *Inovace stanoviště pro zkoušení ventilových rozvodů*, která vznikala současně s touto prací.

Měření bylo realizováno na hlavě motoru typového označení 2C0 a byly použity sériové vačkové hřídele. Z časových důvodů byl měřen jen sací vačkový hřídel.

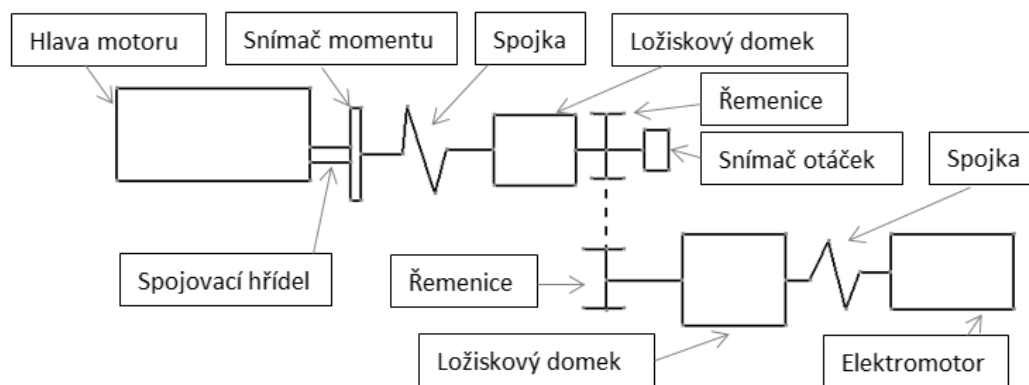
V hlavě motoru byl namontován vačkový hřídel včetně ventilových pružin, jejich zajištění, ventilů a zdvihátek. Vstupní strana hřídele, kde je běžně namontováno rozvodové řetězové kolo, byla spojena pomocí hřídele s tenzometrickou měřicí přírubou. Ta byla přes vlnovcovou spojku napojena na řemenici uloženou v ložiskovém domku. Řemenice byla poháněna ozubeným řemenem od převodovky hnané 64 kW třífázovým asynchronním elektromotorem s řízením pomocí frekvenčního měniče. Schématické zobrazení měřicího zařízení viz obrázek [Obr. 38].

Akvizice dat byla provedena pomocí modulu NI CompaqDAQ a softwaru NI LabView. Mazací olej byl do hlavy přiveden a odveden shodně se stavem při běhu motoru, tlak byl řízen na hodnoty příslušné měřeným otáčkám (hodnoty tlaku byly změřeny na motorovém brzdovém stanovišti [Příloha 2]) a celý objem přiváděného oleje (SAE 10W40) byl temperován na 90 °C.

Měření probíhalo v rozsahu 1000 - 6000 ot/min vačkového hřídele, po 1000 ot/min. Byly tedy měřeny otáčky odpovídající 2000, 4000, 6000, 8000, 10000 a 12000 ot/min motoru.

Bylo měřeno několik konfigurací, vždy na sacím vačkovém hřídeli. První měření proběhlo na samotném vačkovém hřídeli, kdy byly vyjmuty všechny ventilové pružiny, ventily byly otevřené a zdvihátka tedy nepřicházela s vačkou do kontaktu. Cílem tohoto měření bylo zjistit ztráty v uložení vačkového hřídele.

Další měřená konfigurace zahrnovala vyjmutí všech ventilových pružin, vyjma jedné, na posledním válci, na nejvzdálenějším ventilu od pohonu rozvodů. Stejně měření proběhlo ještě se dvěma zdvihátky opatřenými DLC povlakem a rozdílnou kvalitou povrchu čelní plochy (viz kapitola: 7.1.1. *Titankote™ C14*).



Obr. 38 – Schéma měřicího stanoviště

5.7.1. Diskuse měření

Nejistoty měřených dat, určené autorem měření, Bc. Zdeňkem Hübnerem, jsou uvedeny v tabulce [Tab. 3].

Velkým nedostatkem měření je fakt, že nebyla snímána poloha vačkového hřídele. Při porovnávání se simulací tedy není znám přesně definovaný bod, který by pomohl správnému umístění vypočtené křivky. V případě pokračování měření, by bylo vhodné do něj zakomponovat například bezkontaktní snímač polohy ventilu. V případě měření výfukového vačkového hřídele by bylo možné využít snímač, který je v hlavě motoru z výroby již nainstalován pro potřeby řízení motoru.

Další slabou stránkou měřicího stanoviště je dynamika celého systému. Zejména na straně pohonu, který je řešen ozubeným řemenem hnaným asynchronním elektromotorem, který z principu své funkce není schopen udržovat konstantní otáčky, jsou ještě skryté rezervy. Problém by bylo možné kompenzovat pro potřeby simulace přidáním snímače otáček elektromotoru, případně záznamem modulovaných otáček z frekvenčního měniče.

Průběh točivého momentu během protáčení samotného vačkového hřídele, průběh momentu vypočteného pomocí programu GT-Suite a momentu určeném pomocí empirické korelace [Příloha 3] je vyneseno v grafu [Příloha 4]. Výpočet programem GT-Suite, ani empirický výpočet nereflektují ventilační ztráty, ty je ale možné vzhledem k jejich velikosti zanedbat.

Je evidentní, že naměřený točivý moment násobně přesahuje teoretické hodnoty. Tento stav může být způsoben deformací vačkového hřídele, která mohla nastat při jednom z prvních měření, během kterého došlo ke zničení vlnovcové spojky a ohnutí hřídele spojujícího snímač točivého momentu s vačkovým hřídelem. Vačkový hřídel

poté nebyl kontrolně přeměřen. Další možnou příčinou je vysoká citlivost měřícího stanoviště na souosost vačkového hřídele a hnacího vřetene. Také je možné, že dochází k nedostatečnému odvodu oleje z hlavy motoru a vačkový hřídel se točí zaplaven olejem. Výsledný stav je nejspíše kombinací všech zmíněných faktorů.

Během měření se vyskytla porucha snímače otáček, která zapříčinila ztrátu jedné části měřených dat. Tato vada byla odhalena až při vyhodnocování měření. Vzhledem k nedostatečným časovým možnostem tak nebylo možné všechna měření opakovat.

Dílčí nejistoty měření	[Nm]
Tolerance citlivosti	0.02
Odchylka linearity včetně hystereze	0.02
Teplotní odchylka nuly za 10 K od 23 °C	0.10
Teplotní odchylka citlivosti za 10 K od 23 °C	0.16
Standartní odchylka opakovatelnosti	0.02
Celkové parazitní namáhání	0.01
Celková nejistota měření	0.19
Rozšířená nejistota měření	
Interval spolehlivosti 68,27 %	0.19
Interval spolehlivosti 90 %	0.31
Interval spolehlivosti 95 %	0.37
Interval spolehlivosti 95,45 %	0.38
Interval spolehlivosti 99 %	0.49
Interval spolehlivosti 99,73 %	0.57

Tab. 3 – Nejistoty měření

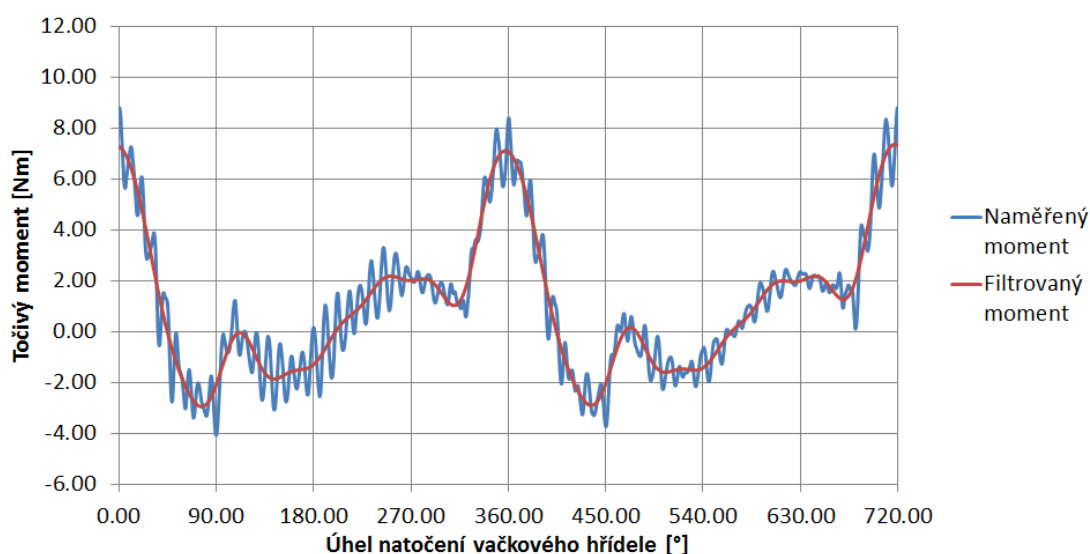
5.7.2. Vyhodnocení měření točivého momentu

Měřená data byla, vzhledem k jejich objemu, vyhodnocována v programu NI DiaDem. Pro vyšetřované otáčky byl vždy vyjmut úsek o délce 1440 °, tedy o délce odpovídající čtyřem otáčkám vačkového hřídele. Tato data byla následně filtrována pomocí Fourierovy transformace.

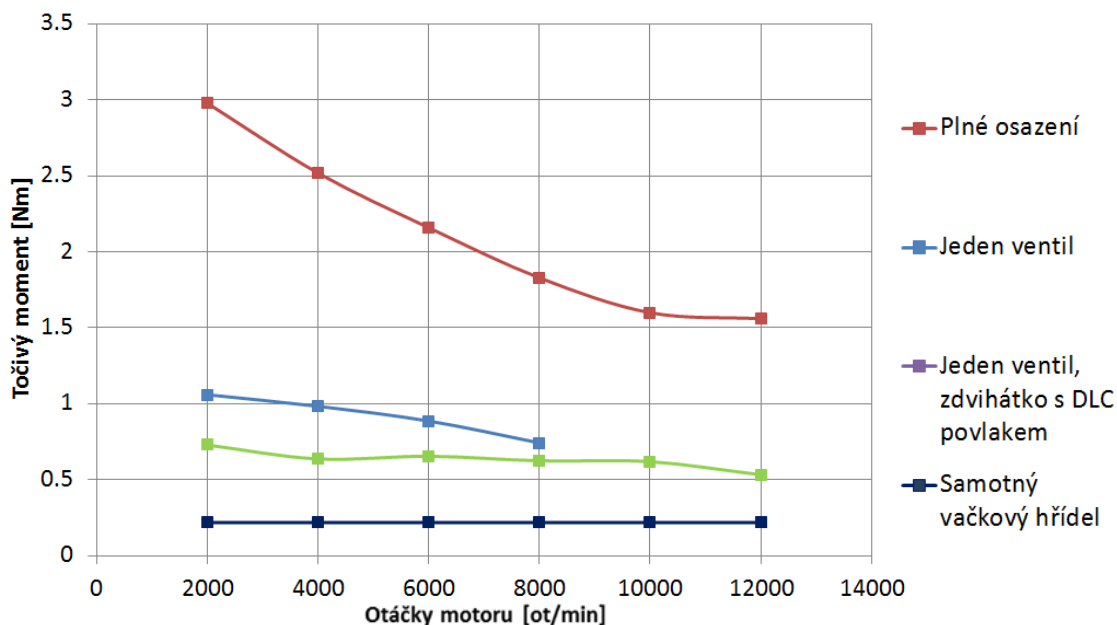
Z hlediska průběhu vyplývá, že při plném osazení sací strany hlavy motoru mají dominantní vliv první čtyři harmonické složky signálu. Aby nedošlo ke ztrátě pokrytí dynamických jevů, byly tedy ze signálu pomocí zpětné Fourierovy transformace odfiltrovány složky vyšší než 8. harmonická složka. Příklad filtrování pro 4000 ot/min motoru při osazení jedním ventilem je vyobrazen v grafu [Graf 2].

Při zpracování naměřených dat osazení pouze jedním ventilem, byly odfiltrovány harmonické složky vyšší 4. harmonické složky.

Střední hodnoty točivého momentu (hodnota nulté harmonické složky měřeného signálu) pro všechna měření jsou vynesena v grafu [Graf 3]. Je vhodné poznamenat, že točivý moment dodávaný rozvodovému mechanismu byl brán jako kladný, tuto konvenci přijal autor měření, Bc. Zdeněk Hübner a autor této práce se ji rozhodl z důvodu přehlednosti v naměřených a vypočtených datech neměnit.



Graf 2 – Porovnání průběhu naměřených hodnot točivého momentu s průběhem točivého momentu po odfiltrování vyšších harm. složek pro jeden nainstalovaný ventil při 4000 ot/min motoru



Graf 3 – Naměřený průběh středního točivého momentu

6. Analýza rozvodu pomocí programu GT-Suite 7.4

6.1. Program GT-Suite

GT-Suite je simulační výpočetní program vyvinutý společností Gamma Technologies. Je určen k simulacím dějů vyskytujících se ve spalovacích motorech. Skládá se z několika modulů, definovaných podle účelu jejich použití. Výstupy z jednotlivých modulů lze v modulu *GT-ISE* kombinovat a dále doplňovat. Součástí programu je i modul pro zpracování vypočtených dat.

Doménou tohoto softwaru jsou zejména 0D a 1D simulace. Simulační model v hlavním modulu, *GT-ISE*, je uživatelem programován graficky, skládáním z bloků, obdobně jako v programech Simulink nebo LabView.

Program GT-Suite je velice komplexní řešení s širokou škálou možných uplatnění. Detailní popis programu by přesahoval rámec této práce.

Při vypracování diplomové práce byla použita verze GT-Suite 7.4 a její moduly *GT-VTdesign* (definice kinematiky rozvodového mechanismu), *GT-ISE* (definice kompletního rozvodového mechanismu) a *GT-POST* (zpracování a export vypočtených dat).

6.1.1. Quasi-Dynamická analýza

Quasi Dynamická Analýza, dále jen QDA, je druh přístupu k řešení dynamických problémů využívaný programem *GT-ISE*. Jedná se o zjednodušení řešené situace, kdy jsou použity idealizované pohyby komponent z kinematického řešení. Všechny komponenty jsou modelovány jako absolutně tuhé, vyjma ventilových pružin a všechny kontakty mezi komponenty jsou modelovány jako kontaktní vazba, u které za žádných okolností nedojde k jejímu porušení.

Řešení problému je pak kvazistatické, což sebou nese výhody v podobě rychlého výpočtu a absence vlivu kmitání, které by se projevilo ve skutečné dynamice.

Tento druh analýzy je výhodný pro první odhady ladících parametrů modelu a pro analýzu ventilových pružin, ke které byl zmíněný přístup využit.

[19]

6.2. Analýza ventilových pružin

6.2.1. Spring margin

Tento termín nemá český ekvivalent, volně by bylo možné jej přeložit jako „rezerva pružiny“. *Spring margin* je definováno [19]:

$$SpringMargin = \frac{F_{spring} - m \cdot a}{F_{spring}}$$

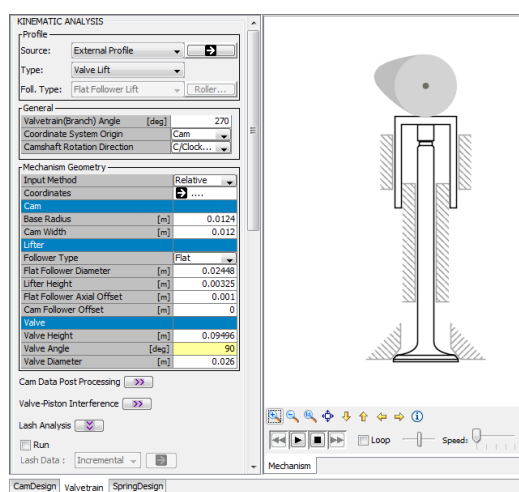
Kde F_{spring} [N] je síla příslušná pružině v daném pracovním bodu, m [kg] je hmotnost pohybujících se částí, a [m/s²] je zrychlení pohybujících se částí. Výsledek je bezrozměrný. Je-li tato hodnota menší než 0, dochází ke ztrátě kontaktu vačky s ventilem.

Tento parametr bude níže použit k hodnocení tuhosti konkrétních pružin.

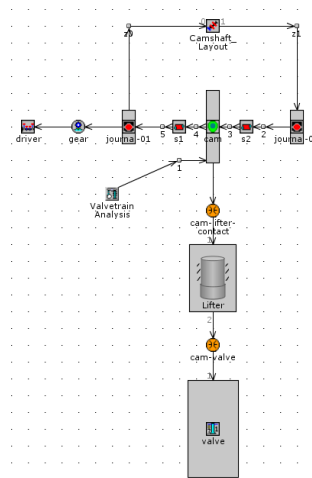
6.2.2. Tvorba výpočetního modelu pro analýzu pružin

Pro analýzu ventilových pružin byl použit program *GT-ISE* společně s modulem *VTdesign*.

V modulu *VTdesign* byly definovány parametry ventilového rozvodu nutné pro vyřešení kinematiky rozvodového mechanismu [Obr. 39]. Jmenovitě šlo o zdvihový profil vačkového hřídele [Příloha 5] a geometrické uspořádání rozvodu.



Obr. 39 – Náhled modulu *VT-design*



Obr. 40 – Jednoduchý model

V *GT-ISE* byl následně vytvořen jednoduchý model [Obr. 40], obsahující pouze jeden ventil a vačkový hřídel, značně zjednodušený, uložený ve dvou rotačních podporách.

Do tohoto modelu bylo vloženo řešení kinematiky z modulu *VT-design*, hmotnosti jednotlivých součástí a byla definována ventilová pružina, její skutečná hmotnost, geometrie, materiál a závislost síly na její deformaci. Tření bylo v tomto modelu zanedbáno.

Následně byla provedena QDA pro celé otáčkové spektrum (od 2000 ot/min motoru po 16 200 ot/min). Zásadní jsou pak výsledky pro 12 500 ot/min a pro 16 200 ot/min.

6.2.3. Výsledky analýzy pružin

U pružin bylo sledováno, zda vyhoví svou tuhostí dynamice analyzovaného rozvodového mechanismu. Byly tedy zjišťovány vlastní frekvence namontovaných pružin a jejich rezerva tuhosti. V souhrnných tabulkách [Tab. 4; Tab. 5] jsou uváděny hodnoty pro 12 500 ot/min, což by hodnotu maximálních otáček pro motor použitý ve voze Formula Student/SAE, a pro 16 200 ot/min, což jsou hodnoty maximálních otáček sériového motoru v motocyklu. Příslušné grafy ke každé pružině jsou vedeny v příloze [Příloha 6].

Barva pružiny	Umístění	Spring Margin [-] 12 500 ot/min	Spring Margin [-] 16 200 ot/min	Vlastní frekvence [Hz]
Fialová	Výfukový ventil	0.39	-0.02	843
Modrá	Výfukový ventil	0.47	0.11	945
Zelená	Výfukový ventil	0.48	0.12	742
Písková	Sací ventil	0.42	0.04	749
Růžová	Sací ventil	0.43	0.04	701
Žlutá	Sací ventil	0.36	-0.07	996

Tab. 4 – Sledované parametry pružin – použití s upraveným profilem vačkových hřídelů

Barva pružiny	Umístění	Spring Margin [-] 12 500 ot/min	Spring Margin [-] 16 200 ot/min	Vlastní frekvence [Hz]
Fialová	Výfukový ventil	0.40	-0.02	843
Modrá	Výfukový ventil	0.33	-0.13	945
Zelená	Výfukový ventil	0.40	0.0025	742
Písková	Sací ventil	0.39	-0.026	749
Růžová	Sací ventil	0.39	-0.016	701
Žlutá	Sací ventil	0.33	-0.12	996

Tab. 5 – Sledované parametry pružin – použití se sériovým vačkovým hřídelem

6.2.4. Závěry analýzy ventilových pružin

Z dat v tabulce [Tab. 5] je patrné, že v sériovém provedení pružiny pracují téměř bez rezervy nebo dokonce za hranicí, kdy ještě zůstává vačka se zdvihátkem v kontaktu. Extrémní situace pak nastává při použití žluté pružiny na sacích ventilech a modré na ventilech výfukových. Důvodem této situace může být skutečnost, že všechny motory provozované týmem CTU CarTech nebyly koupeny nové. Motory osazené pružinami s touto barevnou kombinací mohou pocházet z motocyklů se sníženým maximálním výkonem.

Dále je zřejmé, že při provozování motoru v režimu se sníženými maximálními otáčkami jsou pružiny z velké části nevyužity, což dává velký prostor pro změnu jejich charakteristiky.

6.3. Tvorba simulačního modelu pro predikci třecích ztrát

Motor Yamaha YZF R6 je vybaven dvojicí vačkových hřídelů. Simulace však probíhala vždy jen pro jeden z nich. Vzhledem k faktu, že byl měřen jen sací vačkový hřídel, byl nejprve vytvořen jeho model a ten následně kalibrován dle měřených dat. Úpravou parametrů tohoto modelu následně vznikly modely výfukové strany. Sací vačkový hřídel se od výfukového liší, kromě profilu, jen v segmentu sloužícím ke snímání polohy, který je umístěn na výfukovém vačkovém hřídeli.

V první fázi, jak již bylo zmíněno, byl vymodelován vačkový hřídel složený z jednotlivých segmentů. Bylo definováno jeho uložení, přívod oleje, rozměry ložisek, třecí koeficienty (v hlavě motoru nejsou použity ložiskové pánve, ložiska jsou přímo

z materiálu hlavy motoru). Koeficient tření mezi vačkovým hřídelem a jeho uložením nebyl uvažován, protože v ložiskách za provozu, při jejich správné funkci, dochází pouze k hydrodynamickému tření, ostatní druhy tření je možné zanedbat.

Následně byly definovány ventily a zdvihátka, při jejich spojování do funkčního celku byly definovány také kontakty mezi součástmi. Koeficienty tření mezi zdvihátkem a jeho vedením byly odhadnuty a následně upraveny během kalibrace modelu (konečná hodnota 0,4). Koeficient tření mezi ventilem a jeho vedením byl, vzhledem k neznámé povrchové úpravě ventilu, určen stejným postupem (konečná hodnota 0,2).

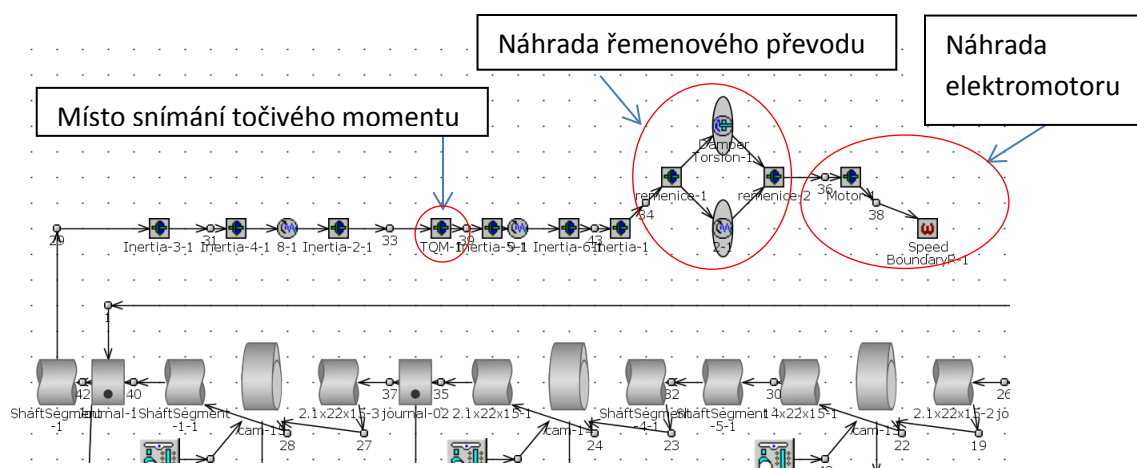
Do takto vzniklého modelu byla vložena kinematika z modulu *VTdesign*. Vytvořený model však neodpovídal běžícímu motoru, ani realizovanému měření. Do modelu byla proto vložena soustava momentů setrvačnosti, tuhostí a tlumení, která měla nahradit měřící stav [Obr. 41]. Pro zjednodušení byla provedena redukce momentů setrvačnosti elektromotoru, hřídele a řemenice na otáčky vačkového hřídele.

Modelovat řemenový převod by bylo možné, vzhledem ke své komplikovanosti by to však překračovalo rámec této práce. Navíc zde existuje množství neznámých parametrů, jako jsou materiálové vlastnosti řemenu (standardně výrobci neuvádí), velikost napínací síly řemenu (vzhledem k současnému uspořádání zkušebního stavu prakticky nezměřitelné) a nejpodstatnější věcí je, že nejsou známy přesné otáčky elektromotoru (viz kapitola 5.7.1. *Diskuze měření*). Samotný řemen byl tedy nahrazen pružným členem a tlumením. Hodnoty byly odhadnuty na základě provedené citlivostní studie.

Výše popsaný model obsahuje mimo řemenového převodu i řadu zjednodušení. Není modelováno břitové těsnění ventilů či ventilační ztráty.

Náhled topologie vytvořených výpočetních modelů je zobrazen v příloze [Příloha 7].

Výsledný moment byl snímán na setrvačnosti TQM, která reprezentuje tenzometrickou přírubu pro měření točivého momentu.



Obr. 41 – Nahrazení měřícího stavu ve výpočetním modelu

6.3.1. Nastavení výpočtu

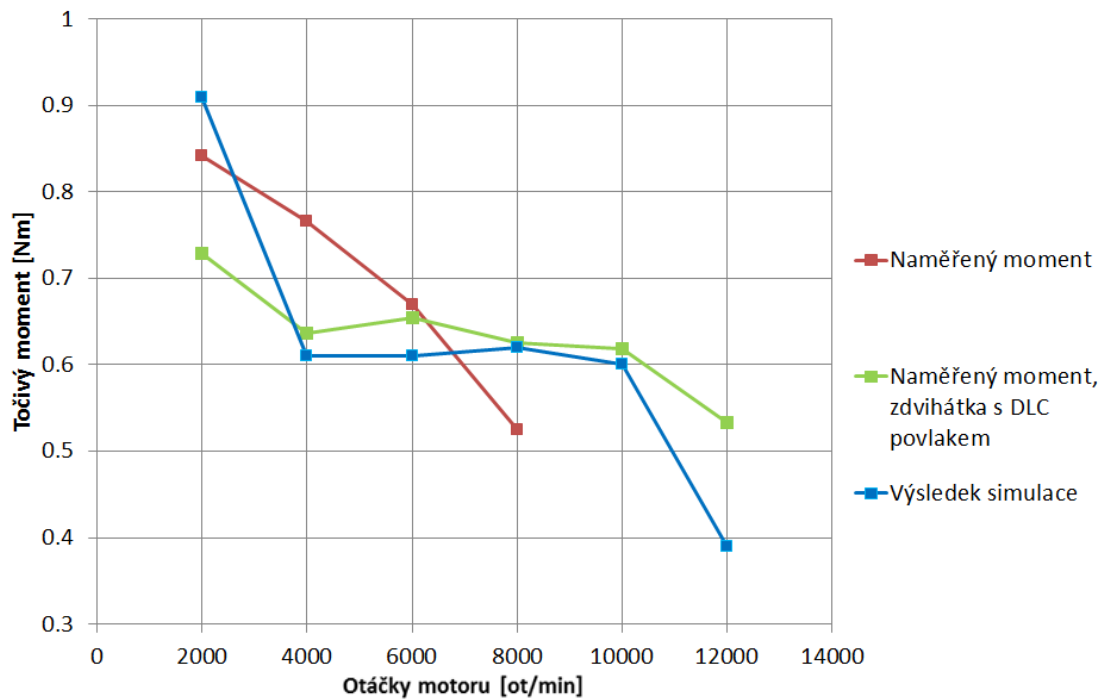
Výpočet probíhá v periodickém módu. Na základě nápovědy programu *GT-ISE* bylo zvoleno implicitní integrační schéma S.D.C.3. Automatické ukončení výpočtu po dosažení ustáleného stavu nebylo použito. Dle dokumentu *Valve-Train Tutorials* [23], který je součástí dokumentace k programu, dojde k ustálení v případě výpočtů jednodušších rozvodových mechanismů po 2 až 3 cyklech, v případě komplexnějších sestav pak po 4 až 5 cyklech. Vzhledem k rozsáhlosti vytvořeného modelu, ve kterém je zahrnuta i torzní dynamika, byla zvolena hodnota 5 cyklů.

6.3.2. Kalibrace výpočetního modelu

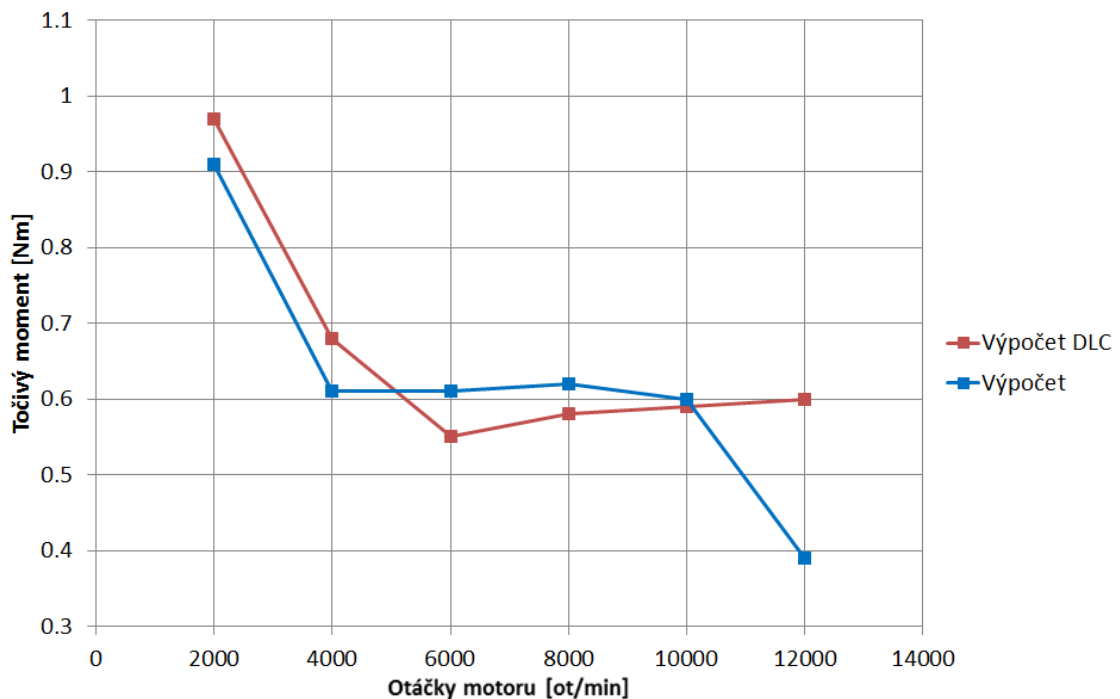
Ke kalibraci výpočetního modelu bylo použito naměřených dat, kterým se věnuje kapitola 5.7. Pro první přiblížení byl použit zjednodušený model, který obsahoval celý vačkový hřídel a jen jeden ventil. Hlavním důvodem pro použití této zjednodušené konfigurace je zkrácení výpočtového času, které tato úprava přinese. Benefitem je pak i větší názornost při provádění změn v modelu. Porovnání výsledků získaných simulací s výsledky měření zobrazuje graf [Graf 4]. Při hodnocení grafu je nutné vzít v úvahu skutečnost, že svislá osa nezačíná v bodě 0 a nejistotu měření (uvedeno v kapitole 5.7.1. *Diskuse měření*), která je se svojí velikostí 0,19 Nm vzhledem k velikosti naměřeného točivého momentu relativně vysoká. Důvody neúplnosti křivky naměřeného momentu byly vysvětleny v kapitole 5.7.1.

V další fázi byly převzaty parametry ze zjednodušeného modelu s jedním ventilem a přeneseny do modelu zahrnujícího všechny komponenty. Jelikož však model jen s jedním ventilem vykazoval znatelnou necitlivost na malou změnu parametrů, jako

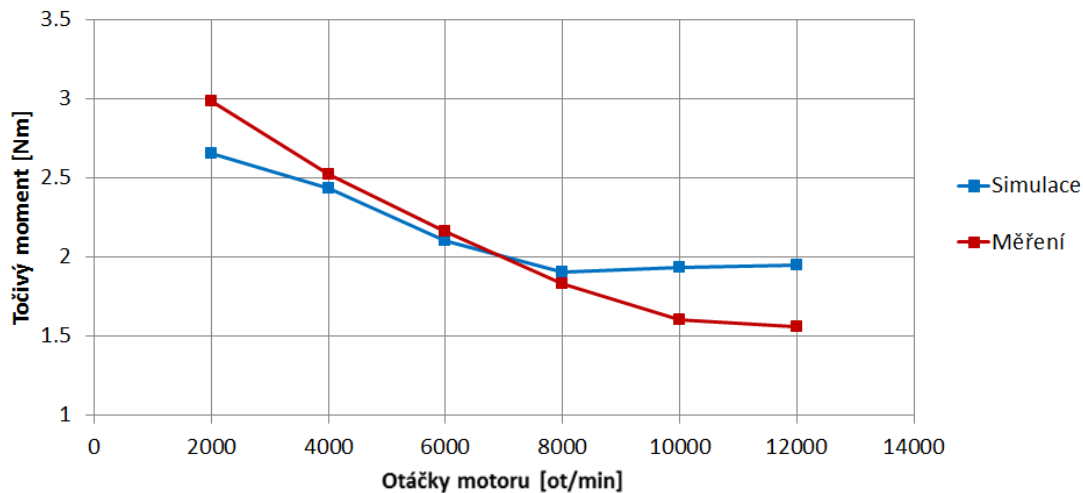
je například hodnota třecího koeficientu mezi vačkovým hřídelem a zdvihátkem, což dokumentuje graf [Graf 5], bylo nutné provést ještě několik iterací na složitějším modelu. Porovnání výsledků simulace a měření ukazuje graf [Graf 6].



Graf 4 – Porovnání výsledku simulace a naměřených hodnot pro jeden ventil



Graf 5 – Porovnání výsledku simulace jednoho ventilu, zdvihátka bez úprav a zdvihátka opatřeného DLC

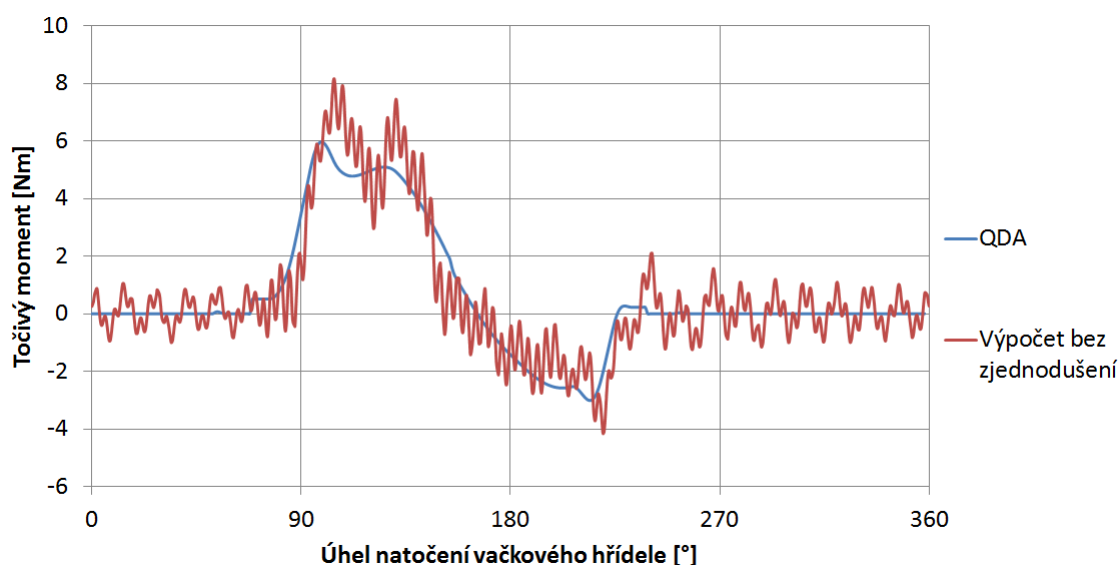


Graf 6 – Porovnání výsledku měření a simulace, všechny ventily

6.3.3. Quasi-Dynamický model

Tento model je výhodný zejména kvůli krátkému výpočetnímu času, který dosahuje jen zlomku toho, jaký by potřeboval model bez zjednodušení.

Model vznikl úpravou modelu použitého pro analýzu pružin. Byly definovány chybějící parametry nutné pro určení třecích ztrát. Topologie modelu však zůstala zachována. Porovnání průběhu momentu, pro konfiguraci zahrnující jeden ventil, získaného z QDA, z dynamiky a z měření zobrazuje graf [Graf 7]. V tomto zjednodušeném modelu jsou zcela zanedbány vlivy torzního namáhání vačkového hřídele a ztráty v uložení.



Graf 7 – Porovnání výsledku QDA a modelu bez zjednodušení pro jeden ventil, 4000 ot/min motoru

7. Návrh úprav rozvodového mechanismu

Z výsledků simulací lze odvodit, že největší část energie zmařené v rozvodech připadá na kontakt palce vačkového hřídele a čelní plochy zdvihátka. Tento závěr odpovídá předpokladům a literatuře [21, 22].

Existují prakticky dvě možnosti, jak ztráty omezit. Jelikož v třecí dvojici dochází k situacím, kdy se nevytvoří dostatečný olejový film, a oba povrchy se dostávají do přímého kontaktu, je první možností snížení koeficientu tření. Toho lze dosáhnout změnou materiálů kontaktních dílů nebo aplikací povrchových úprav na celé součásti, eventuálně jejich jednotlivé plochy. Druhou možností je pak snížení síly působící v kontaktu. Toho lze docílit jedině snížením tuhosti pružin.

Pro snížení tuhosti pružin je v předmětném motoru značný prostor, jak ukazují výše zmíněné analýzy.

7.1. Diamond Like Carbon coating

Diamond Like Carbon coating, dále jen DLC, je metoda fyzikálního povlakování, kdy se na součást nanese velmi tenká vrstva (řádově jednotky mikronů) uhlíku v metastabilním stavu.

Vlastnosti těchto vrstev záleží na použité technologii a jejich parametry se pohybují ve velmi širokém rozpětí. Lze se setkat s vrstvami měkkými a náchylnými na opotřebení, tak i s vrstvami extrémně tvrdými. Jednu vlastnost mají však všechny DLC povlaky společnou – vzhledem k vlastnostem základního materiálu, který je tvoří, nesnesou vysoké teploty (max. zhruba 400°C). DLC se mimo svých mechanických vlastností používá i pro svůj vzhled, což je ovšem u součástí skrytých uvnitř motoru zcela irelevantní.

V praxi se můžeme setkat s DLC povlakem například u pístních kroužků, kde mají za úkol urychlit záběh nebo u zdvihátek ventilů používaných v soutěžních motocyklových motorech, kde mají naopak eliminovat opotřebení a snížit třecí ztráty.

[20]

7.1.1. Titankote™ C14

Tento povlak je vhodný pro aplikace na povrchy, na kterých dochází ke tření. V závislosti na aplikaci dosahuje koeficient tření tohoto povlaku vůči oceli hodnot v rozmezí 0,06 - 0,15. Tento povlak dosahuje velmi vysoké mikrotvrdosti 2200 - 4000 HV. Tloušťka vrstvy povlaku se běžně pohybuje mezi 1-3 μm . Aplikace je prováděna za teplot okolo 180 °C.

Nevýhodou použití tohoto, tak i jiných povlaků na stejném principu, je riziko znehodnocení povlakované součásti. Může nastat situace, kdy se na povlakované ploše vytvoří břit nebo hrana, která je vzhledem k výše zmiňované mikrotvrdosti v podstatě neodstranitelná.

Tento povlak byl použit primárně na čelní rovinnou plochu zdvihátka. Vzhledem k průběhu aplikace se vrstva vytvořila i na válcové obvodové ploše zdvihátka, avšak její vlasti nebudou dosahovat kvalit čelní plochy.

Pro povlakování byly použity 4 kusy zdvihátek. Čelní plocha jednoho páru byla před aplikací povlaku vyleštěna, druhý pár byl povlakován ve stavu původním [Obr. 42]. Data z měření s vyleštěnou čelní plochou však bohužel byla znehodnocena chybou snímače otáček zmíněnou v kapitole 5.7.1.

[21]



Obr. 42 – *Zleva: Zdvihátko leštěné před povlakováním, Zdvihátko povlakované, Zdvihátko bez úprav [XXIII]*

7.2. ANS TriboConditioning

TriboConditioning je metoda povrchové úpravy patentovaná švédskou firmou ANS (*Aplied Nano Surfaces*). Jedná se o mechanicko-chemický proces, který na povrchu součásti vytvoří hladkou vrstvu s nízkým koeficientem tření (hodnoty firma neudává).

Aplikace se provádí ve standardních CNC obráběcích centrech. Nástroj je vtlačován do povrchu součásti pod přísunem chemicky aktivní kapaliny.

Ověření této technologie je, v návaznosti na tuto diplomovou práci, plánováno na jaro 2017 opět ve spolupráci s firmou EATON.

[22]

7.3. Úprava ventilů

S ohledem na další snížení tuhosti pružin se nabízí možnost odlehčení ventilů. Sací i výfukové ventily jsou vyrobené ze slitin titanu, složení materiálu je uvedeno v kapitole 5.3.

Jedinou možností, kde by bylo možné uvažovat o odebrání materiálu, je dřík ventilu. Předtím by bylo nutné provést důkladnou analýzu silového namáhání ventilu, protože s porušením celistvosti ventilu a pádu jeho části do spalovacího prostoru může dojít k závažnému poškození motoru. Případné obrobení by muselo být velice přesné, co se rozměrových i geometrických tolerancí týče. Slitiny titanu mají velmi špatné třecí vlastnosti (vysoký koeficient tření, nízká abrazivní odolnost), bylo by tedy nutné obnovit jejich povrchovou úpravu (zjištění složení původní povrchové úpravy není v možnostech týmu CTU CarTech). Výsledek by však mohl i po aplikaci nové povrchové úpravy vykazovat horší třecí vlastnosti než před úpravou, což by eliminovalo přínos snížení hmotnosti umožňující další snižování tuhosti ventilových pružin.

Nahrazení originálních ventilů ocelovými by v této aplikaci nepřineslo žádné výhody.

Z výše uvedených důvodů bylo od úprav ventilů upuštěno.

7.4. Úprava ventilových vodítek

V úpravách motorů pro sportovní využití je velmi oblíbená úprava vodítek ventilů, nejčastěji jejich zkrácení, případně výměna za vodítka z jiného materiálu.

Vodítka předmětného motoru jsou výměnnou součástí. Dle servisního manuálu se výměna provádí pomocí speciálních přípravků po předehřátí hlavy na 100 °C [18]. Bronzová vodítka pro motor Yamaha YZF R6 nejsou v současné době na trhu. Bylo by možné je navrhnout a vyrobit. Kromě komplikovaného návrhu by vyvstaly komplikace s výrobou, protože vodítka musí být velice přesná co se rozměrových i geometrických tolerancí týče. Každá výměna vodítek sebou ještě nese nutnost úpravy ventilových sedel (zafrézování a jemné zabroušení), což může v jistých případech znamenat i jejich výměnu. Uvolněné vodítko by navíc znamenalo zničení motoru.

Velmi malý přínos, který by bronzová vodítka měla, by nekompensoval možná rizika a množství energie do návrhu a výroby vložené.

8. Návrh ventilových pružin

Při návrhu ventilových pružin je jejich tuhost volena tak, aby i za nejvyšších dosažitelných otáček motoru nedošlo vlivem zrychlení komponent konajících posuvný pohyb (ventil, zdvihátko) ke ztrátě kontaktu vačkového hřídele a ventilu. Druhým parametrem, který se bere při návrhu ventilové pružiny v potaz, je vlastní frekvence dané pružiny. Pružina je buzena vačkovým hřídelem a vibracemi svého uložení. Dojde-li k rezonanci pružiny, reálně opět hrozí ztráta kontaktu mezi vačkou a ventilem a s tím související deformace zdvihové křivky ventilu.

Z výše uvedeného plyne, že zásadním parametrem pro návrh ventilových pružin jsou otáčky motoru a hmotnosti příslušných komponent.

Protože výroba pružin v malých sériích není ekonomická, bude navržena pouze jedna pružina, která bude použita jak pro sací, tak i pro výfukové ventily.

8.1. Volba materiálu

Po konzultaci s Ing. Houkalem z ústavu *Konstruování a částí strojů Fakulty strojní ČVUT v Praze* byl zvolen materiál ČSN EN 10 270-2: 10 270-2-VD SiCr [Tab. 6]. Jedná se o pružinovou ocel s vysokou pevností v tahu a vysokou únavovou pevností. Což jsou vlastnosti, které jsou pro ventilovou pružinu zásadní.

Vzhledem k vysoké finanční náročnosti není možné použít dráty o eliptickém průřezu, protože nejde o standardní průřez, který by byl Pérovnou Hostivař, dlouholetým partnerem týmu, běžně používán.

	Hodnota parametru	Zdroj informace
Označení materiálu	ČSN EN 10270 - 2 VDSiCr	-
Hustota	7.82 kg/dm ³	[27]
Modul pružinosti	200 - 207 GPa	[27]
Poissonova konstanta	0.27 - 0.3	[27]
Pevnost v tahu	650-880 MPa	[28]
Únavová pevnost	275 MPa	[28]
Mez kluzu	350 - 550 MPa	[28]
Tvrdoost dle Brinella	221 HBW	[29]

Tab. 6 – Vlastnosti zvoleného materiálu

8.2. Návrh ventilové pružiny pomocí modulu VT-design

Průběh charakteristiky tuhosti navrhované pružiny byl určen pomocí QDA, kdy jako vzor byla použita pružina pískové barvy. Tento průběh je spolu s požadovanou geometrií a vlastnostmi materiálu hlavním vstupem pro návrh nové pružiny.

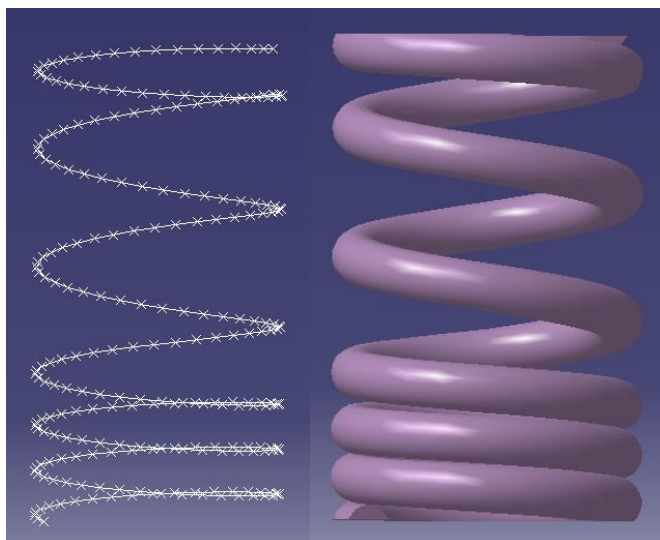
Modul VT-design pro analýzu pružiny používá stejné algoritmy jako modul GT-ISE, má ovšem tu výhodu, že uživatel okamžitě vidí hlavní parametry navrhované pružiny, včetně jejího 3D náhledu. Po iniciaci ostatních výpočtů, které již neprobíhají automaticky, je uživateli nabídnut přehled parametrů navrhované pružiny, zahrnující například napětí v pružinovém drátu, či vlastní frekvence pružiny. Též dojde k vytvoření diagramu porovnávajícího požadovaný průběh charakteristiky tuhosti s charakteristikou skutečnou.

Změnou geometrie se u nelineární pružiny změní i poměr hmotnosti, který připadá na aktivní část pružiny, to v praxi znamená, že se mění hmota, která koná posuvný pohyb spolu s ventilem a zdvihátkem, což samozřejmě ovlivňuje hodnotu *spring margin*. Proto je během návrhu pružiny nutné provádět zpětnou kontrolu dynamiky a na jejím základě k výsledku dospět iteračně.

Export geometrie navržené pružiny není v tomto programu příliš uživatelsky přívětivý. Je sice vytvořen 3D model, který je uživateli zobrazen, ale už jej nelze vyexportovat. Jediná data, která je možno z programu dostat, je tabulka s výškou závitů v závislosti na kumulativním úhlu, který je v polárních souřadnicích.

Řešení toho problému proběhlo s pomocí MS Excel, kam byla data zkopírována a převedena do kartézských souřadnic. Z Excelu byla tato množina bodů importována do programu Catia V5, kde byla pružina rekonstruována [Obr. 43]. V tomto programu byla také vytvořena výkresová dokumentace pružiny [Příloha 8].

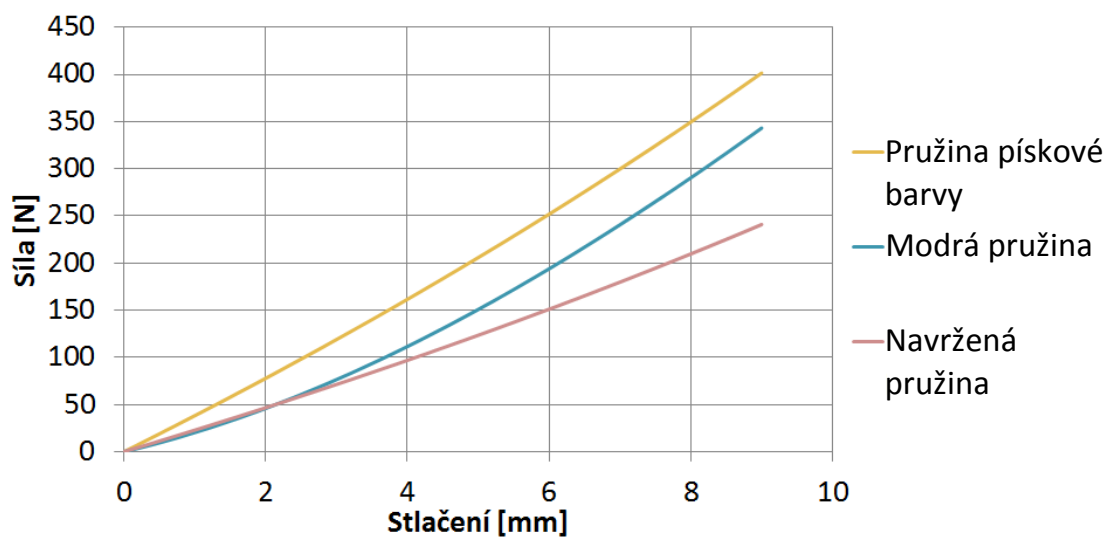
Parametry nově navržené pružiny jsou uvedeny v tabulce [Tab. 7, Graf 8].



Obr. 43 – Náhled navržené ventilové pružiny

Parametr:	Hodnota:
Průměr drátu	3.75 mm
Vnější průměr pružiny	21.98 mm
Počet činných závitů	3
Počet mrtvých závitů	3.5
Celkový počet závitů	6.5
Volná délka	37.4 mm
Délka při plném stlačení	22.89 mm
Hmotnost	33.3 g
Vlastní frekvence volné pružiny	582.4 Hz
Vlastní frekvence nainstalované pružiny	691.6 Hz
Napětí v drátu při plném stlačení (Von Misses)	1494.6 MPa
Statická bezpečnost	1.278
Únavová bezpečnost	1.326

Tab. 7 – Parametry navržené pružiny



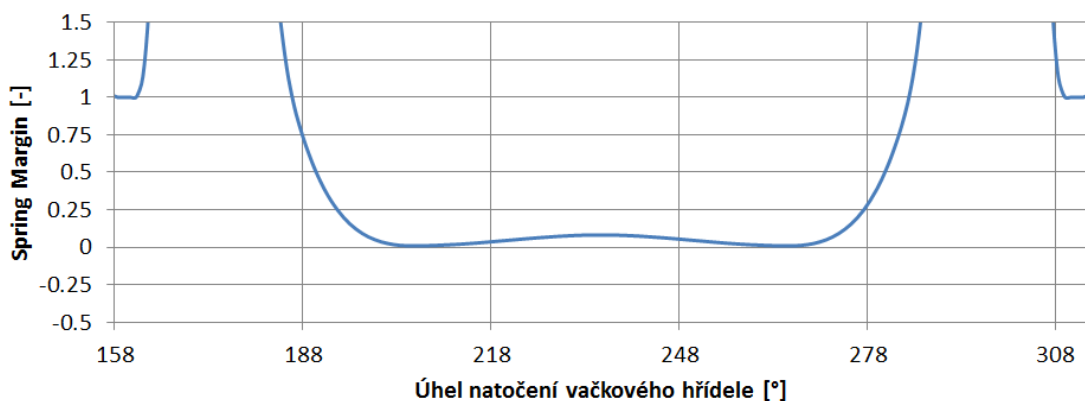
Graf 8 – Porovnání charakteristik navržené a sériových pružin

8.2.1. Kontrola nově navržené pružiny pomocí QDA

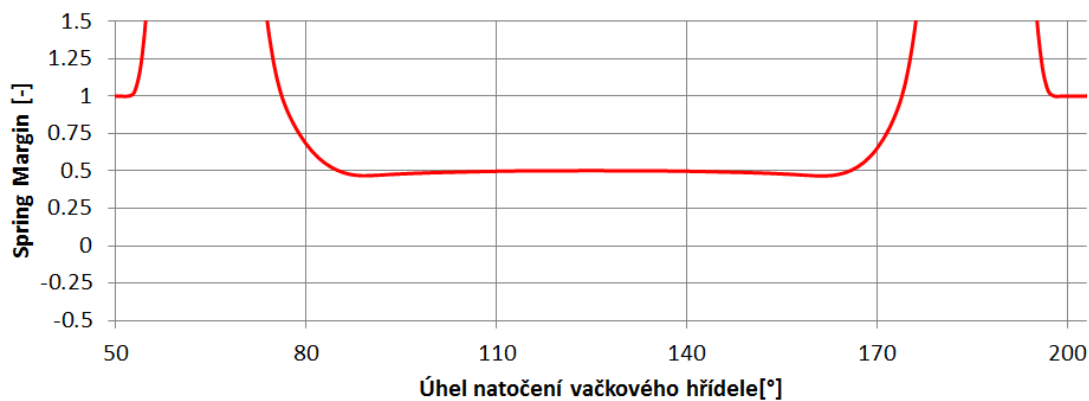
Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, první návrhy charakteristiky pružiny probíhaly s geometrií, která plně neodpovídala skutečně navržené pružině, je proto nezbytné požadované vlastnosti pružiny znovu ověřit. Toto ověření bylo nutné provádět i během samotného návrhu geometrie pružiny a postupnými iteracemi se dostat k řešení.

K ověření byl použit stejný výpočetní model jako pro hodnocení sériových pružin. Modifikovány byly pouze parametry pružiny. Průběh *spring margin* pro upravený sací vačkový hřídel a otáčky motoru 12 500 ot/min zobrazuje graf [Graf 9]. Hodnota se v kritických bodech blíží nule, zde 0,03. Ale jak již bylo uvedeno v kapitole pojednávající o analýze pružin (6.2.3 *Výsledky analýzy pružin*), v sériovém provedení dosahuje *spring margin* pro maximální otáčky (16 200 ot/min) velmi podobných hodnot, viz tabulka [Tab. 5].

Na výfukovém vačkovém hřídeli se hodnota *spring margin* zdaleka neblíží hraničním hodnotám, což je způsobeno lehčím ventilem a jiným tvarem zdvihové křivky. Průběh *spring margin* na výfukovém vačkovém hřídeli dokumentuje graf [Graf 10], hodnota v kritických bodech je vyšší než 0,13.



Graf 9 – Průběh *Spring margin* v kritických místech pro upravený sací vačkový hřídel a nově navrženou pružinu, 12 500 ot/min

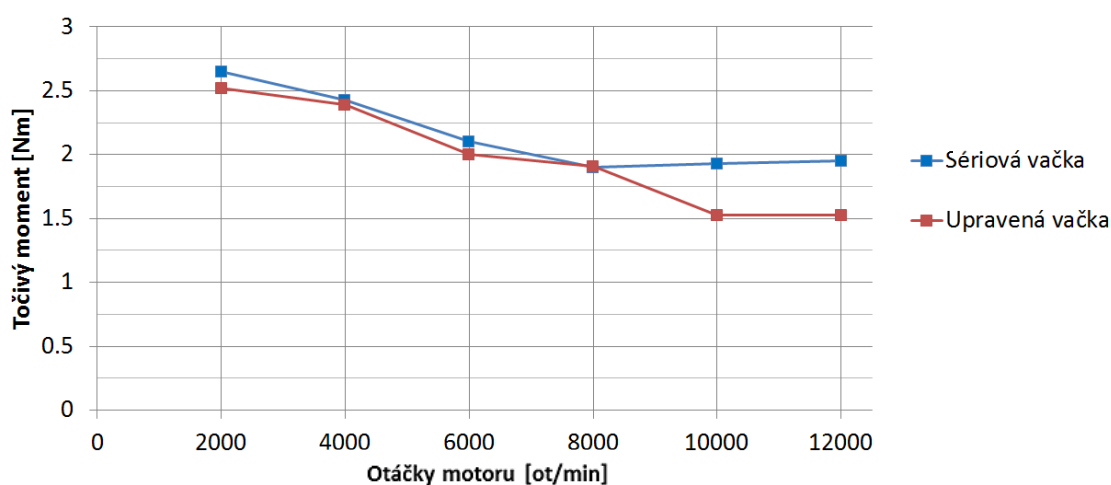


Graf 10 – Průběh *Spring margin* v kritických místech pro upravený výfukový vačkový hřídel a nově navrženou pružinu, 12 500 ot/min

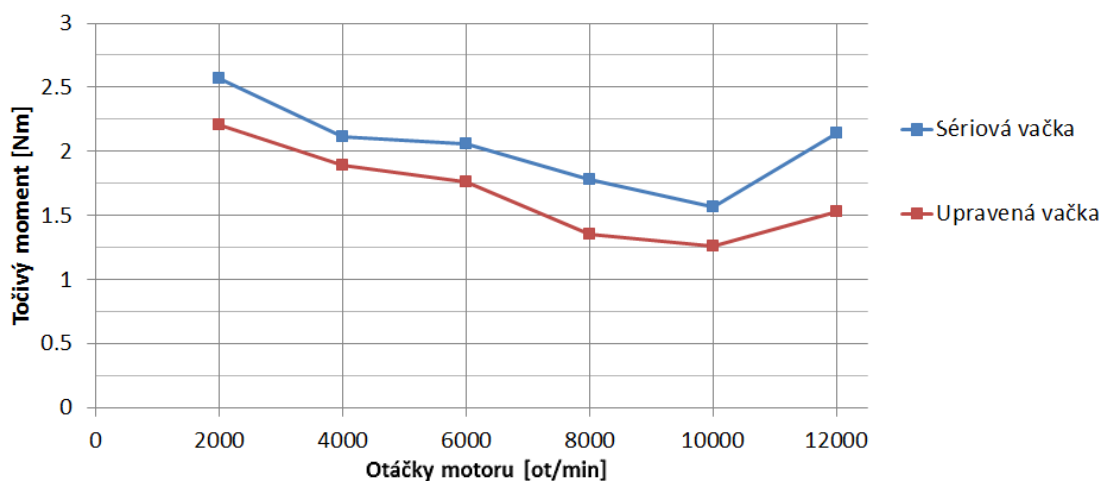
9. Zhodnocení přínosu úprav

9.1. Vliv profilu vačkových hřídelů

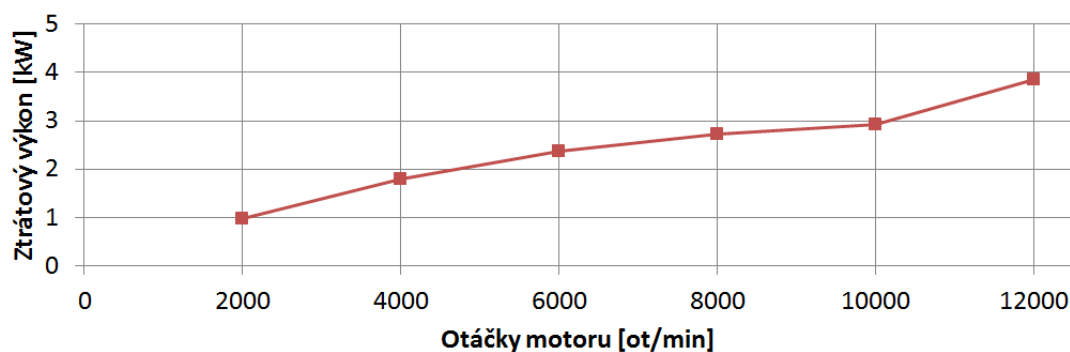
Jak naznačují grafy [Graf 11, Graf 12], změna zdvihové křivky má vliv na velikost ztrátového momentu. Zvláště patrné je to v případě výfukového vačkového hřídele. Hodnoty ztrátového výkonu pro rozvod osazený upravenými vačkovými hřídeli, pružinami v pískové barvě na sacích a zelenými pružinami na výfukových ventilech [Graf 13] budou v následujících kapitolách sloužit jako referenční hodnota pro zhodnocení přínosu navržených úprav.



Graf 11 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro sériový a upravený sací vačkový hřídel



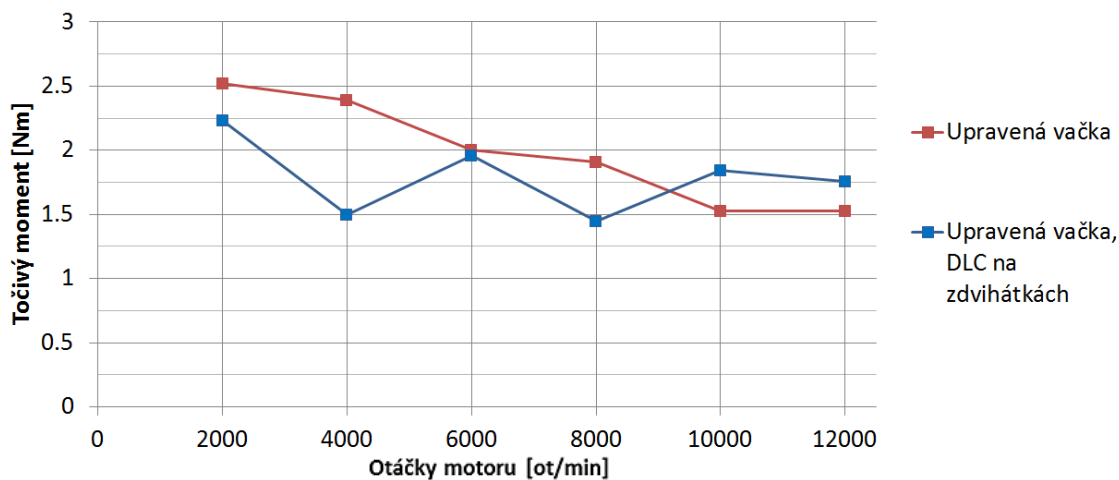
Graf 12 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro sériový a upravený výfukový vačkový hřídel



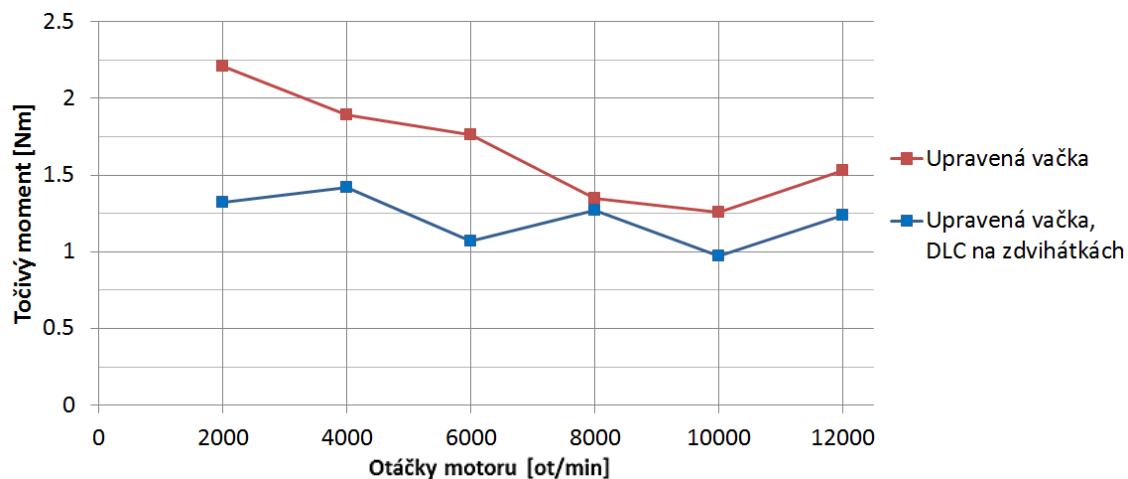
Graf 13 – Ztrátový výkon v rozvodu osazeném modifikovanými vačkovými hřídeli a sériovými pružinami

9.2. Aplikace povlaků DLC

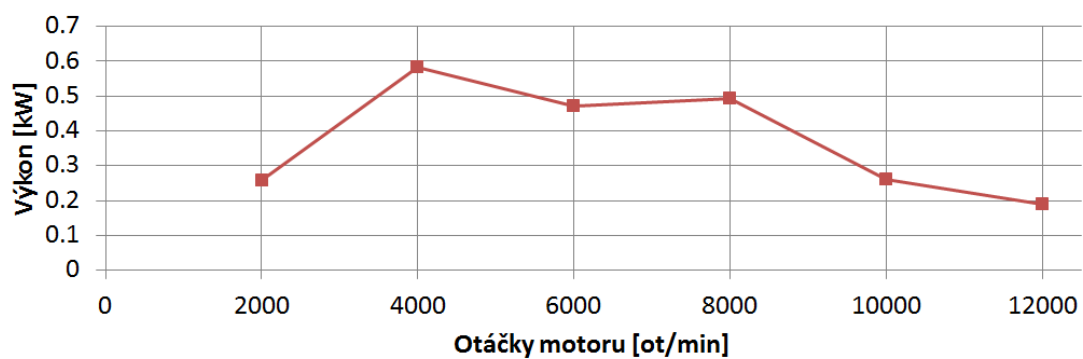
Z grafů [Graf 14, Graf 15] vyplývá, že aplikace DLC povlaku sebou nese snížení momentu odebíraného rozvodovým mechanismem. Teoretický přírůstek výkonu motoru, do kterého byla nainstalována zdvihátka s povlakem DLC na čelních plochách, ukazuje graf [Graf 16]. Přínos je malý, na motoru prakticky neměřitelný.



Graf 14 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro sériový a upravený sací vačkový hřídel, zdvihátka opatřená povlakem DLC



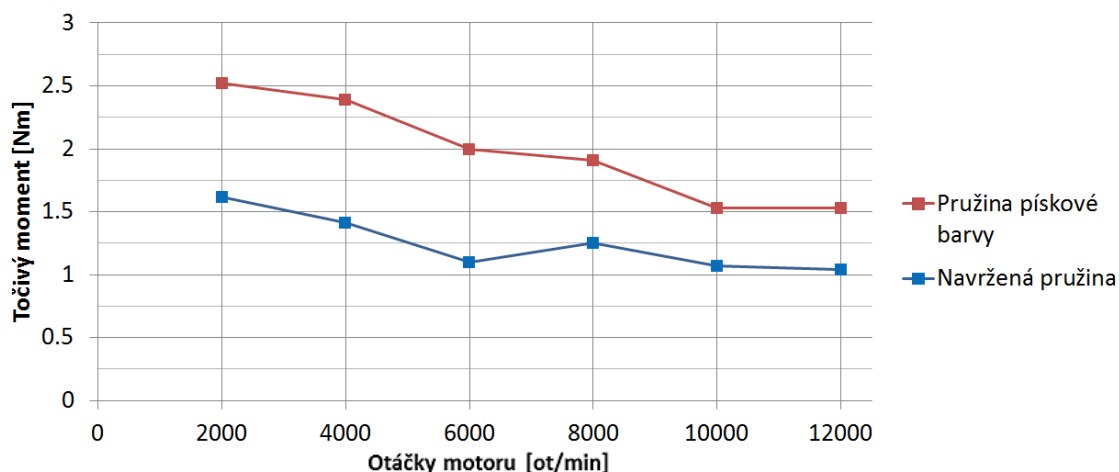
Graf 15 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro sériový a upravený výfukový vačkový hřídel, zdvihátka opatřená povlakem DLC



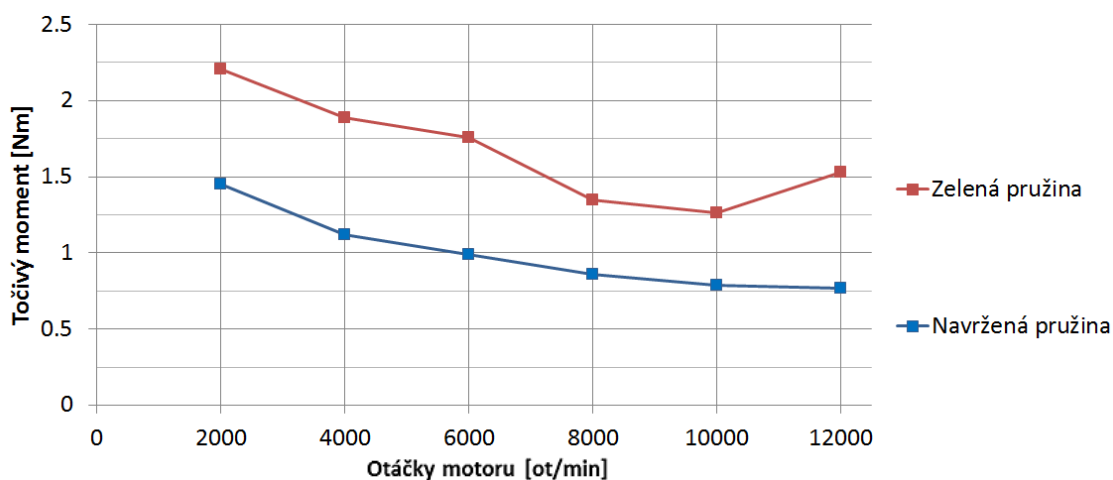
Graf 16 – Teoretický zisk efektivního výkonu po aplikaci povlaku DLC na čela všech 16 zdvihátek

9.3. Vliv snížené tuhosti pružin

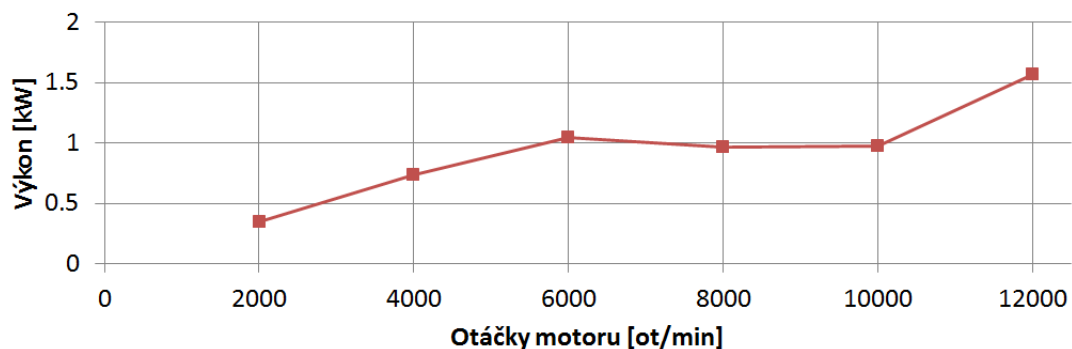
Vliv snížení tuhosti pružin dokumentují grafy [Graf 17, Graf 18]. Lepších výsledků by bylo možné dosáhnout s dalším snížení tuhosti pružin na výfukových ventilech, ale jak je uvedeno v kapitole 8, vyrábět dvě sady pružin v tak malé sérii by bylo velmi drahé. Teoretický výkonový zisk této konfigurace zobrazuje graf [Graf 19].



Graf 17 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro upravený sací vačkový hřídel s originálními pružinami a nově navrženými pružinami



Graf 18 – Porovnání průběhu vypočteného točivého momentu pro upravený výfukový vačkový hřídel s originálními pružinami a nově navrženými pružinami

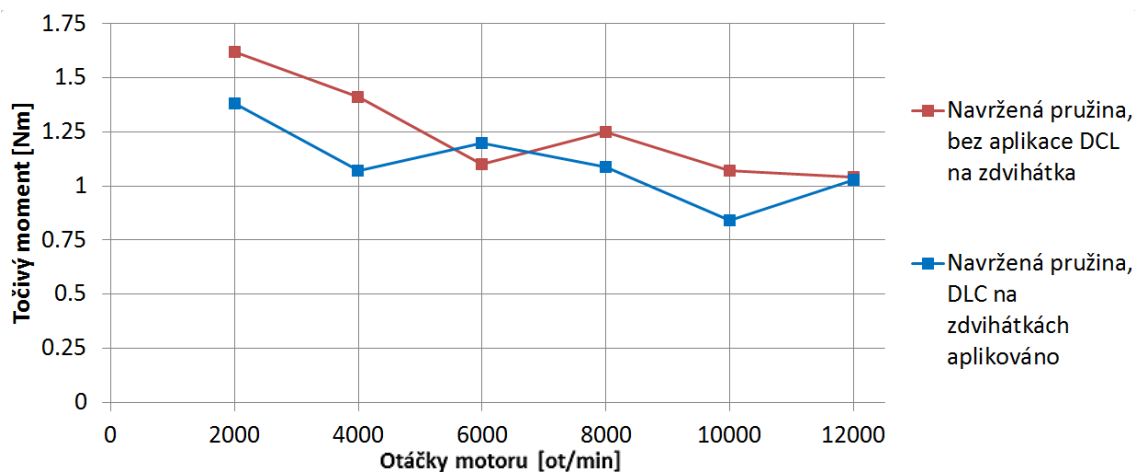


Graf 19 – Teoretický zisk efektivního výkonu po nahrazení všech 16 pružin navrženými pružinami

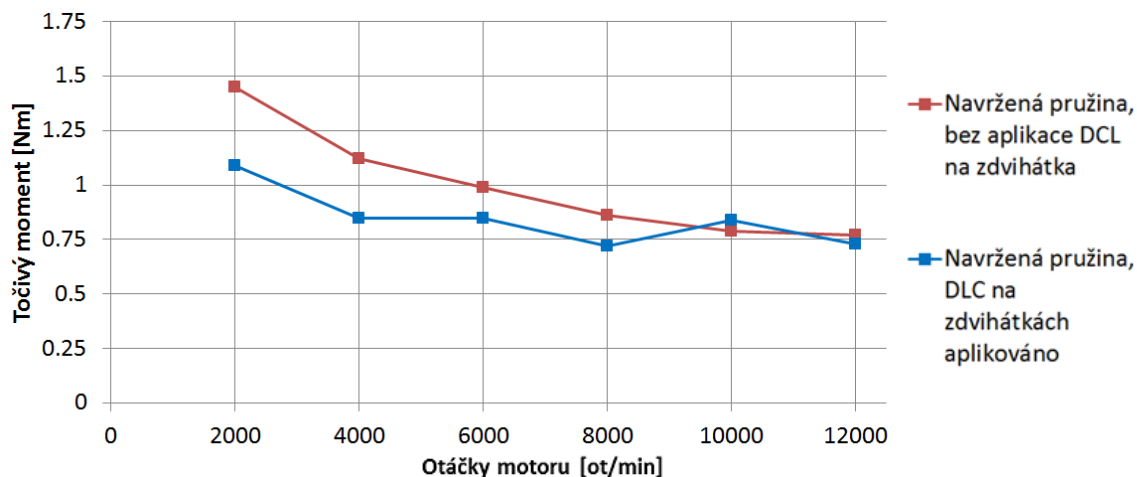
9.4. Snížení tuhosti pružin a aplikace DLC

Jak již bylo zmíněno výše, v kapitole 9.2., povlak DLC přináší snížení ztrátového momentu. Výsledný ztrátový moment této konfigurace úprav je vyneseno v grafech [Graf 20, Graf 21]. Aby byl rozdíl zřetelnější, je pro referenci uvedena konfigurace z bodu 9.3. Ta posloužila jako reference i pro určení výkonového přínosu [Graf 22].

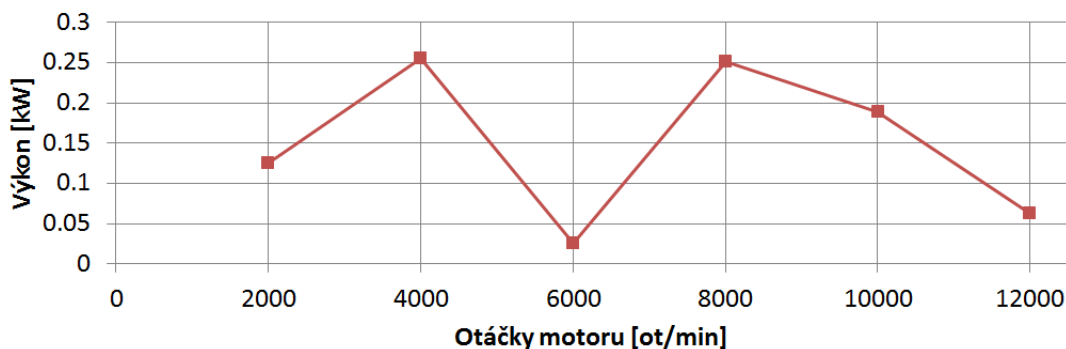
Přínos je zde velmi malý, řádově stovky Wattů.



Graf 20 – Porovnání točivého momentu dané konfigurace sacího váčkového hřídele s DLC a bez DLC



Graf 21 – Porovnání točivého momentu dané konfigurace výfukového vačkového hřídele s DLC a bez DLC



Graf 22 – Vynesení efektivního výkonu získaného aplikací DLC povlaku na konfiguraci z bodu 9.3.

9.5. Shrnutí

Aplikace DLC povlaku na čela zdvihátek v motoru Yamaha YZF R6 není významným přínosem pro snížení třecích ztrát. S přihlédnutím k finanční náročnosti procesu povlakování nemá aplikace DLC na zdvihátka do tohoto motoru smysl.

Jiná je ale situace u ventilových pružin. Vliv snížené tuhosti pružin na velikost ztrátového výkonu je již významný. Výroba nových ventilových pružin a jejich montáž do motorů bude přínosem, i když relativně malým.

10. Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit model mechaniky ventilového rozvodu a na jeho základě navrhnout úpravy snižující mechanické ztráty.

Těmto výsledkům předcházela rozsáhlá sběr dat. Byla provedena analýza materiálů jednotlivých komponent, byly změřeny charakteristiky tuhosti ventilových pružin a určeny hmotnosti komponent. Ve spolupráci s firmou EATON bylo realizováno měření momentu nutného pro pohon rozvodového mechanismu.

Byl sestaven simulační model v programu GT-Suite, který byl dle dat měřených firmou EATON kalibrován.

Na základě výpočetního modelu byly navrženy úpravy rozvodového mechanismu spočívající v aplikaci povlaku DLC na čelní plochu zdvihátek a ve snížení tuhosti ventilových pružin. Přínos navržených úprav byl zhodnocen pomocí upraveného simulačního modelu.

Na základě získaných vstupů byla navržena nová ventilová pružina.

Na tuto práci je možné dále navázat především v oblasti zpřesňování výpočetního modelu. Nabízí se provedení kalibrace na základě měření rozvodů, na kterých byly provedeny modifikace uvedené v této práci. Také je možné se věnovat zhodnocení dalších povrchových úprav, případně návrhu radikální změny konstrukce hlavy motoru, která by otevřela další možnosti, například v oblasti aplikace variabilního ventilového rozvodu.

Seznam použitých zkratk

CIH	Camshaft In Head
CNC	Computer Numeric Control
CTU	Czech Technical University
ČVUT	České vysoké učení technické
DLC	Diamond Like Coating
DOHC	Double Over Head Camshaft
EOI	Exhaust Over Intake
HC	High-mounted Camshaft
iMechE	Institution of Mechanical Engineers
IOE	Intake Over Exhaust
OHC	Over Head Camshaft
OHV	Over Head Valve
QDA	Quasi-Dynamická Analýza
SAE	Society of Automotive Engineers
SV	Side Valve

Seznam použitých informačních zdrojů

1. PŘESLIČKA, Jaroslav. *Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
2. WANG, Yushu. *Introduction to engine valvetrains*. 1. Warrendale: SAE International, 2007. ISBN 10 0-7680-1079-9.
3. ŠTÁBL, T. Návrh ventilového rozvodu pro zážehový motor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
4. PEKÁREK, Stanislav. *Technologie oprav 1*. NOVÝ JIČÍN: Střední škola technická a zemědělská, 2016. ISBN 978-80-88058-23-6.
5. RÖMMER, Anke, Arndt IHLEMANN, Michael HAAS, Peter SOLFRANK, Martin JAKEL, Werner BRETTING a Uwe GEIGER. SHACFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG. *Valvetrain for internal combustion engines*. Special edition, 2013. Freising: Sellier Druck GmbH, 2013. ISBN 022278206-0000.
6. Desmodromic valve system. *Formula1-dictionary* [online]. [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: <http://www.formula1-dictionary.net/desmodromic.html>
7. VLK, František. ROZVODY MOTOCYKLOVÝCH MOTORŮ. *Soudní Inženýrství*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM®, s.r.o., 2005, **2005**(6), 13.
8. TRNKA, Jaroslav a Jaroslav Urban. *Spalovací Motory*. 1. Bratislava: Alfa, 1992. ISBN 80-05-01801-8.
9. TOMANEC, F. *Řemenové pohony ventilového rozvodu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 34s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
10. SAJDL, Jan. TwinAir (MultiAir). *Autolexcon* [online]. 2015 [cit. 2016-12-30]. ISSN 1804-2554. Dostupné z: 12. TwinAir (MultiAir). *Autolexikon* [online]. 2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/flat-multiair/>
11. GILLIES, Mark a Bryan CHRISTIE. Fiat's Multiair Valve-Lift System Explained. *Caranddriver* [online]. 2009 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/features/fiats-multiair-valve-lift-system-explained>
12. *Freevalve* [online]. [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://www.freevalve.com>

14. COLWELL, K.C. Koenigsegg's Camshaft-less Engine Explained, Watch It in Action [Video]. *Caranddriver* [online]. 2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://blog.caranddriver.com/koenigseggs-camshaft-less-engine-explained-watch-it-in-action-video/>
15. *2017-18 Formula SAE® Rules*. Rev A. SAE International, 2016, 175 s. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
16. *CTU CarTech: Formula Student* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://cartech.cvut.cz/formula-student/>
17. EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. Praha, 2010. Disertační práce. ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel BAUMRUK, CSc.
18. Yamaha YZF-R6. *Motorkari.cz* [online]. 2016 [cit. 2017-01-02]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/motokatalog/yamaha/yamaha-yzf-r6.html>
19. *YZFR6V(C) SERVICE MANUAL*. USA: Yamaha Motor Corporation, 2005.
20. *GT-SUITE Valvetrain Application Manual*. 7.4. Westmont, USA, 2013.
21. *Valve-Train Tutorials*. Westmont: Gamma Technologies, 2013.
22. PIEPRZAK, J.M., P.A. WILLERRNET a D.P. DAILEY. Experimental Evaluation of TappetBore and CamTappet Friction for a Direct Acting Bucket Tappet Valvetrain. *SAE Technical Papers Series*. WARRENDALE: SAE International, 1990, (902086). ISSN 01 48-7191.
23. SANDOVAL, Daniel a John B. HEYWOOD. An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines. *SAE Papers*. 2003, (2003-01-0725).
24. LOUDA, Martin. Použití DLC povlaků (nejen) v automobilovém průmyslu. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. 2013, **2013**(6), 92 [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pouziti-dlc-povlaku-nejen-v-automobilovem-prumyslu.html>
25. DLC Coatings - Diamond-Like Carbon. *Richter Precision INC* [online]. East Petersburg, 2016 [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.richterprecision.com/dlc-coatings.html>
26. ANS TRIBOCONDITIONING®. *Applied Nano Surfaces* [online]. Knivstagan, 2016 [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://appliednanosurfaces.com/products/ans-triboconditioning/>
27. *Total Materia* [online]. Key to Metals [cit. 2016-12-15]. Dostupné z: <http://www.totalmateria.com/subgroup.aspx?LN=&id1=419181&db=S>

28. VDSiCr. *China steel suppliers* [online]. Jiangyou, 2013 [cit. 2016-12-15].
Dostupné z: <http://www.steelgr.com/Steel-Grades/Carbon-Steel/vdsicr.html>
29. VDSiCr. *Steel Grades* [online]. 2016 [cit. 2016-12-15]. Dostupné z:
<http://www.steel-grades.com/Steel-Grades/Carbon-Steel/VDSiCr.html>

Seznam zdrojů převzatých obrázků


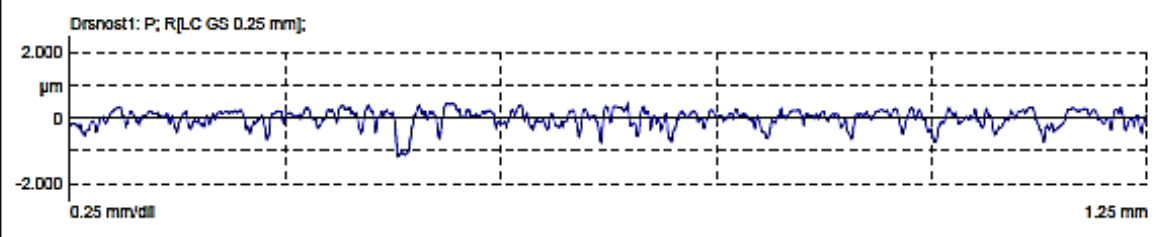
- I. WANG, Yushu. *Introduction to engine valvetrains*. 1. Warrendale: SAE International, 2007. ISBN 10 0-7680-1079-9.
- II. Why we stopped repairing Chinese scooters. *Nashville Motorcycle Repair* [online]. Nashville, 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.nashvillemotorcyclerepair.com/blog/>
- III. Valve guide wear-what to look for. *DANNYS ENGINE PORTAL* [online]. 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://dannysengineportal.com/valve-guide-wear-what-to-look-for/>
- IV. Gufero ventilů Česká republika. *Škoda dily* [online]. Plzeň, 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <https://www.skoda-dily.cz/nahradni-dil/047109675a-gufero-ventilu-cz-11562.html>
- V. COMP CAMS Dual Conical Valve Springs, .750". *Colorado Speed* [online]. 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: http://www.coloradospeed.com/valve-springs-retainers-c-3788_3173/comp-cams-dual-conical-valve-springs-750-p-35746.html
- VI. Pneumatic valve actuation. *Formula 1 dictionary* [online]. 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: http://www.formula1-dictionary.net/pneumatic_valve_actuation.html
- VII. Co je to spodový motor. *Autohit* [online]. Praha: Motomedia Bohemia, 2012 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.autohit.cz/novinky/34844-co-je-to-spodovy-motor>
- VIII. COOK, Marc. MOTORCYCLE V-TWIN ENGINE TECHNICAL ISSUES. *Cruiser* [online]. 2009 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.motorcyclecruiser.com/motorcycle-v-twin-engine-technical-issues>
- IX. Desmodromické ovládání ventilů. *Desmomania* [online]. 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.desmomania.wz.cz/desmomania/desmodromic.htm>
- X. Vlk, F. (2003): Vozidlové spalovací motory. 1. vyd., F. Vlk, Brno.
- XI. WOODRING, Kip. Motorhead Memo: Beating the heat. *Thunder Press* [online]. Minneapolis: Thunder Press, 2013 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.thunderpress.net/editorial/columnists/motorhead-memo-beating-the-heat/2013/12/18.htm>
- XII. TUČEK, Jan. RAF Knight bez ventilů. *Automobilrevue* [online]. Praha: Business Media CZ, 2013 [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/historie/raf-knight-bez-ventilu_40646.html

- XIII. CareerCast: Gear-driven valve timing on the Ducati Desmosedici RR. In: *Twitter* [online]. 2015 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <https://twitter.com/ccautomotivejob/status/580829354483146752>
- XIV. HERDER, Klaus. Gebrauchtberatung: Kawasaki: Kawasaki W650. *Motorrad* [online]. 2009 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.motorradonline.de/gebrauchte-motorraeder/gebrauchtberatung-kawasaki-w-650.272101.html>
- XV. VLK, František. ROZVODY MOTOCYKLOVÝCH MOTORŮ. *Soudní Inženýrství*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM®, s.r.o., 2005, 2005(6), 13.
- XVI. Correias Variadoras. *Belt Correias Especiais* [online]. São Paulo, 2013 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: http://www.beltcorreiasespeciais.com.br/site/produtos_detalhe.php?id=18&categoria=22&nome=Correias%20Variadoras
- XVII. FRANCO. Ricambi gilera bi 4 motore biella rc nordwest r cobra. In: *KiJiJi* [online]. Taranto, 2016 [cit. 2016-11-30]. Dostupné z: <http://www.kijiji.it/annunci/altri-veicoli/taranto-annunci-taranto/ricambi-gilera-bi-4-motore-biella-rc-nordwest-r-cobra/23585575>
- XVIII. SAJDL, Jan. TwinAir (MultiAir). *Autolexcon* [online]. 2015 [cit. 2016-12-30]. ISSN 1804-2554. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/fiat-multiair/>
- XIX. COLWELL, K.C. Koenigsegg's Camshaft-less Engine Explained, Watch It in Action [Video]. *Caranddriver* [online]. 2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://blog.caranddriver.com/koenigseggs-camshaft-less-engine-explained-watch-it-in-action-video/>
- XX. Foto CRKAL Martin
- XXI. EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. Praha, 2010. Disertační práce. ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel BAUMRUK, CSc.
- XXII. YAMAHA YZF-R6. *Autoevolution* [online]. 2006 [cit. 2016-12-30]. Dostupné z: http://www.autoevolution.com/moto/yamaha-yzf-r6-2006.html#aeng_yamaha-yzf-r6-2006-599
- XXIII. Foto HÜBNER Zdeněk

Seznam příloh

- Příloha 1** Protokoly z měření drsností
- Příloha 2** Graf změřeného průběhu tlaku oleje v závislosti na otáčkách motoru
- Příloha 3** Empirický výpočet velikosti třecích ztrát v rozvodovém mechanismu
- Příloha 4** Porovnání ztrátového momentu v uložení vačkové hřídele
- Příloha 5** Zdvihové křivky vačkových hřídelů
- Příloha 6** Průběhy *spring margin*
- Příloha 7** Náhled stavby výpočetních modelů
- Příloha 8** Návrhový výkres ventilové pružiny

Příloha 1 – Protokoly z měření drsností

		MarWin 8.00-24 SP 2	CVUT Praha, Fakulta strojní	6.10.2016 1 13:55:15 Kontrolor: Simota Podpis:
Díl: Palec sacího vačkového hřídele		Číslo výkresu:	Krok obrábění:	
Komentář: Broušený povrch				
Měřicí přístroj: MarTalk Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20 Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %		Lt: 1.75 mm Ls: 2.50 µm VB: +/-250.0 µm Vt: 0.10 mm/s Body: 3500		
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];</p>  </div>				
Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];				
Ra	0,1965 µm	0,0000		0,0000
Rz	1,1717 µm	0,0000		0,0000
Rmax	1,8438 µm	0,0000		0,0000
R Sm	35,0588 µm	0,0000		0,0000



MarWin
8.00-24 SP 2

ČVUT Praha,
Fakulta strojní

6.10.2016 1
13:48:52
Kontrolor:
Simota
Podpis:

Titl: Číslo výkresu: Krok obrábění:

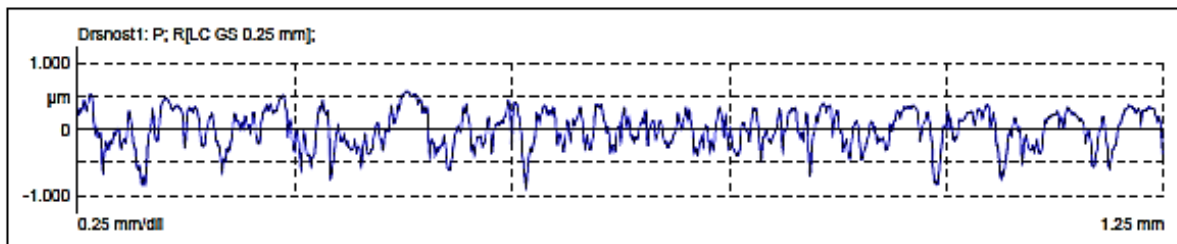
Základní průměr sacího vačkového hřídele

Komentář:

Broušený povrch

Měřicí přístroj: MarTalk
Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20
Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %

Lt: 1.75 mm
Ls: 2.50 μm
VB: +/-250.0 μm
Vt: 0.10 mm/s
Body: 3500



Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];

Ra	0,2320 μm	0,0000			0,0000
Rz	1,2665 μm	0,0000			0,0000
Rmax	1,3725 μm	0,0000			0,0000
R Sm	30,0921 μm	0,0000			0,0000



MarWin
8.00-24 SP 2

ČVUT Praha,
Fakulta strojní

6.10.2016 1
13:57:28
Kontrolor:
Simota
Podpis:

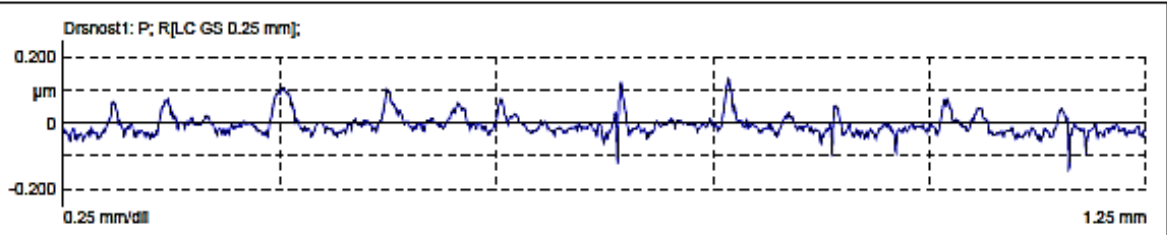
Díl: Číslo výkresu: Krok obrábění:

Palec výfukového vačkového hřídele

Komentář:
Broušený povrch


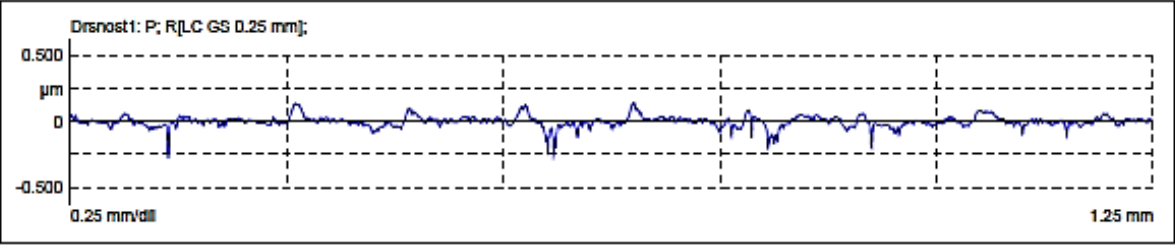
Měřicí přístroj: MarTalk
Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20
Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %

Lt: 1.75 mm
Ls: 2.50 μm
VB: +/-250.0 μm
Vt: 0.10 mm/s
Body: 3500



Parametry drsnosti - Drsnost: P; R[LC GS 0.25 mm];

Ra	0,0234 μm	0,0000		0,0000
Rz	0,1963 μm	0,0000		0,0000
Rmax	0,2475 μm	0,0000		0,0000
R Sm	60,8889 μm	0,0000		0,0000

	MarWin 8.00-24 SP 2	ČVUT Praha, Fakulta strojní	6.10.2016 1 13:51:57 Kontrolor: Simota Podpis:
	Dle: Základní průměr výfukového vačkového hřídele		Číslo výkresu: _____ Krok obrábění: _____
Komentář: Broušený povrch			
Měřicí přístroj: MarTalk Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20 Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %		Lt: 1.75 mm Ls: 2.50 μm VB: +/-250.0 μm Vt: 0.10 mm/s Body: 3500	
Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];			
			
Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];			
Ra	0,0290 μm	0,0000	0,0000
Rz	0,2833 μm	0,0000	0,0000
Rmax	0,3981 μm	0,0000	0,0000
R Sm	48,4375 μm	0,0000	0,0000



MarWin
8.00-24 SP 2

ČVUT Praha,
Fakulta strojní

6.10.2016 1

14:07:49

Kontrolor:

Simota

Podpis:

Díl:
Čelo zdvihátka 1

Číslo výkresu:

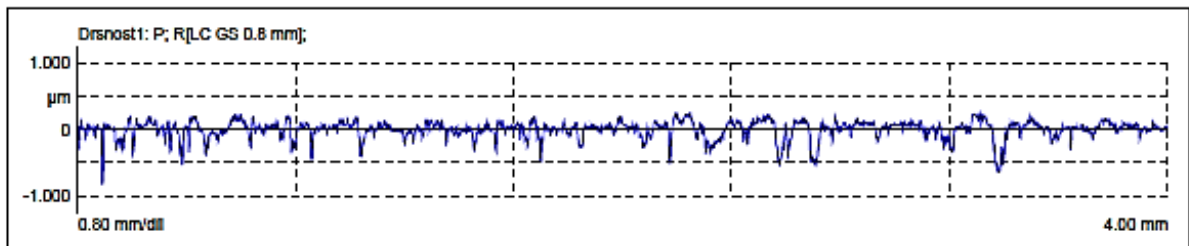
Krok obrábění:

Komentář:

Broušený povrch


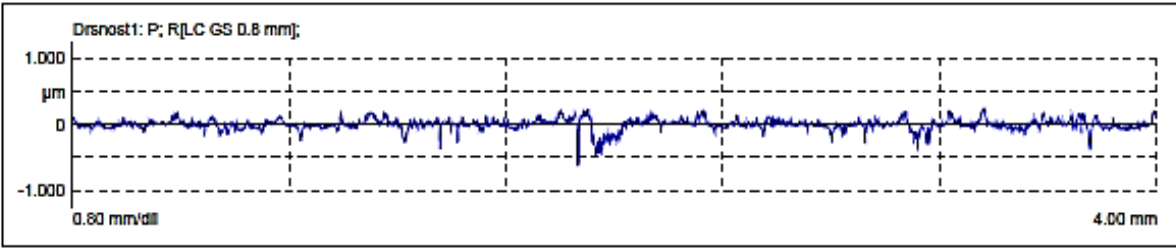
Měřicí přístroj: MarTalk
Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20
Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %

Lt: 5.60 mm
Ls: 2.50 μm
VB: +/-250.0 μm
Vt: 0.50 mm/s
Body: 11200



Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.8 mm];

Ra	0,0937 μm	0,0000		0,0000
Rz	0,8214 μm	0,0000		0,0000
Rmax	1,0584 μm	0,0000		0,0000
R Sm	66,7542 μm	0,0000		0,0000

	MarWin 8.00-24 SP 2	ČVUT Praha, Fakulta strojní	6.10.2016 1 14:12:01 Kontrolor: Šimota Podpis:
	Dle Čelo zdvihátka 2	Číslo výkresu:	Krok obrábění:
Komentář: Broušený povrch			
Měřicí přístroj: MarTalk Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20 Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %		Lt: 5.80 mm Ls: 2.50 μm VB: +/-250.0 μm Vt: 0.50 mm/s Body: 11200	
			
Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.8 mm];			
Ra	0,0560 μm	0,0000	0,0000
Rz	0,5812 μm	0,0000	0,0000
Rmax	0,8630 μm	0,0000	0,0000
R Sm	86,3558 μm	0,0000	0,0000



MarWin
8.00-24 SP 2

ČVUT Praha,
Fakulta strojní

6.10.2016 1
14:02:33
Kontrolor:
Simota
Podpis:

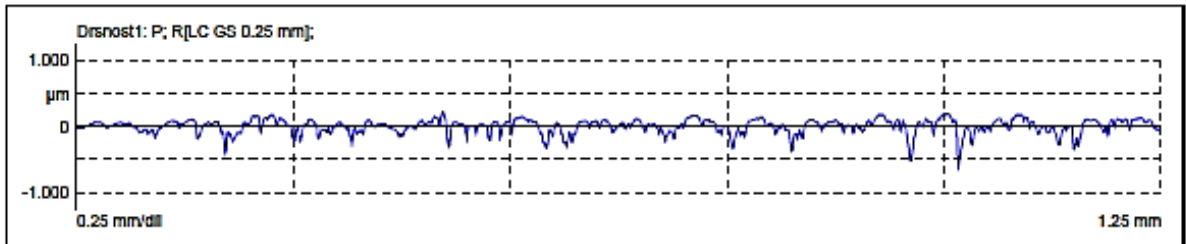
Díl: **Plášť zdvihátka 1** Číslo výkresu: Krok obrábění:

Komentář:

Broušený povrch

Měřicí přístroj: MarTalk
Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20
Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %

Lt: 1.75 mm
Ls: 2.50 µm
VB: +/-250.0 µm
Vt: 0.10 mm/s
Body: 3500



Parametry drsnosti - Drsnost: P; R[LC GS 0.25 mm];

Ra	0,0814 µm	0,0000			0,0000
Rz	0,6185 µm	0,0000			0,0000
Rmax	0,7839 µm	0,0000			0,0000
R Sm	38,3621 µm	0,0000			0,0000



MarWin
8.00-24 SP 2

ČVUT Praha,
Fakulta strojní

6.10.2016 1

14:14:13

Kontrolor:

Simota

Podpis:

Díl:

Číslo výkresu:

Krok obrábění:

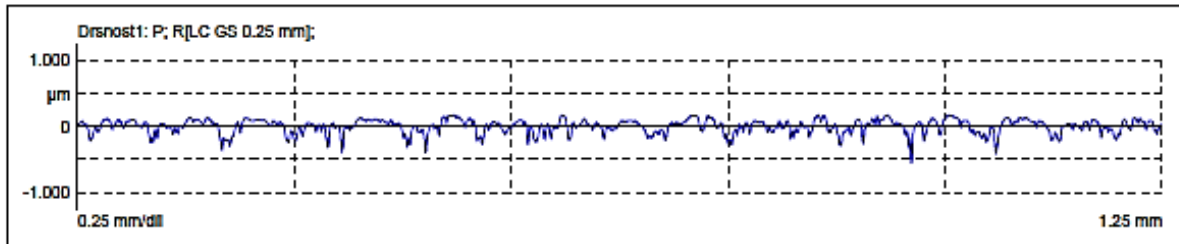
Plášť zdvihátka 2

Komentář:

Broušený povrch

Měřicí přístroj: MarTalk
Posuvová jednotka: DriveUnit.PGK 20
Snímač: MFW-250:2 (#1855) -2.5 %

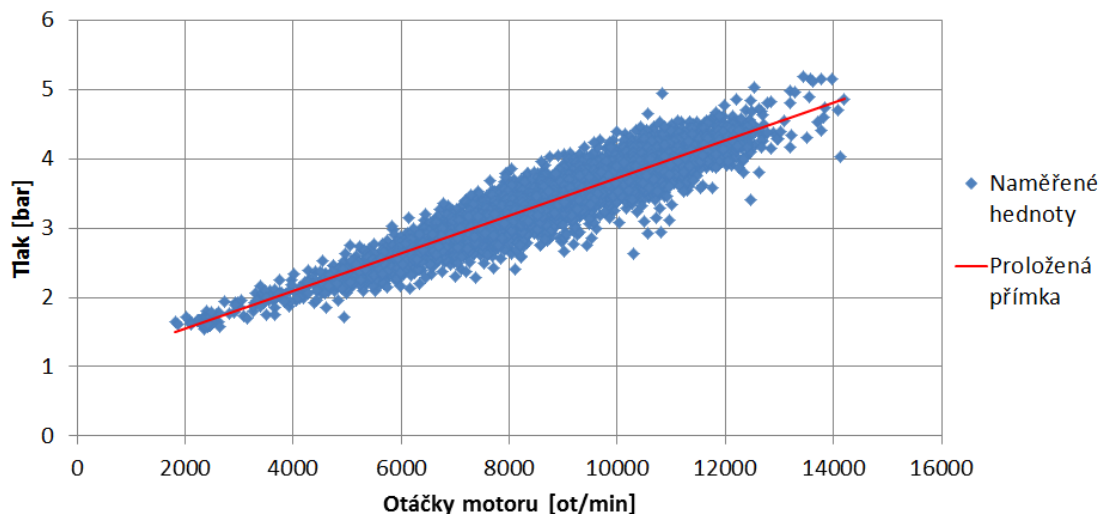
Lt: 1.75 mm
Ls: 2.50 μm
VB: +/-250.0 μm
Vt: 0.10 mm/s
Body: 3500



Parametry drsnosti - Drsnost1: P; R[LC GS 0.25 mm];

Ra	0,0831 μm	0,0000			0,0000
Rz	0,5581 μm	0,0000			0,0000
Rmax	0,7354 μm	0,0000			0,0000
R Sm	36,5606 μm	0,0000			0,0000

Příloha 2 – Graf změřeného průběhu tlaku oleje v závislosti na otáčkách motoru



Graf P1 – Naměřený průběh tlaku oleje v olejové galerii motoru na brzdovém stanovišti

Příloha 3 – Empirický výpočet velikosti třecích ztrát v rozvodovém mechanismu

Empirický model třecích ztrát v rozvodovém mechanismu dle [22]

- $vmep = fmep_B + fmep_{FF} + fmep_{RF} + fmep_{OH} + fmep_{OM} + fmep_{BS}$
 - $fmep_B = 244 \cdot \frac{N \cdot n_b}{B^2}$ Hydrodynamické tření v ložiskách
 - $fmep_{FF} = C_{ff} \cdot \left(1 + \frac{1000}{N}\right)$ Kontakt vačky a plochého zdvihátka
 - $fmep_{RF} = C_{rf} \cdot \frac{N \cdot n_v}{S \cdot n_c}$ Kontakt vačky a kladky
 - $fmep_{OH} = C_{oh} \cdot \frac{L_v^{1,5} \cdot N^{0,5} \cdot n_v}{B \cdot S \cdot n_c}$ Oscilující hydrodyn. tření
 - $fmep_{OM} = C_{om} \cdot \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \cdot \frac{L_v \cdot n_v}{S \cdot n_c}$ Oscilující smíšené tření
 - $fmep_{BS} = C_{BS}$ Tření těsnění ložisek

Kde:

- $vmep$ – FMEP ventilového rozvodu [kPa]
- n_b – počet ložisek [-]
- S – zdvih [mm]
- n_c – počet válců [-]
- C_{rf} – koeficient pro vahadlo vybavené kladkou [-]
- C_{oh} – koeficient oscilujícího hydrodynamického tření [-]
- L_v – maximální zdvih ventilu [mm]
- C_{om} – koeficient oscilujícího smíšeného tření [-]
- N – otáčky motoru [ot/min]
- B – vrtání [mm]
- n_v – počet ventilů na válec [-]
- C_{rf} – koeficient pro ploché zdvihátka [-]

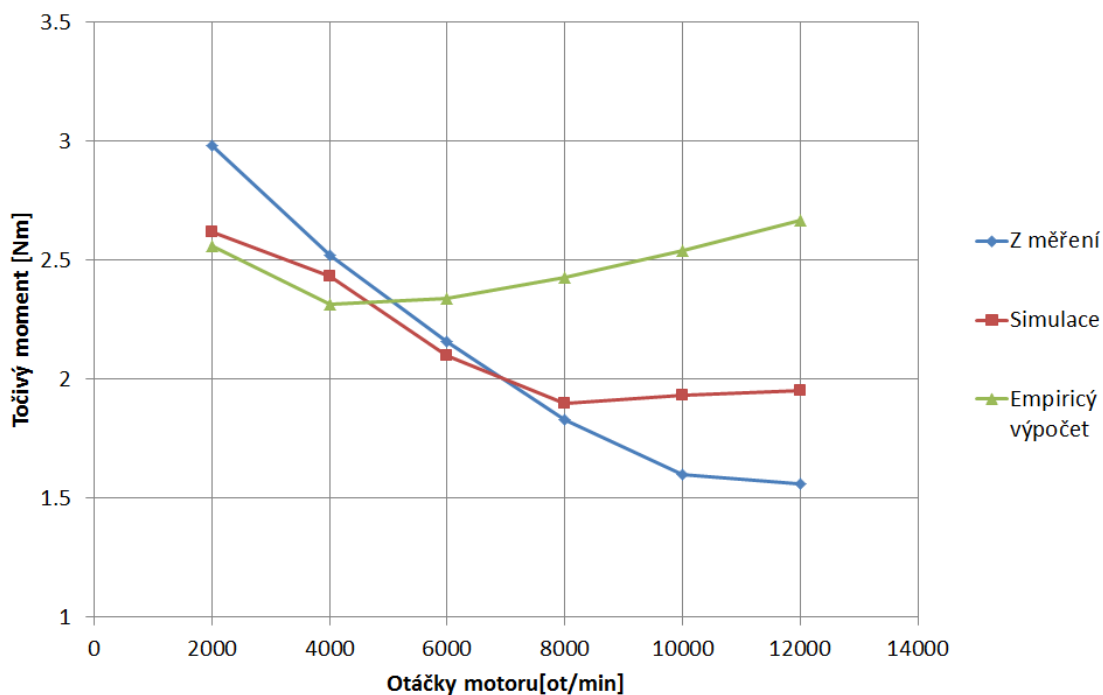
Dosazované hodnoty:

	Sací vačka
n_b [-]	5
B [mm]	67
S [mm]	42,5
n_v [-]	2
L_v [mm]	8,7
n_c [-]	4
C_{ff} [-]	1330.005
C_{rf} [-]	0
C_{oh} [-]	0,5
C_{om} [-]	10,7
C_{BS} [-]	0

Výsledky:

Otáčky motoru [ot/min]	vfmep [kPa]	Výkon [W]	Točivý moment [Nm]
2000	53.63	535.69	2.56
4000	48.54	969.67	2.31
6000	49.01	1468.63	2.34
8000	50.86	2032.34	2.43
10000	53.27	2660.69	2.54
12000	55.95	3353.59	2.67

Hodnoty koeficientů voleny dle [22]

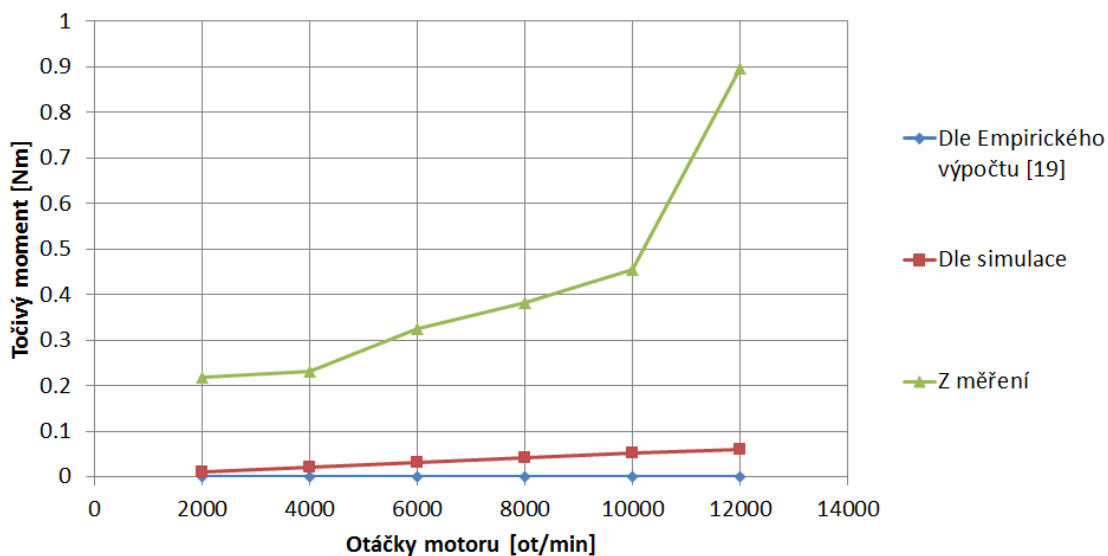


Graf P3 – Porovnání výsledku měření, simulace a empirického výpočtu na sacím vačkovém hřídeli

Pozn.:

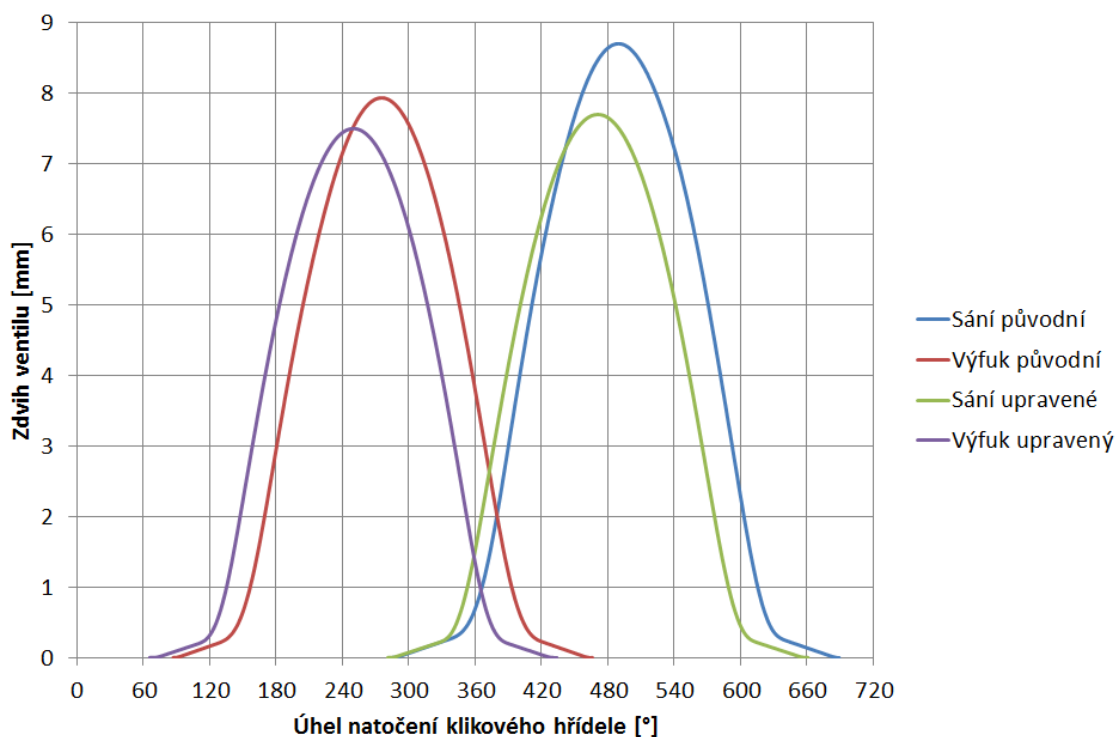
Empirický výpočet byl původně navržen pro velké motory amerických osobních automobilů, proto při aplikaci na vysokootáčkový motocyklový motor odpovídá jen v nižších otáčkách.

Příloha 4 – Porovnání ztrátového momentu v uložení vačkového hřídele



Graf P4 – Porovnání momentu protáčení samotného sacího vačkového hřídele získaného simulací, empirickým výpočtem a měřením

Příloha 5 – Profily vačkových hřídelů

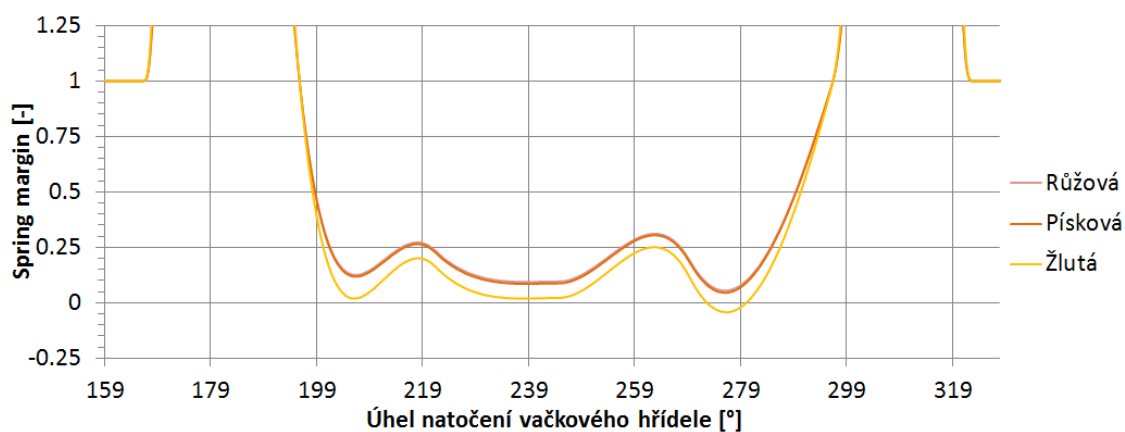


Graf P5 – Zdvihové křivky vačkových hřídelů

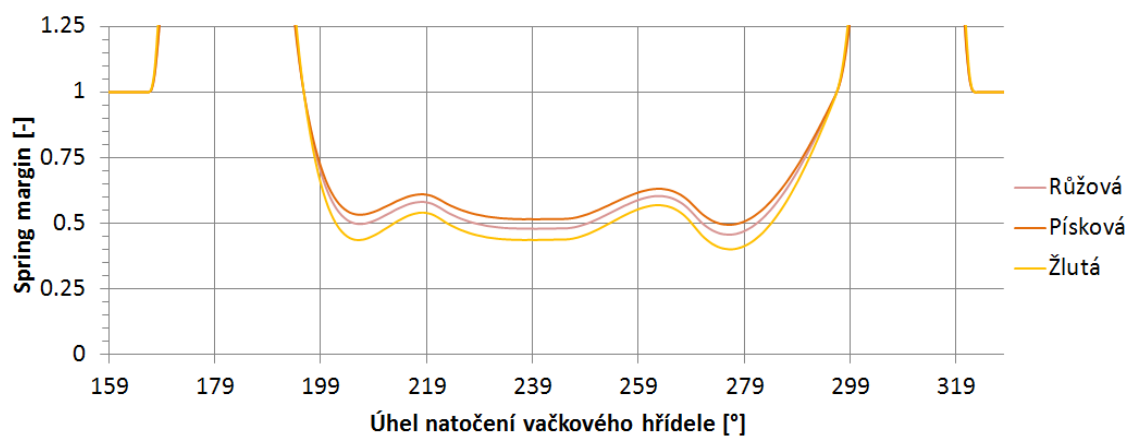
Pozn.:

Znalost sériových profilů vačkových hřídelů patří do „KNOW-HOW“ týmu CTU CarTech. Upravené profily jsou výsledkem práce Ing. Libora Tomička během jeho působení v týmu CTU CarTech.

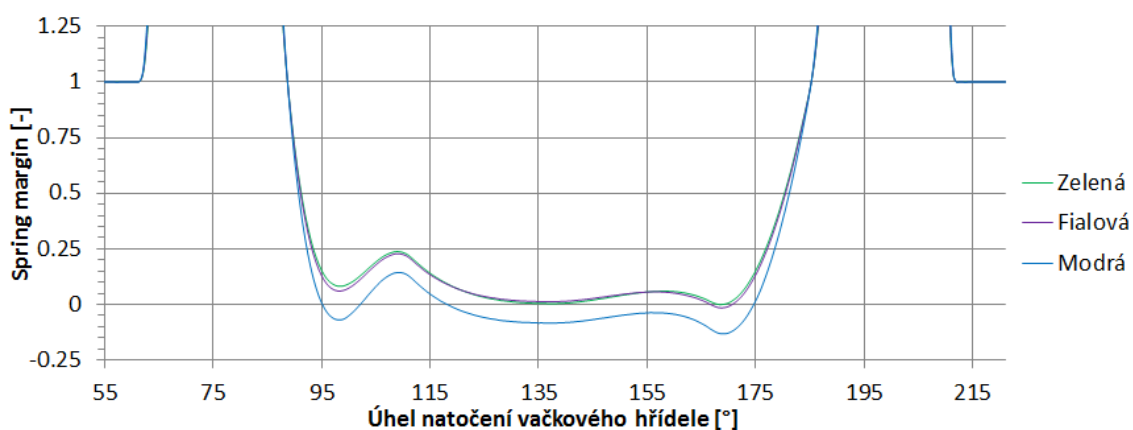
Příloha 6 – Průběhy *spring margin*



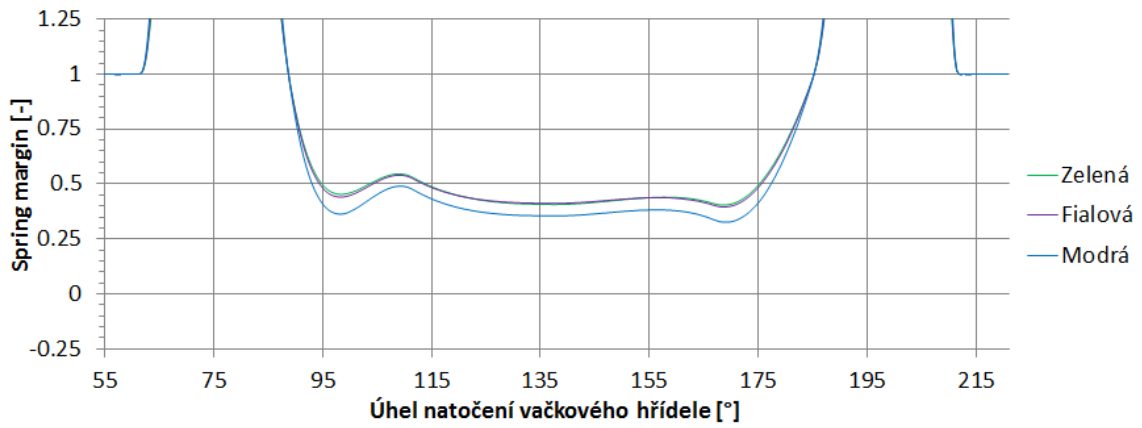
Graf P6.1 – *Spring margin*, sériový profil sacího vačkového hřídele, různé pružiny, 16 200 ot/min



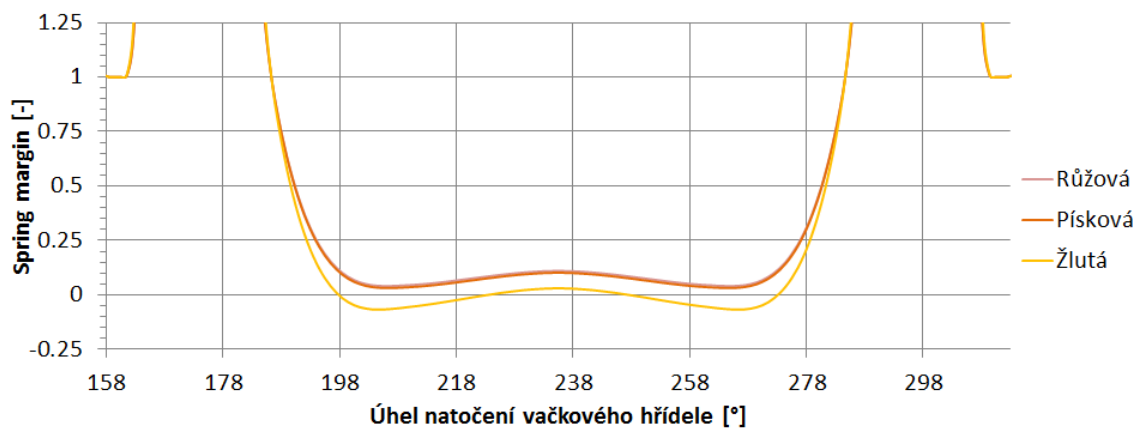
Graf P6.2 – *Spring margin*, sériový profil sacího vačkového hřídele, různé pružiny, 12 500 ot/min



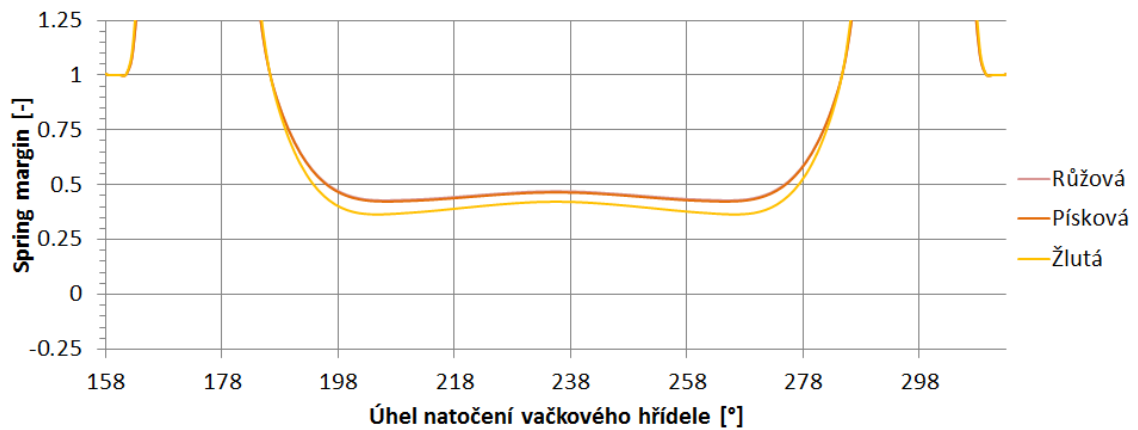
Graf P6.3 – *Spring margin*, sériový profil výfukového vačkového hřídele, různé pružiny, 16 200 ot/min



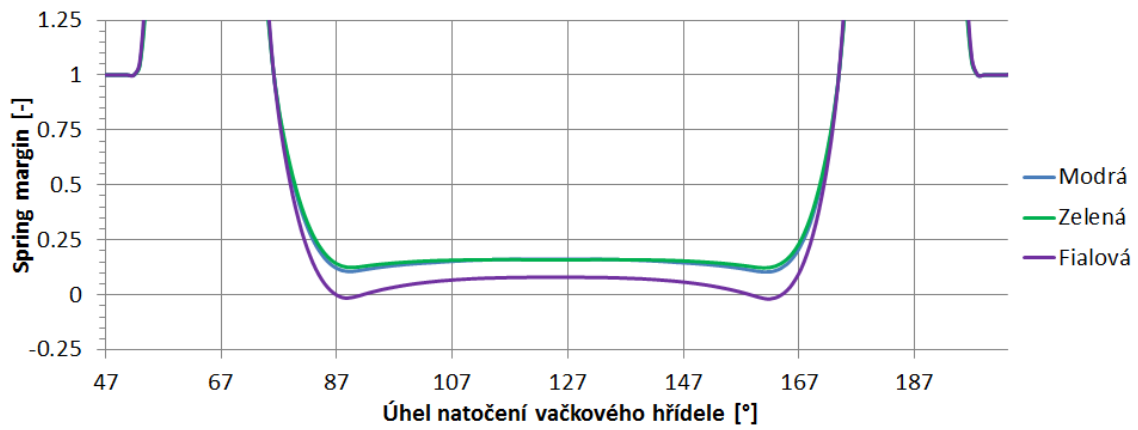
Graf P6.4 – Spring margin, sériový profil výfukového vačkového hřídele, různé pružiny, 12 500 ot/min



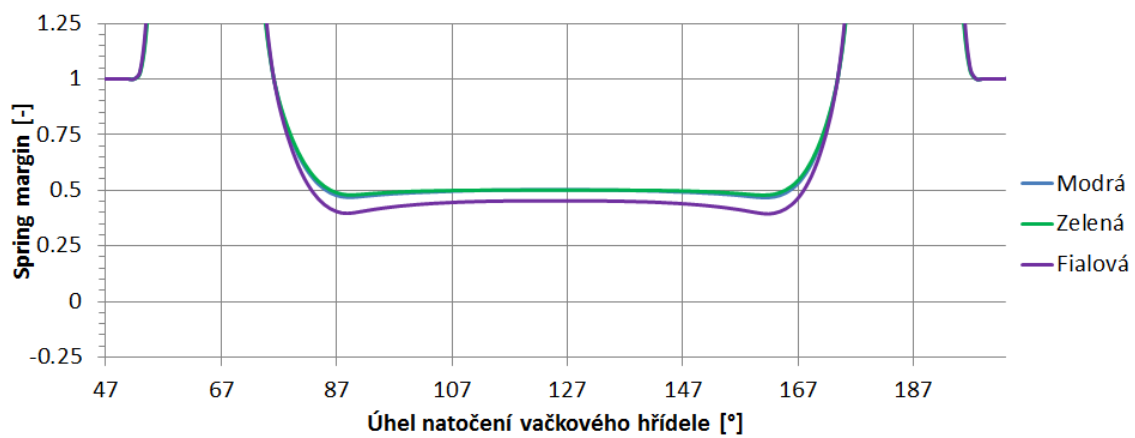
Graf P6.5 – Spring margin, upravený profil sacího vačkového hřídele, různé pružiny, 16 200 ot/min



Graf P6.6 – Spring margin, upravený profil sacího vačkového hřídele, různé pružiny, 12 500 ot/min

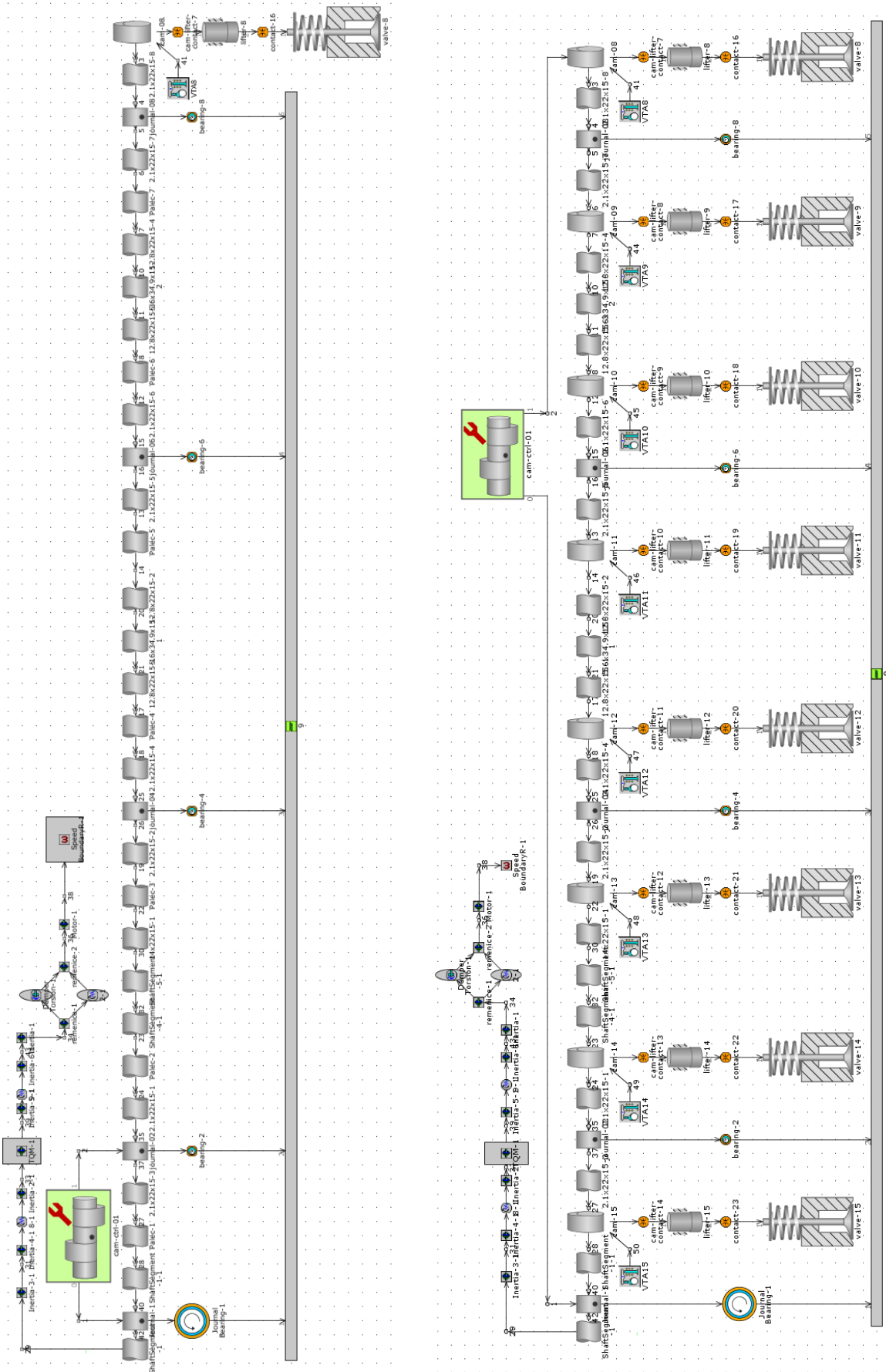


Graf P6.7 – Spring margin, upravený profil výfukového vačkového hřídele, různé pružiny, 16 200 ot/min



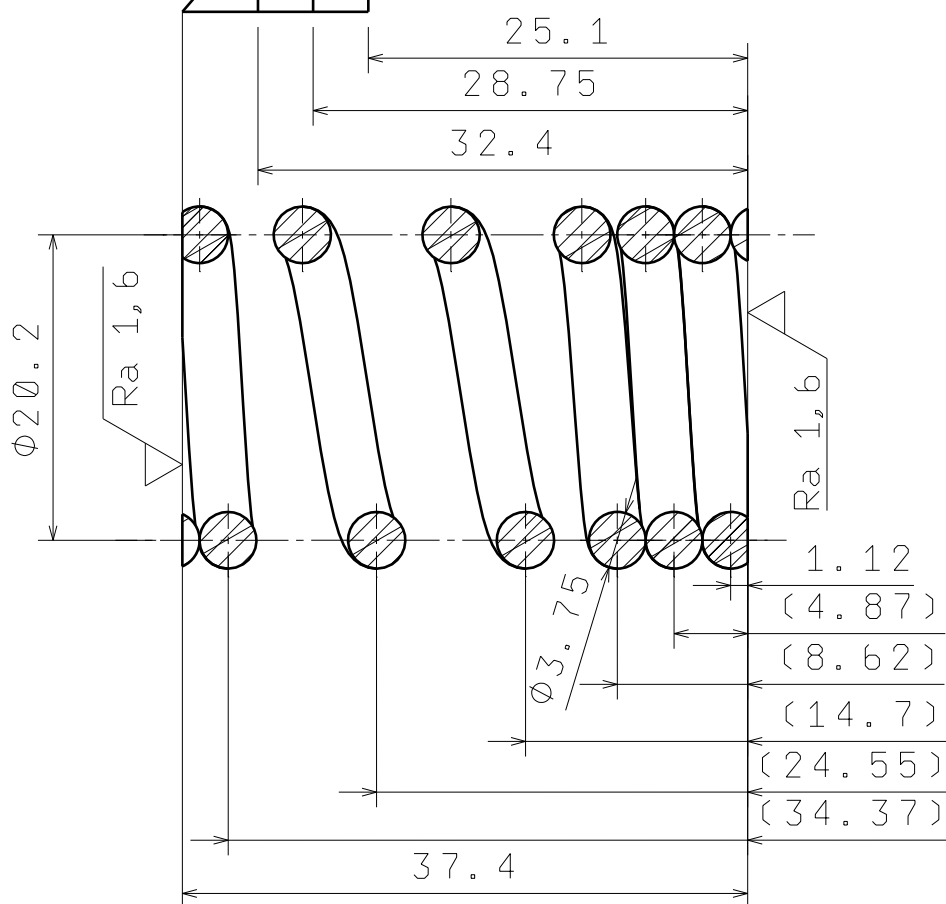
Graf P6.8 – Spring margin, upravený profil výfukového vačkového hřídele, různé pružiny, 12 500 ot/min

Příloha 7 – Náhled stavby výpočetních modelů



Počet činných závitů	3
Celkový počet závitů	6,5
Smysl vinutí	Levý
Průměr kontrolního trnu	17,5
Průměr kontrolního pouzdra	22,1

F3=343,7 N
 F2=229,8 N
 F1=123,5 N



KONCE PRUŽINY: TVAR D

MATERIÁL: 42CrMo4							
POLOTOVAR: KR 3,75 x 414,8 CSN EN 10 270-2: 10 270-2-VDSiCr							
PROMÍTÁNÍ: [ISO E]							
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015: NE							
PŘESNOST ISO 2768 - mK		INDEX	ZMENA	DATUM	PODPIS		
Podpis	Datum	Podpis	Datum	MÉRITKO		2:1	
KRESLIL	M.VOKURKA	23.12.2016	NORM. REF.	HMOTNOST	0,0333 kg		
TECHNOL.		SCHVÁLIL		SESTAVA		KUSOVNIK BOM FSO x	

ČESKÉ VYSOKÉ UCENÍ TECHNICKÉ V PRAZE



NÁZEV

VENTILOVÁ PRUŽINA

TYP:

ČÍSLO VYKRESU

FS X-13-035-00-00001-AA