



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ÚPRAVA MOTOCYKLOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

MODIFICATION OF A MOTORCYCLE SPARK IGNITION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matěj Poulíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Matěj Pouliček
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
Akademický rok:	2021/22

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

Úprava motocyklového zážehového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Komplexní studium problematiky teorie a konstrukce motocyklových zážehových motorů s cílem zvýšení jejich výkonu.

Cíle diplomové práce:

Práce bude obsahovat:

- přehled možných úprav čtyřdobého motocyklového spalovacího motoru, pro zvýšení výkonových parametrů,
- návrh možné úpravy zvoleného jednoválcového motocyklového motoru z 2 ventilové varianty na 4 ventilovou,
- simulaci navrženého řešení v GT Suite,
- hodnocení obtížnosti úprav a jejich teoretických přínosů,
- pevnostní kontrolu zvoleného klikového mechanismu metodou MKP.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

HAFNER, Karl Ernst and MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o možných úpravách čtyřdobých motocyklových zážehových motorů za účelem navýšení výkonových parametrů. Dále se zabývá úpravou motoru Aprilia Leonardo 250 z 2 ventilové varianty na 4 ventilovou, simulací tohoto motoru a navrženého řešení v GT SUITE. Pozornost je také věnována pevnostní kontrole klikového mechanismu stroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kompresní poměr, sání, výfuk, časování ventilů, taktnost, výkon, kroutící moment, měrná efektivní spotřeba, stechiometrická směs, vrtání, zdvih, hlava válce, GT SUITE, Ansys, detonační hoření, oktanové číslo, předstih zážehu

ABSTRACT

This diploma thesis is about possible modifications of four-stroke motorcycle petrol engines for increasing power. It also deals with the modification of the Aprilia Leonardo 250 engine from a 2-valve variant to a 4-valve variant, the simulation of this engine and the proposed solution in the GT SUITE. Attention is also paid to the strength control of the crank mechanism of the engine.

KEYWORDS

Compression ratio, intake, exhaust, valve timing, stroking, power, torque, specific efficiency consumption, stoichiometric mixture, bore, stroke, cylinder head, GT SUITE, Ansys, detonation combustion, octane number, ignition advance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POULÍČEK, Matěj. *Úprava motocyklového zážehového motoru*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140361>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Matěj Poulíček

PODĚKOVÁNÍ

Vroucně děkuji vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. za jeho cenné a užitečné rady, hlavně pak za jeho lidský a přátelský přístup. Velké díky patří také mé rodině, přítelkyni a přátelům, za bezmeznou podporu během mého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Možné úpravy spalovacích motorů motocyklů	10
1.1 Úpravy zdvihového objemu	10
1.1.1 Změna velikosti vrtání	10
1.1.2 Změna velikosti zdvihu	13
1.2 Úpravy dodávky vzduchu	13
1.2.1 Úpravy sacích a výfukových kanálů	13
1.2.2 Snížení odporu sacího a výfukového potrubí	14
1.2.3 Změna počtu či velikosti ventilů	16
1.3 Úprava dodávky paliva	16
1.3.1 Použití paliva s vyšším oktanovým číslem	16
1.3.2 Použití paliva s různým odparným teplem a množstvím uložené energie	17
1.4 Úprava kompresního poměru	19
1.4.1 Varianty úprav změny kompresního poměru	20
1.5 Úpravy zapalování	21
2 Zvolená úprava – změna počtu a velikosti ventilů	22
2.1 Technické parametry motocyklu Aprilia Leonardo 250	22
2.2 Úvod do problematiky a očekávané výsledky	24
2.3 Možná úskalí	25
2.4 Upravované komponenty	26
2.5 Konstrukční změny	30
2.5.1 Možnosti úpravy	30
2.5.2 Vhodné díly k úpravě	31
3 Simulace	33
3.1 GT - SUITE	33
3.1.1 Původní konfigurace	33
3.1.2 Výsledky simulace původní konfigurace	40
3.1.3 Upravená konfigurace	43
3.1.4 Výsledky simulace 4V varianty	49
3.1.5 Optimalizace 4V varianty	52
3.1.6 Výsledky simulace optimalizované 4V varianty	57
3.1.7 Porovnání výsledků jednotlivých variant	60
3.2 Výpočet důležitých parametrů motoru	64
3.3 Pevnostní kontrola klikového mechanismu MKP	65
3.3.1 Výpočty rozměrů, úhlů a velikostí sil	68
3.3.2 Kontrola pístního čepu metodou MKP	69
3.3.3 Kontrola ojnice metodou MKP	72
3.3.4 Kontrola klikové hřídele metodou MKP	77
3.4 Hodnocení obtížnosti úprav	81

Závěr	82
4 Bibliografie	83
Seznam použitých zkratek a symbolů	85

ÚVOD

Použití spalovacích motorů u motocyklů je velmi různorodé. V motocyklech můžeme nalézt motory čtyřdobé i dvoudobé. Jednoválcové, ale i šestiválcové. Při jejich konstrukci je kladen důraz na kompromis mezi měrnou spotřebou, výkonovými parametry, emisemi výfukových plynů, životností jednotlivých součástí a hlučností celého ústrojí. Bohužel však je v dnešní době kladen důraz právě na emise výfukových plynů a hlučnost i za cenu vyšší měrné spotřeby, či nižšího výkonu.

Díky tomu je ale možné provést dodatečné úpravy, které mohou příznivě ovlivnit právě výkonové parametry. Nutno poznamenat, že každá taková změna nemusí být legální, právě z důvodu zvýšení emisí a upravené vozidlo může být nezpůsobilé provozu po pozemní komunikaci, či dokonce nebezpečné. Naopak některé úpravy mohou být ku prospěchu a mohou zlepšit (či nezhoršit) všechny parametry spalovacího motoru. Kvůli nízkému zastoupení vznětových motorů v motocyklech se v této práci budu věnovat pouze motorům zážehovým.

Hlavním zaměřením je však úprava modelu Aprilia Leonardo 250, který má potenciál navýšení výkonu při současném zvýšení maximálních otáček. Úprava by pak mohla sloužit pro sportovní účely.

1 MOŽNÉ ÚPRAVY SPALOVACÍCH MOTORŮ MOTOCYKLŮ

Každý zážehový spalovací motor potřebuje pro svoji správnou funkci zejména kyslík, palivo, kompresi a zapalování. Každá odlišnost těchto faktorů způsobuje změnu chování celého motoru a je zpravidla nutné naráz změnit více než jeden faktor. Na samotný výkon má pak dále vliv i velikost maximálních otáček a průběh točivého momentu motoru.

Úpravy spalovacích motorů za účelem zvýšení výkonnostních parametrů jsou velmi různorodé a jsou úzce spojeny s většinou pevných i pohyblivých částí motoru. Jejich základní myšlenka spočívá v maximalizaci množství efektivně spáleného paliva, což je úměrné potřebnému množství vzduchu.

1.1 ÚPRAVY ZDVIHOVÉHO OBJEMU

Jedna z nejjednodušších úprav spočívá právě ve zvětšení zdvihového objemu, díky čemuž můžeme spálit větší množství směsi během jednoho cyklu. Tento způsob však zahrnuje zpravidla velké zásahy do konstrukce motoru a zároveň je značně omezený.

Tyto úpravy přináší největší nevýhodu zejména ve zvýšení třecích ztrát motoru, a to z důvodu zvětšení styčné plochy pístních kroužků, nebo zvětšením jejich dráhy při jednom zdvihu.

Rozdělujeme na

- změna velikosti vrtání
- změna velikosti zdvihu.

Velkou výhodou změny vrtání oproti změně zdvihu je možnost zachování většího množství původních dílů. Při změně vrtání dochází ke změnám pouze válce a pístu, případě hlavy válce. Oproti tomu při změně zdvihu je nutno nahradit původní klikovou hřídel za jinou, s delším ramenem. Kromě toho je nutné použít válec s vyšší výškou, ke kterému se pak musí přizpůsobit např. delší rozvodový řetěz (pokud se jedná o rozvodový mechanismus typu OHC, DOHC), případě delší ventilová zdvihátka (OHV, SV).

1.1.1 ZMĚNA VELIKOSTI VRTÁNÍ

Tato úprava spočívá ve zvětšení průměru vrtání válce, čímž nám dojde ke zvýšení jeho objemu. U novodobých motocyklů je kluzná plocha válců buď galvanicky pokovená (Nikasil, Cromal) nebo je tvořena samotnou šedou litinou, a to ve dvou provedeních. Celo litinový válec, nebo hliníkový válec osazený litinovou vložkou. (1)

VÝBRUS VÁLCŮ MOTORU

Právě tento fakt má velký vliv právě na úpravy a opravy samotných válců, jelikož právě u litinových vložek je možné využít tzv. výbrusu, který se používá při opravě kluzné plochy válce. Při výbrusu menších kubatur dochází při každém stupni výbrusu ke zvětšení vrtání např. o 0,25 mm a je možné jej obvykle provést několikrát, právě pro maximalizaci výdrže válce. U takto konstruovaných motorů pak nejčastěji výrobce nabízí i tzv. výbrusové pístní sady, které mají při každém stupni výbrusu větší rozměr.

Například na motocyklu Jawa 20 Pionýr (vrtání $D = 38,0$ mm, zdvih $Z = 44,0$ mm) lze provést výbrus až 8. stupně, kdy rozdíl vrtání, mezi jednotlivými stupni činí 0,25 mm.

Výsledná změna objemu při nejvyšším stupni výbrusu

Výpočet původního objemu motoru Jawa 20 Pionýr

$$V_{Zp} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} * 0,044 = 0,0000499 \text{ m}^3 = 49,9 \text{ cm}^3 \quad (1)$$

Výpočet objemu pro použití 8. stupně výbrusu

$$V_{Zv} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,040^2}{4} * 0,044 = 0,00005529 \text{ m}^3 = 55,29 \text{ cm}^3 \quad (2)$$

Z předchozího výpočtu je patrné, že při použití nejvyššího stupně výbrusu dosáhneme navýšení zdvihového objemu o $5,39 \text{ cm}^3$, což představuje navýšení zdvihového objemu 10,8 %.

Pokud by taková úprava byla provedena na motocyklu Yamaha Majesty 250 (vrtání $D = 69,0$ mm, zdvih $Z = 66,8$ mm), pak lze provést výbrus pouze dvakrát a každým dalším stupněm se zvětšuje jeho vrtání o 0,50 mm. (2)

Výsledná změna objemu při nejvyšším stupni výbrusu

Výpočet původního objemu motoru Yamaha Majesty 250

$$V_{Zp} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,069^2}{4} * 0,0668 = 0,00024978 \text{ m}^3 = 249,78 \text{ cm}^3 \quad (3)$$

Výpočet objemu pro použití 2. stupně výbrusu

$$V_{Zv} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,070^2}{4} * 0,0668 = 0,00025708 \text{ m}^3 = 257,08 \text{ cm}^3 \quad (4)$$

Z předchozího výpočtu je patrné, že při použití 2. stupně výbrusu dosáhneme navýšení zdvihového objemu o $7,3 \text{ cm}^3$, což představuje zanedbatelný nárůst 2,9 %.

Pokud porovnáme tyto úpravy na těchto dvou rozdílných motorech, pak je jednoznačné, že tento způsob navýšování zdvihového objemu nemusí vždy přinést právě kvalitní výsledky. Navíc je potřeba neopomenout fakt, že vložka válce s posledním stupněm výbrusu má velice nízkou životnost a její další případná oprava je nemožná, či velice nákladná.

SADY PRO NAVÝŠENÍ ZDVIHOVÉHO OBJEMU

Další možností navýšení zdvihového objemu válce je náhrada za sportovní sadu k tomu přímo určenou. Na trhu s náhradními díly pro motocykly, zejména pak skútry, existuje mnoho výrobců dílů, které slouží především pro zvyšování výkonových parametrů motoru, a často nabízí kompletní sady, které zaručují razantní navýšení zdvihového objemu motoru. Hlavní výhoda takové sady pak spočívá v jednoduchosti montáže, navíc často výrobci zaručují nesníženou životnost takto upravené jednotky.

Pro porovnání si zde uvedeme motocykl Aprilia Leonardo 125. Motor Rotax zde disponuje vrtáním $D = 56,4$ mm a zdvihem $Z = 50$ mm. Úpravnou sadu pro tento motor vyrábí například italská firma Polini a vrtání nového válce činí $D_n = 67$ mm.

Výsledná změna objemu při porovnání s úpravnou sadou Polini

Výpočet původního objemu motoru Aprilia Leonardo 125

$$V_{Zp} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,0564^2}{4} * 0,05 = 0,00012492 \text{ m}^3 = 124,92 \text{ cm}^3 \quad (5)$$

Výpočet objemu při použití sady Polini

$$V_{Zs} = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} * Z = \frac{\pi \cdot 0,067^2}{4} * 0,05 = 0,00017628 \text{ m}^3 = 176,28 \text{ cm}^3 \quad (6)$$

Podle provedeného výpočtu si lze povšimnout významného navýšení zdvihového objemu o 41,1 %.

Pokud bychom tedy porovnali výsledky náhrady válce oproti výbrusu původního kusu, pak je jasné, že s původním válcem bychom nikdy nedocílili takového markantního výsledku. Dále pak je tento válec vyrobený ze slitiny hliníku a plocha válce je vyrobena galvanickým pokovením, což zvyšuje jeho tvrdost, oproti šedé litině. Bohužel by však případná oprava poškozeného válce stála vysoké finanční náklady, nebo by bylo nutné pořídit válec nový – nepoškozený.



Obrázek 1 – úpravná sada pro navýšení zdvihového objemu Polini (3)

1.1.2 ZMĚNA VELIKOSTI ZDVIHU

Navýšení zdvihu je další možností navýšení zdvihového objemu. Bohužel však, oproti změně vrtání je tato úprava ve většině případů velice náročná, a tak je její užitná hodnota nižší.

Změny velikosti zdvihu dosáhneme pouze tak, že změníme velikost ramene klikové hřídele, což přináší hned několik úskalí. Nejprve je důležité zmínit, že při navýšení zdvihu píst koná přímočarý vratný pohyb po delší dráze, a tedy ve válci. Je tedy možné, že dráha by byla zkrátka delší, než je výška samotného válce motoru, a to by mohlo způsobit kolizi pístu s hlavou válce v horní úvrati. V neposlední řadě je nutné poznamenat, že prostor v klikové skříně obvykle nebývá větší, než pro kterou klikovou hřídel je konstruován. To znamená, že by se kliková hřídel s delším ramenem do klikové skříně nevešla, a proto je pro většinu motorů tato úprava jednoduše nedostupná.

Dalším důležitým úskalím navýšení zdvihu je vzrůstající střední pístová rychlost motoru, která by neměla přesahovat $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

1.2 ÚPRAVY DODÁVKY VZDUCHU

Sání je nedílnou součástí pro správnou funkci motoru. Zajišťuje dostatečný přísun vzduchu, který je zbavený nečistot z okolí od sání přes škrťací klapku či karburátor, až po sací ventily, a tedy vstup do spalovacího prostoru.

Sací trakt každého spalovacího motoru je přesně navržen pro určité pracovní spektrum otáček, ve kterých by měl být nejčastěji provozován. Platí tak zejména u atmosféricky plněných motorů. Největší vliv na jeho funkci zabírá jeho tvar, odpor, průřez, délka a materiál, ze kterého je vyrobený.

Základní myšlenka úprav sacího a výfukového traktu spočívá zejména v odstranění aerodynamických odporů, které zhoršují přísun vzduchu a odchod spalin z motoru. To je velice důležité zejména v oblastech, kdy mají plyny nejvyšší rychlosti proudění, tzn. například při průchodu kolem sacího a výfukového ventilu

Úpravy mohou být velice pestré. Počínaje vzduchovým filtrem s menším průtokovým odporem. Změna délky sání a výfuku přesunuje oblast neoptimálnějšího plnění v otáčkovém spektru. Obecně platí, že pro dobré plnění ve vysokých otáčkách je vhodné sání kratší, kdežto pro nízké otáčky je výhodnější právě dlouhé sání. Z tohoto důvodu využívají některé moderní motory proměnlivou délku sání, aby se nemuselo vytvářet jednoduché sací potrubí, které by zajišťovalo kompromis v plnění mezi vysokými a nízkými otáčkami.

1.2.1 ÚPRAVY SACÍCH A VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ

Nejdříve je vhodné provést kontrolu hlavy válce (válců) jako odlitku. Jelikož jsou zpravidla vyráběny tlakovým odléváním hliníku, bývají častou vadou právě nežádoucí „pozůstatky“ po výrobě. Ty zahrnují například různé výčnělky a hrany, které vznikají obvykle v oblastech dělicích rovin, nebo kvůli nižší kvalitě výroby.

Dále je pak nutné prověřit, zda na sebe líčují kanály s přírubami svodů. Pokud se zde nachází nepřesnost, je vhodné ji odstranit a kanály slícovat, aby došlo k minimalizaci víření plynů.

1.2.2 SNÍŽENÍ ODPORU SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ

Při nasávání a vytlačování plynů z válce dochází ke ztrátám vířením. Je pro to velice důležité, aby těmto plynům v cestě nepřekážely přebytečné restriktce. Bohužel však je při návrhu na výfukové a sací potrubí kladen důraz na snižování emisí spalin a hlukových emisí, za cenu zvýšeného odporu, který na procházející plyny působí.

U atmosféricky (přírozeně) plněných motorů má délka sání a výfuku významný vliv na plnění v různých otáčkách. Obecně platí, že k nejlepšímu plnění válce dochází při krátkém sání ve vysokých otáčkách, kdežto naopak v nízkých otáčkách dochází v sacím potrubí k pulzacím, které mohou negativně ovlivnit následující pracovní cyklus motoru. Proto je tedy naopak pro provoz v nízkých otáčkách motoru vhodnější delší potrubí.

Tento jev lze pozorovat i na výfukových plynech proudících výfukovým potrubím, jelikož tyto plyny získají při opouštění spalovacího prostoru množství kinetické energie. Takto vzniklý proud spalin pak může zlepšit vyplachování válce a „vytáhnout“ z něj více spalin, díky čemuž je možné do spalovacího prostoru nasát více čerstvé směsi, a hlavně se zmenšuje podíl zbytkových výfukových plynů, které ve spalovacím prostoru zůstávají do dalšího cyklu. Tohoto jevu se dá efektivně využít při správném časování ventilů, kdy jsou ventily tzv. ve střihu. To znamená, že jsou sací i výfukové ventily otevřeny zároveň a kinetická energie výfukových plynů „vtahuje“ do spalovacího prostoru sacími ventily čerstvou směs.

Obecně se dá konstatovat, že pro maximalizaci plnění válce je optimální rovné potrubí, které obsahuje minimální rozdíly v jeho průřezu.

VZDUCHOVÝ FILTR

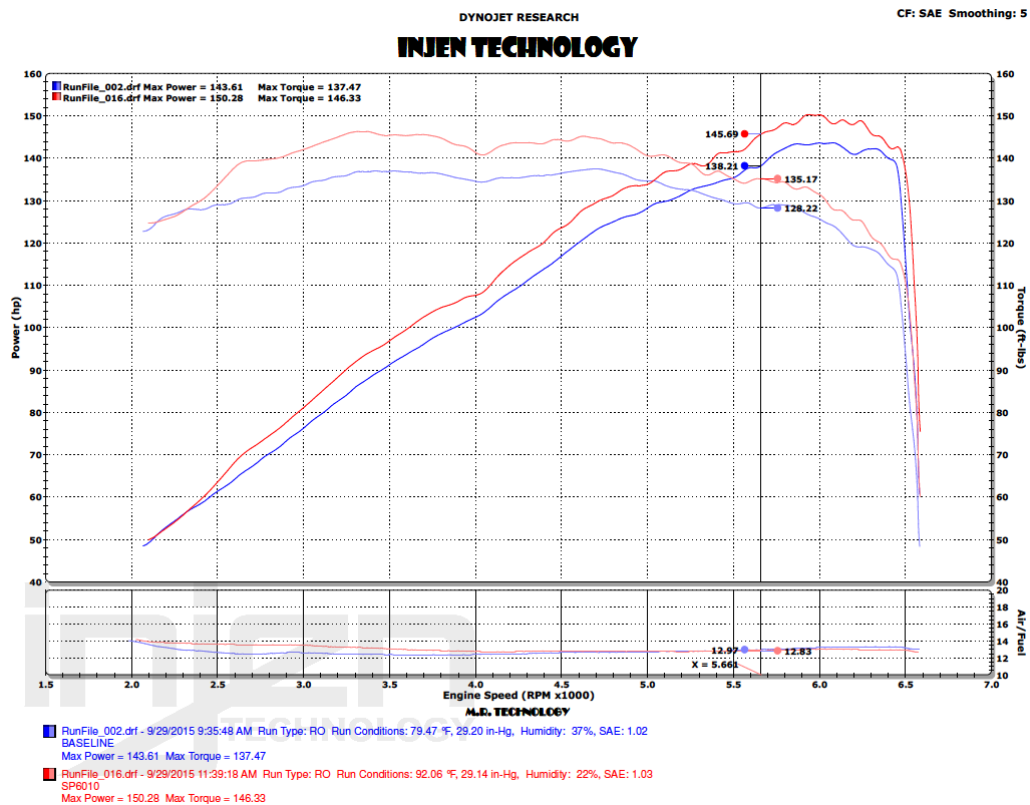
Jednou z nejzákladnějších a nejdostupnějších úprav sacího traktu je tedy náhrada sériového vzduchového filtru za sportovní, s lepší propustností. Neoptimálnější montáž takového filtru se nazývá „short ram“, která spočívá taktéž v tom, že se zároveň zkrátí celková délka sání. Nutno však poznamenat fakt, že takto namontovaný vzduchový filtr bez následných úprav bohatosti směsi může výkon spíše snížit, a to zejména u motorů, kde se o přípravu směsi stará karburátor, kterého funkce je závislá právě na odporu vzduchového filtru. Při takové konfiguraci by pak mohlo docházet ke spalování chudé směsi, což není žádoucí. Pokud je upravovaný motor opatřen vstřikováním, pak jakoukoliv změnu v množství nasávaného vzduchu zaznamená snímač průtoku vzduchu, nebo též váha vzduchu, případně lambda sonda. Řídící jednotka by měla provést korekce a podle potřeby obohatit směs. Hlavní nevýhodou je pak zvýšená hlučnost sání a finanční náklady, které jsou oproti klasickému filtru od výrobce značně vyšší.

Důležité je poznamenat, že montáž zkráceného sání nemusí být výhodná striktně u všech motorů, ale záleží na konkrétní konstrukci. Důvodem je fakt, že pro optimální funkci motoru v určitém otáčkovém spektru je dána optimální délka sání, a nikoliv ta nejkratší. Pro každý motor je tedy vhodné spočítat (např. pomocí GT SUITE), zda je sání použité výrobcem příliš dlouhé, nebo naopak krátké.

Pozn.: Více informací lze získat v praktické části této práce, která pojednává o optimalizaci délek sacího a výfukového potrubí.



Obrázek 2 - sportovní vzduchový filtr



Obrázek 3 - porovnání výkonových křivek při použití sériového a sportovního vzduchového filtru u automobilu Mazda MX5 (4)

1.2.3 ZMĚNA POČTU ČI VELIKOSTI VENTILŮ

Každý moderní čtyřdobý zážehový spalovací motor potřebuje pro svoji funkci minimálně dva ventily umístěné v hlavě válců. Jeden ventil sací a jeden výfukový. Taková konfigurace je sice výhodná v jednoduchosti a nižších výrobních nákladech celého mechanismu, ale přináší mnohá omezení. Obecně platí, že hlavy válců opatřené vyšším množstvím ventilů jsou vhodnější pro získání vyššího výkonu. Jedním z důvodů je fakt, že při použití čtyřventilové techniky místo dvouventilové jsou ventily menší, mají nižší hmotnost, čímž na ně působí menší setrvačné síly a motor je možné provozovat ve vyšších otáčkách ale také fakt, že lze ventily optimálněji umístit do hlavy válce a pokrýt její větší plochu. Při použití čtyřventilové techniky lze umístit zapalovací svíčku do neoptimálnější polohy, a to přesně do středu, čímž dochází k rovnoměrnému šíření plamene.

Taktéž lze použít variabilního časování ventilů, které zvyšuje účinnost i maximální výkon, ale z hlediska obtížnosti se nejedná o častou úpravu, jelikož je to úprava rozsáhlá a poměrně složitá.

Pozn.: Tato úprava je podrobně popsána v praktické části práce.

1.3 ÚPRAVA DODÁVKY PALIVA

Dodávka paliva by měla být u všech motorů přímo úměrná změně dodávky vzduchu, jelikož bývá zážehový motor provozován v úzkém spektru bohatosti směsi, a to obvykle od 12,1:1 až po 18,1:1. Jelikož je práce motoru úměrná množství efektivně spálené směsi, tak má její množství markantní vliv na výkon získaný z každého pracovního cyklu. Palivo taktéž při odpařování přímo ochlazuje spalovací prostor.

$\lambda < 1$ – bohatá směs. V této směsi je více paliva a nedostatek vzduchu. Spalováním takové směsi se zvyšuje měrná efektivní spotřeba, do jisté míry lze bohatší směsí navýšit výkon, ale dalším navyšováním dochází k jeho poklesu a zhoršení emisí (zejména oxidu uhelnatého CO, nespálených uhlovodíků HC a pevných částic). Při příliš bohaté směsi dochází k výpadkům zapalování a nepravidelnosti chodu. U motorů opatřených katalyzátorem může při dlouhodobém provozování motoru na příliš bohatou směs docházet k poškození katalyzátoru.

$\lambda = 1$ – stechiometrická směs. Představuje spálení zhruba 14,7g vzduchu na 1g paliva. Představuje kompromis mezi výkonem, měrné spotřebě paliva, složením výfukových plynů a chlazením spalovacího prostoru.

$\lambda > 1$ – chudá směs. V této směsi je méně paliva, tudíž přebytek vzduchu. Spalováním takové směsi můžeme docílit nižší spotřeby, nižšího výkonu, zhoršených emisí (zejména oxidy dusíku). Při příliš chudé směsi dochází k výpadkům zapalování z důvodu horšího přeskočení jiskry v homogennějším prostředí, v krajních případech může při provozu dojít k přehřívání spalovacího prostoru, detonačnímu spalování a tím poškození pístu, hlavy válců, výfukových ventilů a rychlé degradaci olejového filmu.

1.3.1 POUŽITÍ PALIVA S VYŠŠÍM OKTANOVÝM ČÍSLEM

Pro paliva zážehových motorů je velice důležitou vlastností oktanové číslo. To představuje odolnost paliva proti samovolnému vznícení, které není požadováno. Tomuto jevu říkáme tzv. detonační hoření, jež kvůli prudkému nárůstu tlaků v nesprávný moment může poškodit komponenty spalovacího motoru. Zejména písty, ojnice, klikovou hřídel, ale i komponenty hlavy válců. Projevuje se charakteristickým zvukem, poklesem výkonu a zvýšenou měrnou efektivní spotřebou.

1.3.2 POUŽITÍ PALIVA S RŮZNÝM ODPARNÝM TEPEM A MNOŽSTVÍM ULOŽENÉ ENERGIE

U atmosféricky plněných motorů se při úpravách potýkáme nejčastěji s nedostatečnou dodávkou kyslíku do motoru. Tento fakt se dá částečně obejít použitím paliv, která jsou složena z většího množství kyslíku než klasický automobilový benzin. Bohužel však tento fakt přináší i nižší množství energie uložené v palivu a zároveň odlišný stechiometrický poměr. Pokud by tedy byl motor provozován na palivo s vyšším obsahem kyslíku a jeho palivová soustava k tomu nebyla nastavena, motor by spaloval chudší směs, což negativně ovlivňuje jeho funkci, jak již bylo psáno výše.

Tento typ paliv může přinášet i výhody v intenzivnějším chlazením spalovacího prostoru, čímž dochází ke snížení termodynamického odporu, k ochlazení směsi a zvýšení jejího nasávaného množství.

Vhodným příkladem takového paliva je methanol. Bohužel však použití methanolu v klasickém motocyklovém motoru má značná úskalí, která závisí zejména na způsobu plnění motoru a tvorbě palivové směsi.

Table 1
Physical and chemical properties of the selected fuel [5,13,14].

Properties	Gasoline	Methanol	Ethanol
Purity (%)	n/a	99.8	99.7
Chemical formula	Various	CH ₃ OH	C ₂ H ₅ OH
Boiling Temperature at 1 bar [°C]	25–215	65	79
Density (20 °C) [kg/m ³]	740	790	790
Vapour density (20 °C) [kg/m ³]	3.88	1.42	2.06
Heat of vaporization [kJ/kg]	180–350	1100	838
Surface tension (20 °C) [mN/m]	21.6	22.1	22.3
Dynamic viscosity (20 °C) [mPas]	0.6	0.57	1.2
Solubility in water	Insoluble	Soluble	Soluble
Molecular weight [kg/kmol]	107.00	32.04	46.07
Oxygen content by mass [%]	0	49.93	34.73
Hydrogen content by mass [%]	~ 14	12.58	13.13
Carbon content by mass [%]	~ 86	37.48	52.14
Lower heating value [MJ kg ⁻¹]	42.9	20.09	26.95
Higher heating value [MJ kg ⁻¹]	48.00	22.88	29.85
Volumetric energy content [MJ/m ³]	31,746	15,871	21,291
Stoichiometric (Air to Fuel Ratio) [kg/kg]	14.7	5.5	9.0
Stoichiometric (Air to Fuel Ratio) [kmol/kmol]	54.49	7.22	14.36
Specific CO ₂ emission [g/MJ]	73.95	68.44	70.99
Specific CO ₂ emission relative to gasoline	1	0.93	0.96
Vapor pressure at 20 °C [kPa]	n/a	13.02	5.95
Autoignition temperature [°C]	192–470	465	425
Adiabatic flame temperature [°C]	~ 2000	1870	1920

Obrázek 4 – tabulka vlastností různých paliv (5)

V tabulce na obrázku č. 4 si můžeme povšimnout několika nejdůležitějších odlišností mezi benzínem a methanolem. Úskalí pak představuje právě rozdílný stechiometrický poměr. Konkrétně methanol má stechiometrický poměr 1g paliva na 5,5g vzduchu, oproti tomu benzín má stechiometrický poměr 1g paliva na 14,7g vzduchu. Tento rozdíl je způsoben zejména vysokým obsahem kyslíku v methanolu.

Pro dosažení stechiometrického poměru při přechodu provozu z benzínu na methanol je tedy nutné zvýšit dávku paliva více než dvojnásobně, a to konkrétně o 167 %. Při použití tohoto paliva je tedy nutné přetřyskat karburátor, u motorů opatřených vstříkovaním je nutné kromě zvětšení doby otevření vstříkovačů často i nutné nahradit vstříkovače a palivové čerpadlo za výkonnější, jelikož na takový nárůst nemusí být původní palivová soustava dimenzována.

Dále je velice důležitý fakt, že methanol obsahuje značně méně energie než klasický benzín. Při spálení 1 kg benzínu získáme zhruba 43MJ energie, kdežto při spálení 1 kg methanolu získáme zhruba 20MJ energie, což je méně než polovina.

Pokud ale provedeme pár jednoduchých výpočtů (viz tabulka 1), pak zjistíme, že při stechiometrickém spalování methanolu jsme schopni získat za každý pracovní zdvih o 24,15 % více energie než při spalování klasického benzínu. Dále si lze povšimnout, že ethanol je z tohoto hlediska nezajímavý, jelikož nárůst energie při jeho spalování je pouze 1,7 %, což je v porovnání s methanolem zanedbatelné.

	Benzín	Ethanol	Methanol
Množství energie [MJ/kg]	42,9	26,95	20,09
Stechiometrický poměr	14,6	9	5,5
Množství paliva na 1 kg vzduchu [g]	68,5	111,1	181,8
Množství energie uvolněné při spálení 1 kg vzduchu [MJ]	2,94	2,99	3,65
Porovnání oproti benzínu [%]	100	101,7	124,15
Nárůst [%]	-	1,7	24,15

Tabulka 1 - porovnání různých paliv

Další nespornou výhodou methanolu je teplota potřebná pro jeho odpaření. Pro odpaření 1 kilogramu benzínu je potřeba dodat zhruba 350 kJ energie. Naopak pro odpaření 1 kilogramu methanolu je potřeba 1100 kJ energie, díky čemuž má velmi dobré antidetonační vlastnosti. Tento fakt také způsobuje, že při provozování motoru na methanol dochází k intenzivnějšímu chlazení spalovacího prostoru a je tedy možné využít vyššího kompresního poměru, většího úhlu předstihu a v případě přeplňovaných motorů i vyšších plnicích tlaků bez rizika detonačního spalování.

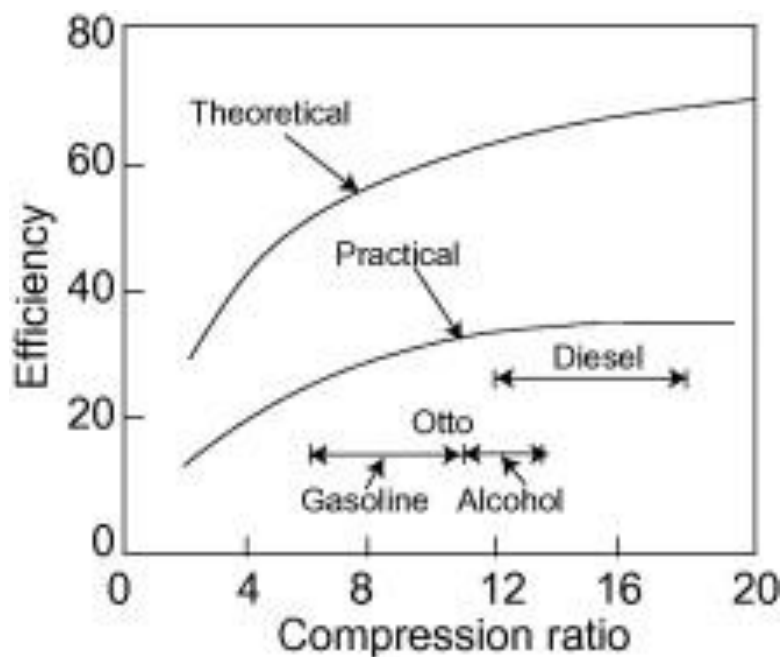
Další výhodou methanolu je fakt, že obsahuje méně uhlíku než klasický benzín, což má pozitivní vliv na emise CO a CO₂.

Nevýhody metyl alkoholu spočívají zejména ve špatné dostupnosti. Na čerpacích stanicích EU lze zakoupit pouze palivo E85, což je směs 85 % ethanolu a 15 % benzínu. Tudíž je nutné methanol získávat mimo čerpací stanice a tím pádem je provoz na methanol po pozemních komunikacích značně komplikovanější.

1.4 ÚPRAVA KOMPRESNÍHO POMĚRU

Stupeň kompresního poměru je úměrný účinnosti spalovacího motoru. Bohužel však jsou zážehové spalovací motory značně limitovány ve stupni kompresního poměru (dále k.p.), jelikož při vysokém stupni k.p. dochází během kompresního zdvihu k vyššímu zahřátí stlačované směsi, kvůli čemuž vzrůstá riziko detonačního spalování. Jak si však lze povšimnout z obrázku č.3, tak nejprudší nárůst účinnosti se nachází zhruba v oblasti k.p do 12:1. Takové hodnoty k.p. jsou typické pro motocyklové i automobilové motory. Vyšší stupeň využívají zejména závodní motory, které často pracují s palivem s lepšími antidetonačními vlastnostmi, než má klasický automobilový benzín na čerpacích stanicích.

Změny kompresního poměru ale nespočívají pouze v jeho zvyšování. U přeplňovaných motorů, které jsou jinak konstrukčně stejné jako ty s přirozeným plněním, bývá kompresní poměr až o dva stupně nižší. Důvodem jsou zvýšené teploty a tlak vzduchu proudícího od dmyhadla. Pokud se tedy při úpravách spalovacího motoru zvyšuje plnicí tlak dmyhadla, pak je vhodné přistoupit k volbě snížení kompresního poměru.



Obrázek 5 - závislost účinnosti na kompresním poměru (6)

1.4.1 VARIANTY ÚPRAV ZMĚNY KOMPRESNÍHO POMĚRU

PÍSTY URČENÉ PRO ZMĚNU KOMPRESNÍHO POMĚRU

Pro změnu kompresního poměru se nejčastěji využívají písty k tomu určené. Vzhledem k tomu že tyto písty jsou účelově vyráběny pro navýšování výkonu, pak jsou většinou dimenzovány pro vyšší zatížení.



Obrázek 6 - sportovní písty motocyklu Yamaha R3 (7)

ZMĚNA TLOUŠŤKY TĚSNĚNÍ POD HLAVOU

Další variantou využívanou pro navýšení kompresního poměru je změna tloušťky těsnění pod hlavou. Vzhledem k tomu že těsnění navyšuje kompresní objem, který je přímo úměrný jeho tloušťce, lze tedy do jisté míry měnit kompresní poměr právě změnou samotné tloušťky těsnění.

SNÍŽENÍ VÝŠKY HLAVY VÁLCE

Snižování hlavy je velice obvyklá úprava hlavy motoru ve světě amatérských úprav. Jedná se o nenávratnou úpravu, která spočívá v obrobení dosedací plochy hlavy válce. Tím dojde ke zmenšení kompresního objemu, čímž vzroste kompresní poměr. Pokud by se hlava snížila o příliš vysokou hodnotu, mohlo by docházet ke kolizi pístu s otevřeným ventilem – nejčastěji sacím, jelikož má obvykle větší průměr talířku.

1.5 ÚPRAVY ZAPALOVÁNÍ

Úpravy zapalování za účelem zvýšení výkonových parametrů představují zejména změny předstihu zážehu, který přímo ovlivňuje práci, kterou motor generuje. Při změně otáček a zatížení motoru je nutné souběžně měnit předstih zážehu, aby motor spaloval směs s maximální efektivitou a generoval tak nejvyšší výkon a zároveň nejnižší měrnou efektivní spotřebu.

Každý motocykl má předepsané palivo, respektive jeho nejnižší oktanové číslo, které lze v motoru bezpečně spalovat. Některé z nich ale bohužel nedokáží využít plný potenciál paliv s vyšším oktanovým číslem, než je výrobcem předepsané.

Aby bylo možné efektivně využít tato paliva, pak je potřeba pozměnit hodnoty předstihu zážehu. Pro správné naladění je však nutné souběžně provádět měření výkonu a měrnou spotřebu paliva, aby nebyl předstih příliš brzký a nedocházelo naopak ke snížení výkonu a zvýšení měrné spotřeby paliva. Dále je nutné dbát zvýšené opatrnosti při úpravách řídicí jednotky na motoru bez senzoru klepání, jelikož by například při dlouhodobé zátěži mohlo docházet ke zvýšení teplot ve spalovacím prostoru a s tím spojené právě vyšší riziko detonačního hoření, které může spalovací motor fatálně poškodit.

Pokud bychom brali v potaz předchozí úpravy mechaniky motoru (například vyšší kompresní poměr, přeplňování či zvýšení plnicích tlaků turbodmychadla) je taktéž nutné provést úpravu předstihu zážehu, obvykle jeho hodnotu snížit.

2 ZVOLENÁ ÚPRAVA – ZMĚNA POČTU A VELIKOSTI VENTILŮ

2.1 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTOCYKLU APRILIA LEONARDO 250

Motor:	čtyřdobý stojatý jednoválec
Počet válců:	1
Počet ventilů:	2
Zdvihový objem:	249,8 cm ³
Vrtání:	69 mm
Zdvih:	66,8 mm
Kompresní poměr:	10:1
Typ rozvodů:	OHC
Maximální rychlost:	127 km/h
Chlazení motoru:	kapalinou
Tvorba směsi:	karburátor
Převodovka:	variátor
Spojka:	suchá odstředivá spojka
Startování:	elektrický startér
Suchá hmotnost:	150 kg

Motor skútru Aprilia Leonardo 250 pochází z motocyklu Yamaha Majesty 250. Válec stylu „closed deck“ se zalisovanou litinovou vložkou je na jedné straně opatřen dutinou pro rozvodový řetěz, který je ovládán přímo ozubením na klikové hřídeli. Válec je usazen do hliníkových karterů. Kliková hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiscích, které jsou nalisována do karterů a je utěsněna pomocí jednoho gufera na straně převodového ústrojí. Na straně druhé se nachází setrvačnick se zapalováním, který je společně se startérem v olejové lázni. Na setrvačnicku je uložena volnoběžka, která umožňuje odpojení startéru.

Převodové ústrojí je tvořené odstředivou spojkou, variátorem a stálým převodem. (8)



Obrázek 7 - Aprilia Leonardo 250 - pohled č.1



Obrázek 8 - Aprilia Leonardo 250 - pohled č.2

2.2 ÚVOD DO PROBLEMATIKY A OČEKÁVANÉ VÝSLEDKY

Motocykl Aprilia Leonardo 250 je ve své kategorii skútrů obratný a svižný stroj. Ležatý dvouventilový jednoválec je spřažen s bezstupňovou převodovkou – variátorem, který umožňuje obstojné pružné zrychlení a zároveň vysokou maximální rychlost. Krouticí moment z variátoru je přenášen přes odstředivou spojku do sekundární převodovky. Bohužel však při snaze o sportovní využití tohoto stroje má dle mého osobního názoru motor příliš úzké pracovní spektrum. Tím, že je tento motor osazen pouze dvouventilovou hlavou motoru je dosaženo vysoké spolehlivosti a jednoduchosti celého mechanismu. Bohužel však tato hlava nedokáže umožnit optimální plnění válce ve vysokých otáčkách, a tak má tento stroj maximální výkon při 7100 min^{-1} . Pokud se poohlédneme po motorech podobných konstrukčních parametřů (vrtání, zdvih, kompresní poměr, aj.) na sportovnějších motocyklech, lze si povšimnout vyššího maximálního výkonu při současně vyšších otáčkách. Nejčastěji jsou tyto stroje opatřeny právě čtyřventilovou hlavou, která má mimo lepší plnění i nižší hmotnost dílů rozvodového mechanismu, což je vhodný předpoklad pro provoz motoru ve vysokých otáčkách.

Vzhledem k očekávanému nárůstu výkonu lze předpokládat, že motocykl s upraveným motorem získá lepší dynamiku a dojde k navýšení jeho maximální rychlosti. Dále pak lze očekávat změna charakteristiky krouticího momentu, a tedy i reakce stroje na přidání plynovou rukojetí.



Obrázek 9 - pohled na pohonné ústrojí Aprilia Leonardo 250

2.3 MOŽNÁ ÚSKALÍ

Tato část bude zaměřena na možná nežádoucí úskalí.

NAMÁHÁNÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

V případě navýšení výkonu lze předpokládat, že dojde ke zvýšení tlaků působících na klikový mechanismus, konkrétně pak na píst, pístní čep, ojnici, klikovou hřídel a součásti převodového ústrojí. Je tedy nutné všechny původní komponenty zkontrolovat, zda pro ně bude vyšší zatížení bezpečné a nedojde ke snížení jejich životnosti.

NEPŘESNOSTI SIMULACE

Vzhledem k tomu, že výrobce neuvádí přesné rozměry a vlastnosti jednotlivých komponent motoru, vytvořená simulace nemůže přesně stanovit jeho výkonové parametry. Cílem tedy bude se těmito parametry nejvíce přiblížit za použití maximálního množství manuálně přeměřených dílů.

STŘEDNÍ PÍSTOVÁ RYCHLOST

Vzhledem k tomu, že s navyšováním maximálních otáček roste i střední pístová rychlost, hrozí riziko přesáhnutí její maximální dovolené hodnoty. Při překročení této hodnoty dochází ke snižování účinnosti motoru.

Proto je nejprve vhodné spočítat, na jaké maximální otáčky může motor pracovat, aby splňoval podmínku střední pístové rychlosti (tj $c_s < 20$ m/s).

VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK PŘI NEJVYŠŠÍ POVOLENÉ PÍSTOVÉ RYCHLOSTI

$$c_s = \frac{2 \cdot Z \cdot n}{60} [m \cdot s^{-1}] \quad (7)$$

$$60 \cdot c_s = 2 \cdot Z \cdot n$$

$$n = \frac{60 \cdot c_s}{2 \cdot Z} = \frac{60 \cdot 20}{2 \cdot 66,8 \cdot 10^{-3}} = 8982 \text{ min}^{-1}$$

Jak si lze povšimnout z výsledku viz výše, motor s navýšeným výkonem by neměl překračovat tyto otáčky. Lze tedy předpokládat, že by bylo nejvhodnější maximální výkon optimalizovat pro otáčky v rozmezí např. 8200 - 8700 min^{-1} .

FUNKCE PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Pokud při úpravě dojde ke znatelnému navýšení točivého momentu motoru, může se vyskytnout riziko prokluzu spojky, která nemusí být na takovou zátěž dimenzována. Další díl převodového ústrojí, který může být předčasně opotřebován je řemen variátoru. Ten se při práci zahřívá z důvodu tření a při navýšení výkonu může docházet k jeho přehřívání.

Vzhledem k tomu, že je očekáván jiný průběh točivého momentu, pak je potřeba upravit hmotnost válečků variátoru pro optimální akceleraci a plné využití potenciálu upraveného motoru.

DOSTATEČNÉ CHLAZENÍ MOTORU

Při vyšším výkonu motor produkuje větší množství odpadního tepla za stejný čas. Proto by bylo vhodné po provedené úpravě experimentálně otestovat, zda chladicí soustava zvládne odvádět veškeré přebytečné teplo z motoru pryč. Pokud by tomu tak nebylo, hrozilo by při provozování motocyklu k jeho poškození přehřátím. V případě nedostatečného chlazení by bylo tedy potřeba dodatečných úprav chladicí soustavy (chladič s větší plochou, kvalitnější průtok vzduchu chladičem apod.).

2.4 UPRAVOVANÉ KOMPONENTY

HLAVA VÁLCE

Motory motocyklů Aprilia Leonardo 250 pochází z Yamahy Majesty 250. Motor je chlazen kapalinou, která protéká od vodního čerpadla do válce a hlavy válce, přes termostat je vypouštěna do chladiče, který je chlazen nápořem vzduchu za jízdy, při překročení teploty odvádí z chladiče teplo ventilátor.

Vzhledem k tomu, že pro maximalizaci průtoku spalované směsi je nutné minimalizovat ztráty a odpory nasávané směsi a vytlačovaných výfukových plynů, a to maximalizací velikosti ventilů a snížením odporů plynů při průchodu sacím a výfukovým kanálem. (9)



Obrázek 10 - hlava válce Aprilia Leonardo 250 s ventily (10)



Obrázek 11 - hlava válce Aprilia Leonardo 250 - pohled do kanálů

VENTILY

Ventily zajišťují průtok plynů sacími a výfukovými kanály a utěsňují spalovací prostor s ohledem na teplotní rozdíly při provozu.

Ventily jsou namáhány zejména teplotně a chemicky. Jak bylo psáno výše, rozdělují se na sací a výfukové. Výfukové ventily mohou mít jiné chemické složení než sací, jelikož jsou více teplotně namáhány proudícími plyny ze spalovacího prostoru.

Hlava válce motocyklu Aprilia Leonardo 250 je opatřena dvěma ventily – jedním sacím a jedním výfukovým. Oba ventily mají délku 94 mm a průměr dřívku 6 mm. Průměr talířku výfukového ventilu je 29 mm. Naopak průměr talířku sacího ventilu je o 5 mm větší, konkrétně 34 mm. Tento motor je opatřen rozvodovým mechanismem typu SOHC s vahadly. (9)



Obrázek 12 - rozložená hlava Aprilia Leonardo 250 se všemi komponentami

SNÍŽENÍ MOMENTU SETRVAČNOSTI A ZVÝŠENÍ POČTU VENTILŮ

Hlavní podstatou je snížení hmotnosti ventilů. Tím nejefektivnějším způsobem je právě nahrazení stávajícího počtu ventilů (zejména sacích) za více menších ventilů. Díky tomu je možné dosáhnout snížení momentu setrvačnosti a zároveň zlepšit plnění spalovacího prostoru. V případě snížení momentu setrvačnosti komponent rozvodového mechanismu, je možno dosáhnout vysokých otáček motoru bez snížení životnosti jednotlivých komponent rozvodového mechanismu. Pokud by nebylo dosaženo snížení momentu setrvačnosti, bylo by nutné nahradit původní ventilové pružiny za jiné, s vyšší tuhostí. Tvrdší pružiny způsobují vyšší přítlak ventilu a vahadla k vačce, čímž může docházet k vymezení olejové vrstvy mezi kluznými plochami komponent rozvodového mechanismu. To může v určitých situacích (studený start) způsobovat zvýšené opotřebení právě těchto kluzných ploch.

PÍST MOTORU

Píst původního motoru je odlitý ze slitiny hliníku a následně obrobený na požadovaný rozměr. Je opatřen trojicí pístních kroužků (2 těsnící, 1 stírací). Na dně pístu (obr. č. 14) je patrná dosedací ploška, která zabraňuje kolizi pístu se sacím ventilem. Pístní čep je vyroben z oceli a v pístu je zajištěn za pomoci pojistných kroužků. Jeho průměr činí 17 mm a celková délka je 46,7 mm.

Vzhledem k tomu, že by změně počtu ventilů mohlo dojít k nežádoucí kolizi pístu se sacími, nebo výfukovými ventily, je nutné provést několik změn. První možností je úprava původního pístu, což spočívá ve vyfrézování dosedací plošky pro ventily, pokud by při jejich plném otevření hrozila kolize s pístem. Vhodnější by však byla výroba úplně nového pístu.



Obrázek 13 - pístní skupina motoru Leonardo 250



Obrázek 14 - pohled na dna pístů (Leonardo 150 4V - vpravo; Leonardo 250 2V – vlevo)

2.5.2 VHODNÉ DÍLY K ÚPRAVĚ

Před zvolením vhodných dílů je vhodné porovnat konstrukce upravovaného motoru s konstrukcí motoru, ze kterého by bylo vhodné díly použít. Je tak nezbytně nutné pro snížení počtu následných úprav a celkové finanční náročnosti úpravy.

ROTAX – APRILIA LEONARDO 125/150

Motory používané na strojích Aprilia Leonardo 125 cm³ a 150 cm³ jsou vyráběny společností Rotax, kdežto motor Aprilia Leonardo 250 pochází z Yamahy. Konkrétně byl používán například v modelu Majesty 250. Motory řady Leonardo jsou svojí konstrukcí tedy značně odlišné, kromě zmiňovaných zdvihových objemů 125 cm³ a 150 cm³, které sdílí většinu komponent naprosto totožných, kromě válce a pístní skupiny. Pro tyto zmiňované zdvihové objemy poskytuje firma Polini sady pro zvýšení výkonových parametrů, zejména pak sadu válce a pístní skupiny pro navýšení zdvihového objemu na 180 cm³.

Nejpodstatnější je, že motory s obsahem 125 cm³, 150 cm³ a 180 cm³ sdílí s motorem Yamaha 250 i přes značný rozdíl ve zdvihovém objemu podobné vrtání. Nejblíže právě s provedením 180 cm³, kde vrtání činí 67 mm. Motor Yamaha 250 disponuje vrtáním 69 mm, což není příliš značný rozdíl. Nabízí se tedy možnost použití hlavy válce z motoru Rotax pro upravovaný motor Yamaha. Tato náhrada však vyžaduje jisté konstrukční změny na dalších použitých komponentech.

PÍST POLINI PRO MOTORY ROTAX

Jak již bylo zmíněno výše, pro motorizace o zdvihovém objemu 125 cm³ a 150 cm³ byla firmou Polini zkonstruována sada pro navýšení zdvihového objemu na 180 cm³, díky zvětšení vrtání na 67 mm. Bohužel však tento píst nevyhovuje právě skrz menší průměr, ale také kvůli rozdílnému průměru pístního čepu, který je o 2 mm menší, než průměr pístního čepu na motoru Yamaha 250. (13)



Obrázek 17 - porovnání pístů Leonardo 250 (vlevo) a Leonardo 150 (vpravo)

APRILIA ATLANTIC 250

Jako další zdroj komponent lze považovat například motor z motocyklu Aprilia Atlantic 250, který disponuje maximálním výkonem 16 kW, při 8500 min⁻¹. Jeho kompresní poměr činí 11,5:1. Bohužel, tak jako u předchozího motoru Aprilia, ani zde nemá motor stejné vrtání a zdvih, jako motor upravovaný. Konkrétně vrtání má průměr 72 mm a zdvih 60 mm. Další rozdíly pak lze očekávat i v rozteči šroubů a celkově odlišné dosedací ploše hlavy válce, včetně kanálů pro chladicí kapalinu. (14)



Obrázek 18 - hlava válce Aprilia Atlantic 250 (15)

3 SIMULACE

3.1 GT - SUITE

V programu GT SUITE byla provedena simulace dvou konfigurací – původní a upravené.

Cílem simulace původní konfigurace je přiblížení výsledků reálným parametrům motoru udávaných výrobcem. Bohužel však výrobce původních a náhradních komponent neuvádí jejich přesné rozměry a vlastnosti. Aby tedy byla simulace co nejpřesnější, je nutné co nejvíce rozměrů změřit na reálném motoru.

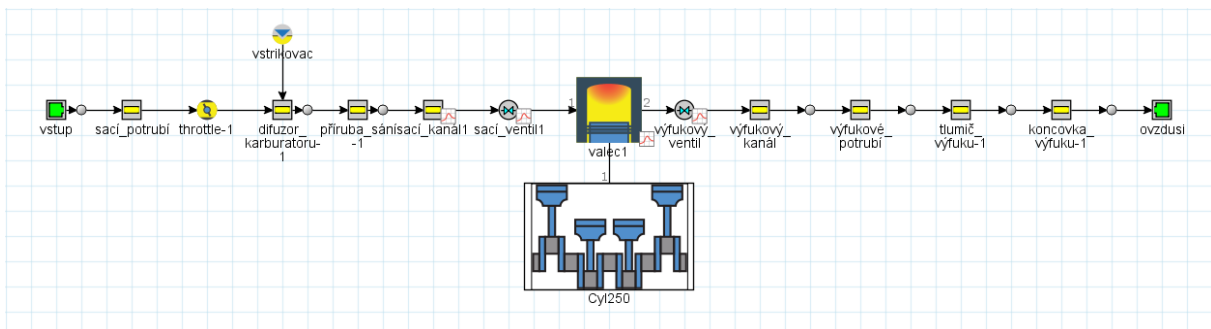
Modely obou konfigurací vychází ze společného základu a odlišují se zejména v počtu a velikosti sacích a výfukových kanálů. Dále pak také ve stupni kompresního poměru, který je vyšší ve prospěch upravené konfigurace.

Vzhledem k tomu, že žádný z předchozích dílů dostatečně nevyhovoval k úpravě, pak bude simulace předpokládat díly úplně nové, a hlavní rozměry budou optimalizovány až při simulaci v programu GT SUITE.

3.1.1 PŮVODNÍ KONFIGURACE

Nejprve je potřeba poznamenat, že některé rozměry a hodnoty psané níže, jsou udávány výrobcem, naměřeny, nebo odhadovány. Je tedy pravděpodobné, že výsledky simulace nebudou přesné, vzhledem k reálnému motoru. K optimalizaci výkonu sloužilo především nastavení časování a zdvihové křivky sacího a výfukového ventilu.

MODEL PŮVODNÍ KONFIGURACE



Obrázek 19 - GT SUITE model motoru Leonardo 250

SÁNÍ

Sání začíná na atmosférickém tlaku o teplotě 25 °C vstupem do sacího potrubí (obr. č. 20), ta vstupuje do přes škrtící klapku (obr. č. 21) do difuzoru karburátoru (obr. č. 22), do kterého je umístěn vstrikovač (obr. č. 23, 24). Směs dále pokračuje přes sací kolénko do sacího kanálu (obr. č. 24) přes sací ventil (obr. č. 26–28) do spalovacího prostoru (obr. č. 29–31)

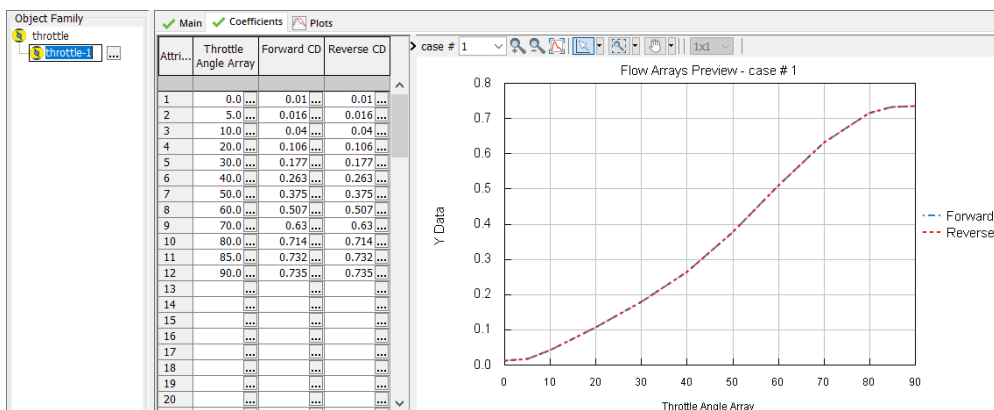
Sací potrubí

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	45
Diameter at Outlet End	mm	45
Length	mm	150
Discretization Length	mm	40
Initial State Name		initial

Obrázek 20 - nastavení rozměrů sacího potrubí

Škrtící klapka

Nastavení koeficientů průtoku v závislosti na natočení škrtící klapky. Průměr škrtící klapky je totožný jako průměr difuzoru karburátoru, tzn 30 mm. (obr. č. 21, 22)



Obrázek 21 - nastavení škrtící klapky

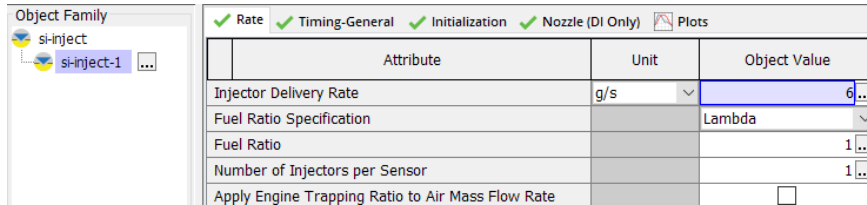
Difuzor karburátoru

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	30
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at I...
Length	mm	50
Discretization Length	mm	20
Initial State Name		initial

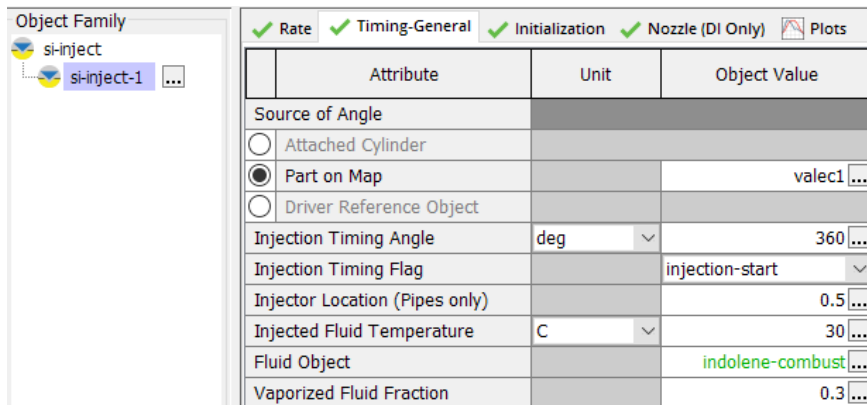
Obrázek 22 - nastavení rozměrů difuzoru karburátoru

Vstřikovač

Pro zjednodušení simulace byl vstřikovač předdimenzován, aby nedocházelo k ochuzování směsi vlivem nedostatečně výkonného vstřikovače. (obr. č. 23, 24)



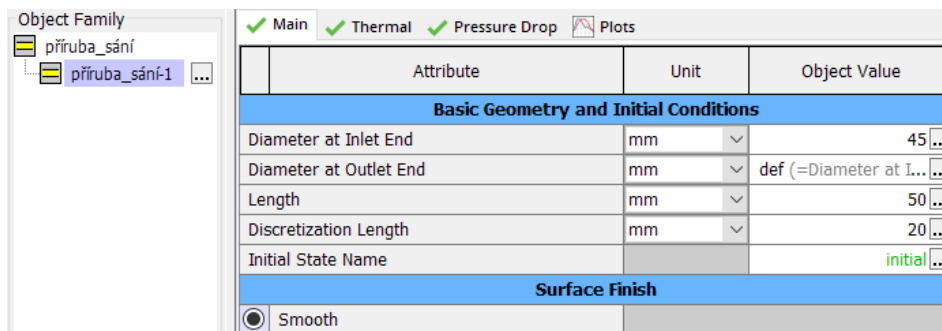
Obrázek 23 - nastavení průtoku vstřikovače



Obrázek 24 - nastavení časování vstřikování

Kolénko sání

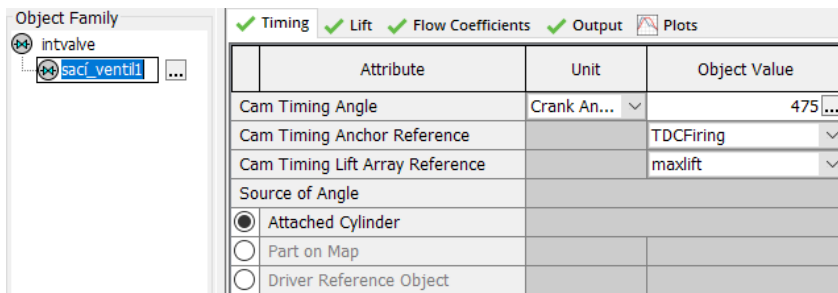
Nastavení kolénka sání, které propojuje výstup z karburátoru a vstup do sacího kanálu v hlavě válce. (obr. č. 25)



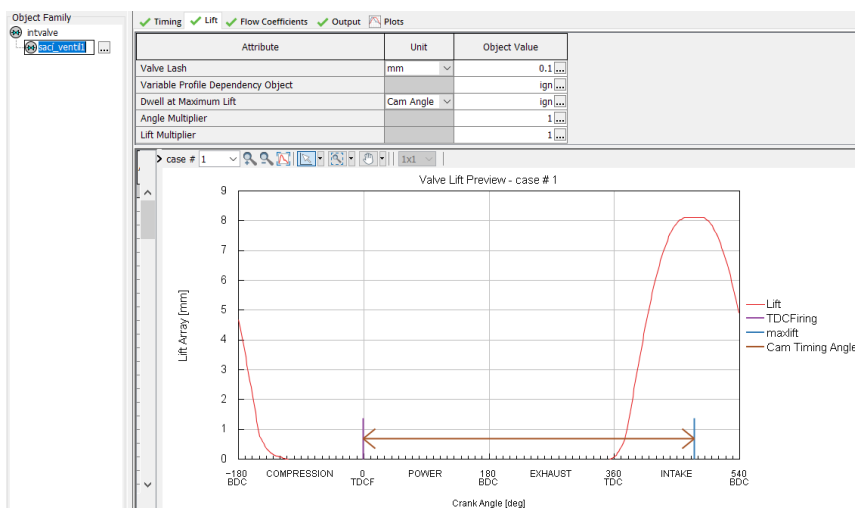
Obrázek 25 - nastavení rozměrů sacího kolénka

Sací ventil

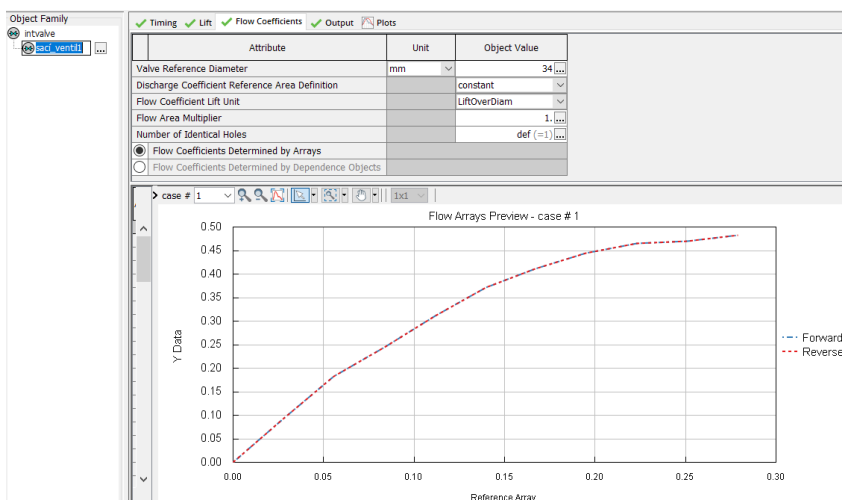
Úhel časování ventilů (obr. č. 26) se vztahuje k maximálnímu zdvihu ventilu.



Obrázek 26 - nastavení úhlu maximálního zdvihu sacího ventilu



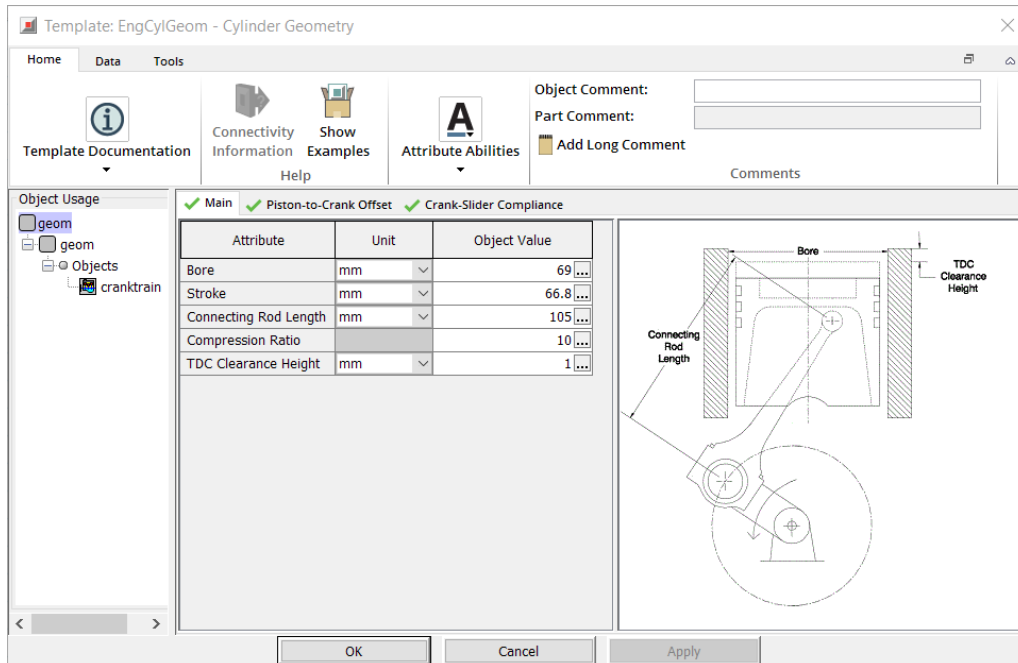
Obrázek 27 - nastavení zdvihové křivky sacího ventilu



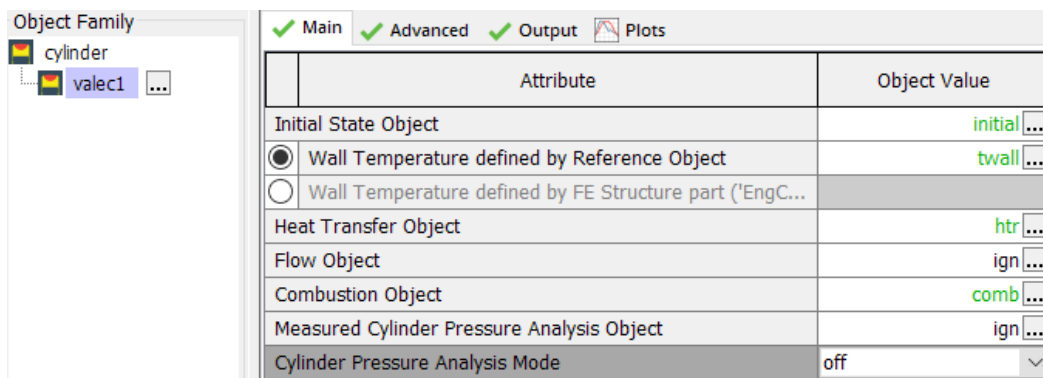
Obrázek 28 - průtočné vlastnosti ventilu

SPALOVACÍ PROSTOR A KLIKOVÝ MECHANISMUS

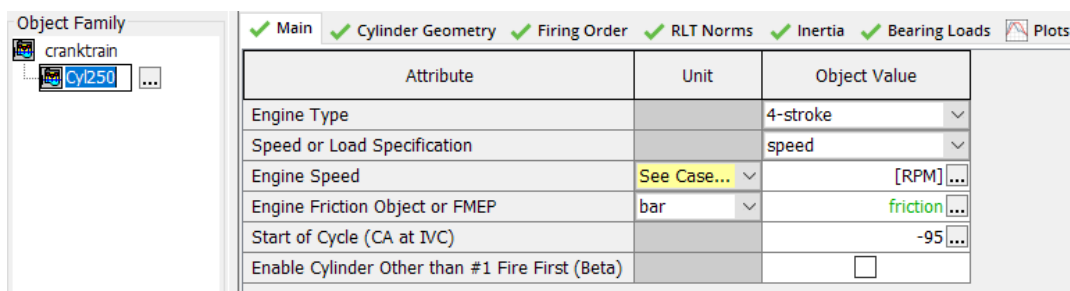
Základní nastavení spalovacího prostoru (obr. č. 31) a hlavních rozměrů klikového ústrojí motoru. Nastavení hlavních parametrů motoru – vrtání, zdvih, délka ojnice, kompresní poměr atd. (obr. č. 29)



Obrázek 29 - nastavení hlavních rozměrů motoru



Obrázek 30 - nastavení spalovacího prostoru



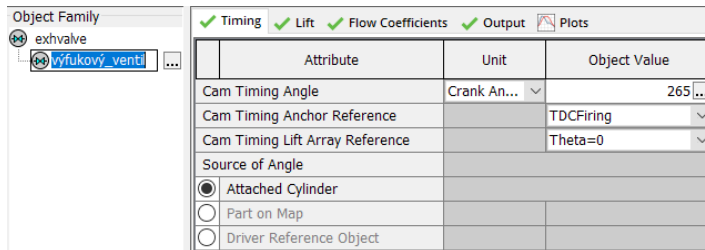
Obrázek 31 - nastavení základních parametrů motoru

VÝFUK

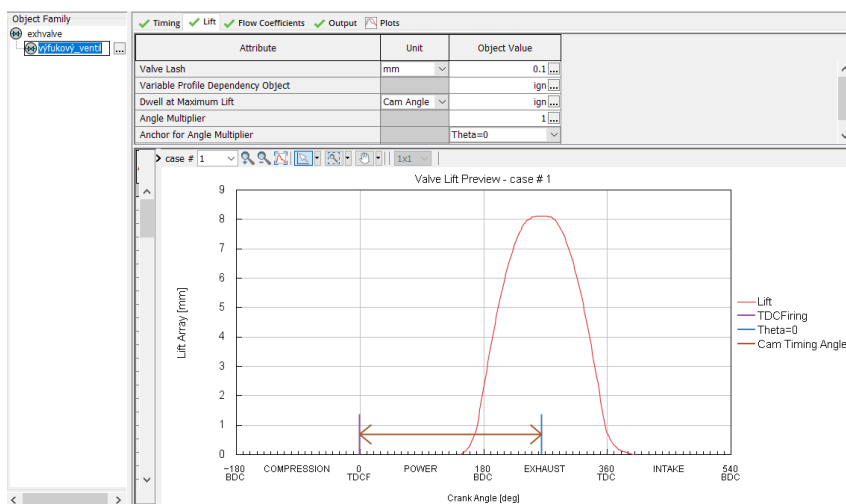
Výfuk začíná výfukovým ventilem (obr. č. 32-34), přes který unikají výfukové plyny do výfukového kanálu (obr. č. 35). Z něj prochází spaliny do výfukového potrubí (obr. č. 36) a tlumiče výfuku (obr. č. 37) a koncovky výfuku, která je vyústěna do ovzduší.

Výfukový ventil

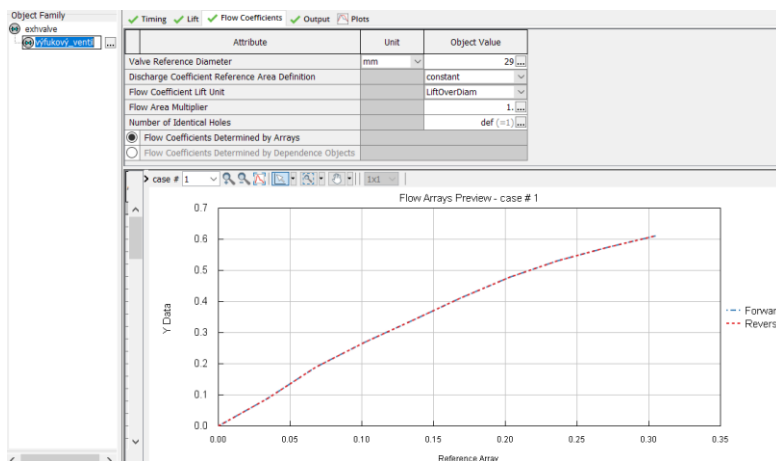
Nastavení úhlu maximálního zdvihu výfukového ventilu o průměru 29 mm (obr. č. 32), včetně zdvihové (obr. č. 33) a průtočné (obr. č. 34) křivky.



Obrázek 32 - nastavení časování výfukového ventilu



Obrázek 33 - nastavení zdvihové křivky výfukového ventilu



Obrázek 34 - nastavení průtoků výfukovým ventilem

Výfukový kanál

Základní nastavení rozměrů výfukového kanálu. (obr. č. 35)

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	30
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at I...
Length	mm	40
Discretization Length	mm	20
Initial State Name		initial_exh

Obrázek 35 - nastavení rozměrů výfukového kanálu

Výfukové potrubí

Základní nastavení rozměrů výfukového potrubí. (obr. č. 36)

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	28
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at I...
Length	mm	250
Discretization Length	mm	50
Initial State Name		initial_exh

Obrázek 36 - nastavení rozměrů výfukového potrubí

Tlumič a koncovka výfuku

Nastavení rozměrů tlumiče a koncovky výfuku. (obr. č. 37, 38)

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	40
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at I...
Length	mm	250
Discretization Length	mm	40
Initial State Name		initial_exh

Obrázek 37 - nastavení rozměrů tlumiče výfuku

Attribute	Unit	Object Value
Basic Geometry and Initial Conditions		
Diameter at Inlet End	mm	35
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at I...
Length	mm	10
Discretization Length	mm	5
Initial State Name		initial_exh

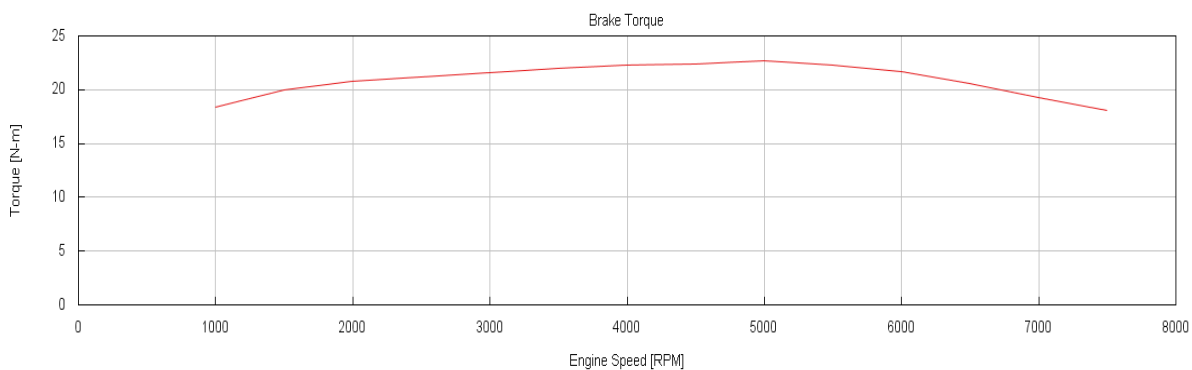
Obrázek 38 - nastavení rozměrů koncovky výfuku

3.1.2 VÝSLEDKY SIMULACE PŮVODNÍ KONFIGURACE

Po provedeném výpočtu program získal následující výsledky mnoha parametrů, ale pro tuto práci postačí pouze pár z nich. Konkrétně pak křivky kroutícího momentu a výkonu v závislosti na otáčkách motoru naznačující jeho dynamiku. Dále pak průběhy tlaků a teplot v závislosti na otáčkách motoru, zdvihovou křivku a časování ventilů a graf měrné efektivity spotřeby.

PRŮBĚH KROUTÍCÍHO MOMENTU

Na obrázku lze vidět křivku kroutícího momentu původního motoru, která dosahuje svého maxima 22,6 Nm při 5000 min⁻¹. (obr. č. 39)



Obrázek 39 - průběh točivého momentu původního motoru

PRŮBĚH VÝKONU

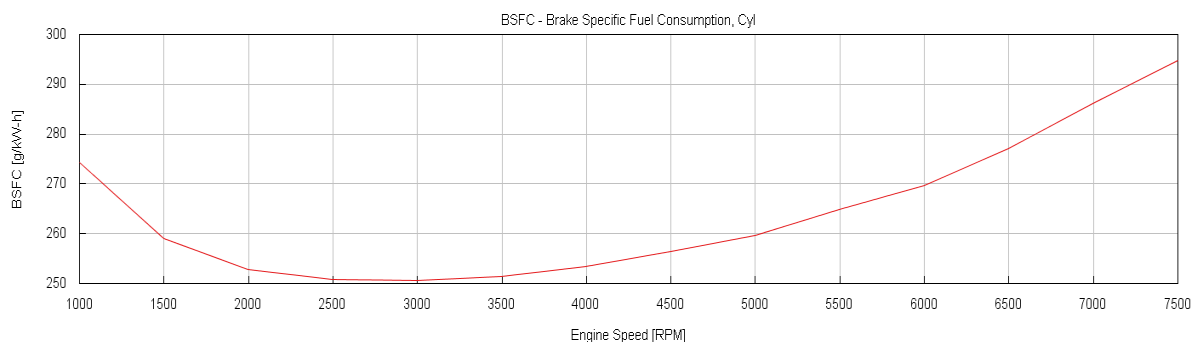
Jak si lze všimnout na obrázku, maximální výkon motoru přesahuje 14kW v rozmezí 7000-7500 min⁻¹, čímž se hodnota blíží reálnému výkonu stroje. (obr. č. 40)



Obrázek 40 - průběh výkonu původního motoru

MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA

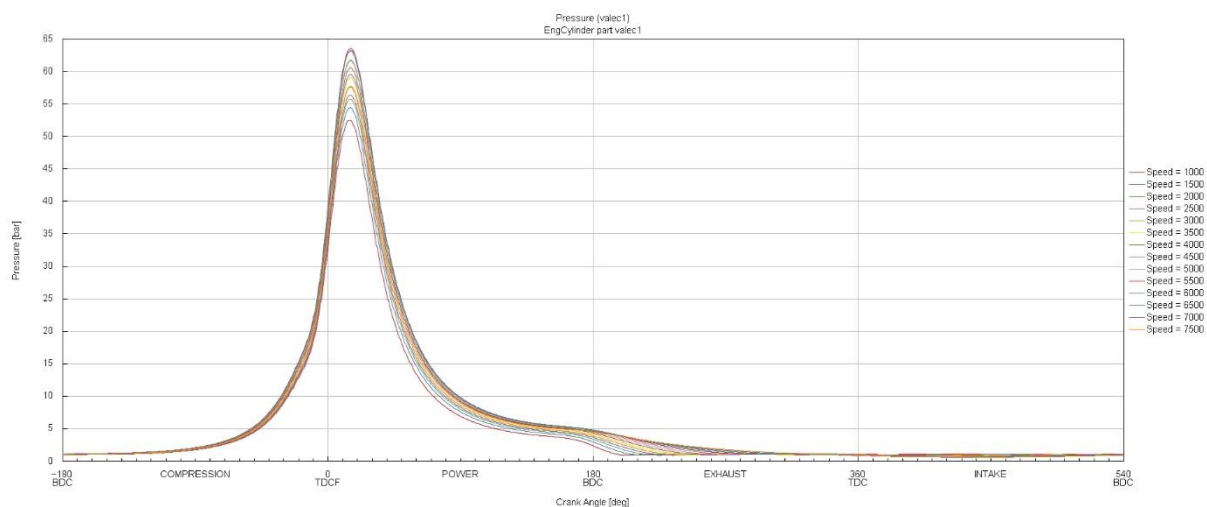
Na grafu měrné efektivní spotřeby je patrné, že 2V varianta dosahuje nejnižší hodnoty 250,5 g/kWh. (obr. č. 41)



Obrázek 41 - křivka měrné efektivní spotřeby původního motoru

PRŮBĚHY TLAKŮ VE VÁLCI

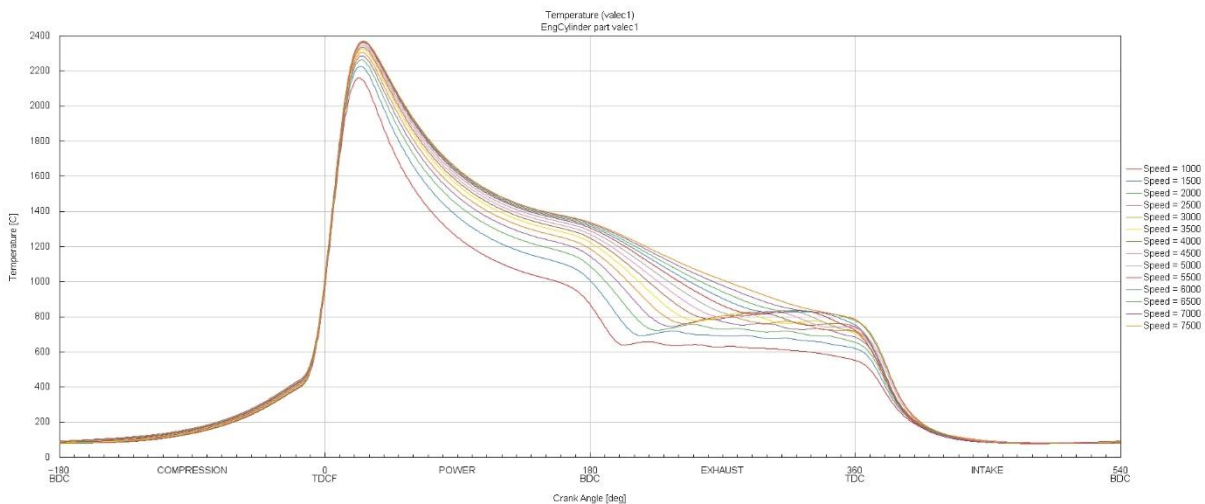
Na tomto grafu lze pozorovat závislost tlaku na úhlu natočení klikové hřídele, pro provozní otáčky 1000–7500 min⁻¹, s krokem 500 min⁻¹. Nejvyššího tlaku 6,35 MPa pak spalovací prostor dosahuje při 5500 min⁻¹. (obr. č. 42)



Obrázek 42 - průběhy tlaků ve válci původního motoru

PRŮBĚH TEPLOT VE VÁLCI

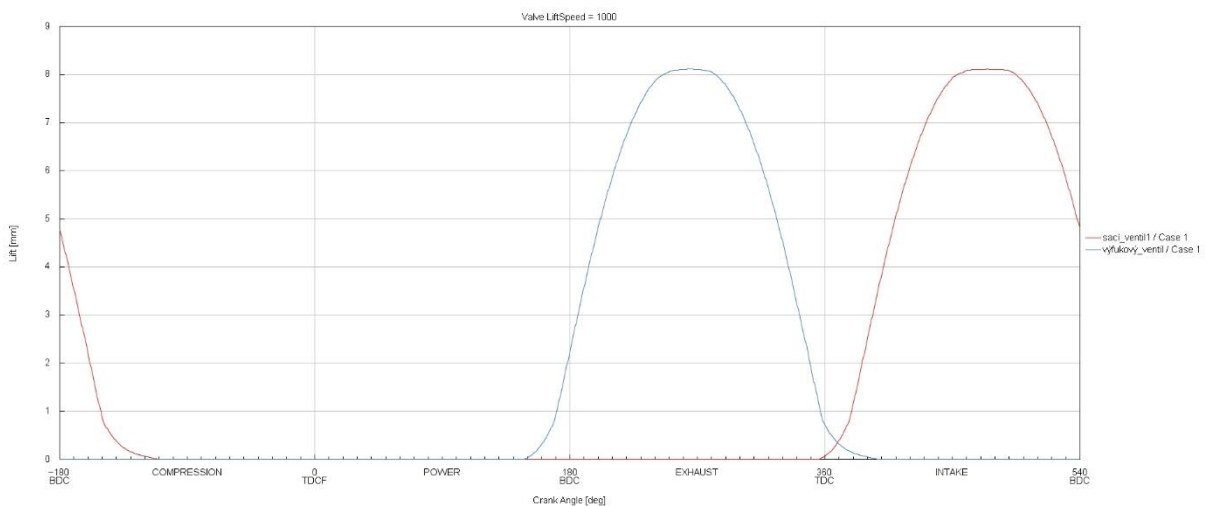
Na tomto grafu je znázorněn průběh teploty ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikové hřídele, pro provozní otáčky 1000 min^{-1} – 7500 min^{-1} , s krokem 500 min^{-1} . Maximální dosažené teploty 2368 °C , spalovací prostor dosáhl při 7000 min^{-1} . (obr. č. 43)



Obrázek 43 - průběhy teplot ve válci původního motoru

KŘIVKA ZDVIHU A ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Křivka zdvihu ventilů nám ukazuje, že výfukový ventil otevírá již v expanzním zdvihu a plně uzavírá až ve zdvihu sacím, kdy už je otevřený sací ventil. Ten otevírá na počátku sacího zdvihu a uzavírá mnohem později ve zdvihu kompresním. Oba ventily pak mají maximální zdvih zhruba $8,1 \text{ mm}$. (obr. č. 44)

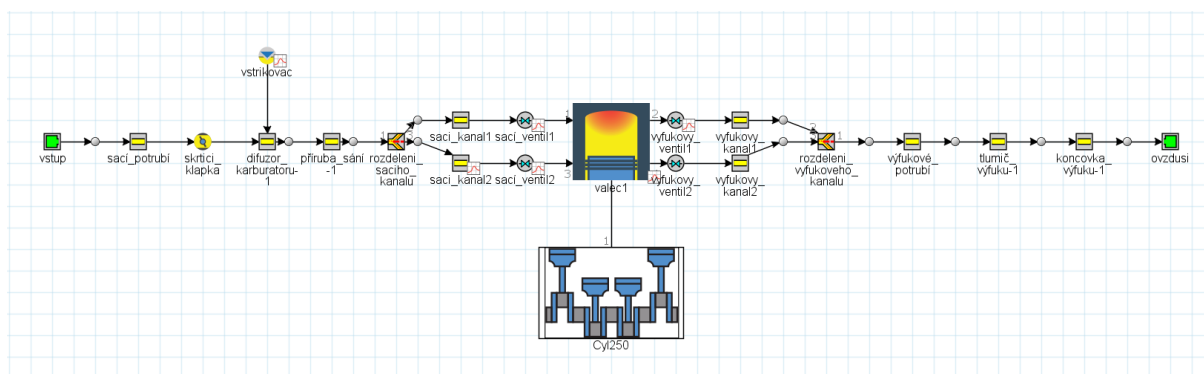


Obrázek 44 - křivky zdvihů ventilů původního motoru

3.1.3 UPRAVENÁ KONFIGURACE

Upravená konfigurace vychází z původního motoru. Hlavní změnu lze zaznamenat na hlavě motoru, která je osazena navíc jedním sacím kanálem a ventilem a výfukovým kanálem a ventilem. Rozměry kanálů byly dostatečně optimalizovány pro jakýsi kompromis, zajišťující optimální proudění. Velikost průměru sacích a výfukových ventilů byla zvolena s ohledem na velikost vrtání. Konkrétně pak průměr sacích ventilů 27 mm a průměr výfukových ventilů 24 mm. Maximální zdvih sacích i výfukových ventilů činí 7,14 mm.

MODEL UPRAVENÉ KONFIGURACE



Obrázek 45 - GT SUITE model upraveného motoru

UPRAVENÉ KOMPONENTY

SÁNÍ

Na sací větvi motoru došlo k nahrazení jednoduchého sacího kanálu za kanál, který se v prostoru tělesa hlavy válce rozděluje do dvou menších kanálků, ve kterých se nachází sací ventily.

Sací kanál – rozdělení

Rozdělení sacího kanálu v hlavě válce. (obr. č. 46)

Project Family: FlowSplitY

- rozdeleni_saciho_kanalu
- rozdeleni_vyfukoveho_ka

Attributes: Main, Thermal, Pressure Drop, Plots

Attribute	Unit	Object Value	rozdeleni_saciho...
Basic Geometry and Initial Conditions			
Length	mm	5	
Main Diameter	mm	35	
Branch Angle (Half Angle)	deg	10	
Flow Characteristic (Phasing)		In-Phase	
Volume	mm ³	def	...
Surface Area	mm ²	def	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	...
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		...
Options			
Total Y Branch Expansion Area	mm ²	def	...

Case: 1

Projection: Perspective, Parallel

Port	Part Name	Diameter (mm)
1	přiruba_sání-1	45.0
2	sací_kanal1	30.0
3	sací_kanal2	30.0

After editing table, select 'Apply' to see changes to 3D view

Buttons: OK, Cancel, Apply

Obrázek 46 - rozdělení sacího kanálu

Sací kanálky

Základní rozměry sacích kanálků, které bezprostředně navazují na předchozí rozdělení. (obr. č. 47)

Object Family: PipeRound

- sací_kanal1
- sací_kanal2
- vyfukový_kanal1
- vyfukový_kanal2

Attributes: Main, Thermal, Pressure Drop, Plots

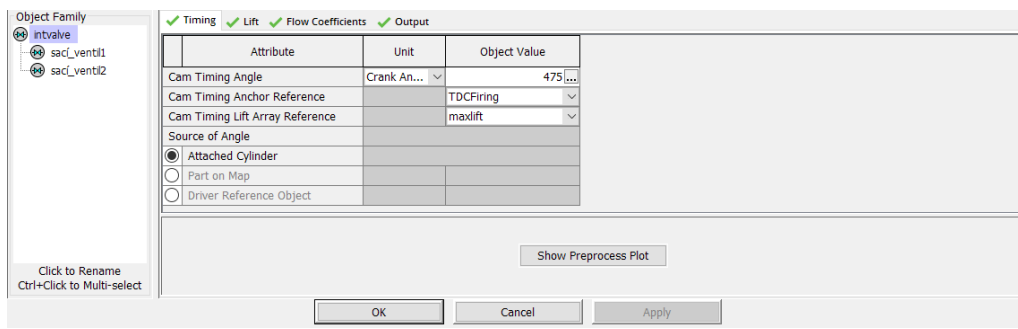
Attribute	Unit	Object Value	sací_kanal1 override
Basic Geometry and Initial Conditions			
Diameter at Inlet End	mm	30	...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet)	...
Length	mm	15	...
Discretization Length	mm	5	...
Initial State Name		initial	...
Surface Finish			
<input checked="" type="radio"/> Smooth			
<input type="radio"/> Roughness from Material		drawn_metal	...
<input type="radio"/> Sand Roughness	mm		...
Options			
Radius of Bend	mm	ign	...
Angle of Bend	deg	ign	...
Number of Identical Pipes		def (=1)	...
Model Gravity or Pipe Motion		<input type="checkbox"/>	
Animate Results and Reaction Forces in 3D		<input type="checkbox"/>	

Buttons: OK, Cancel, Apply

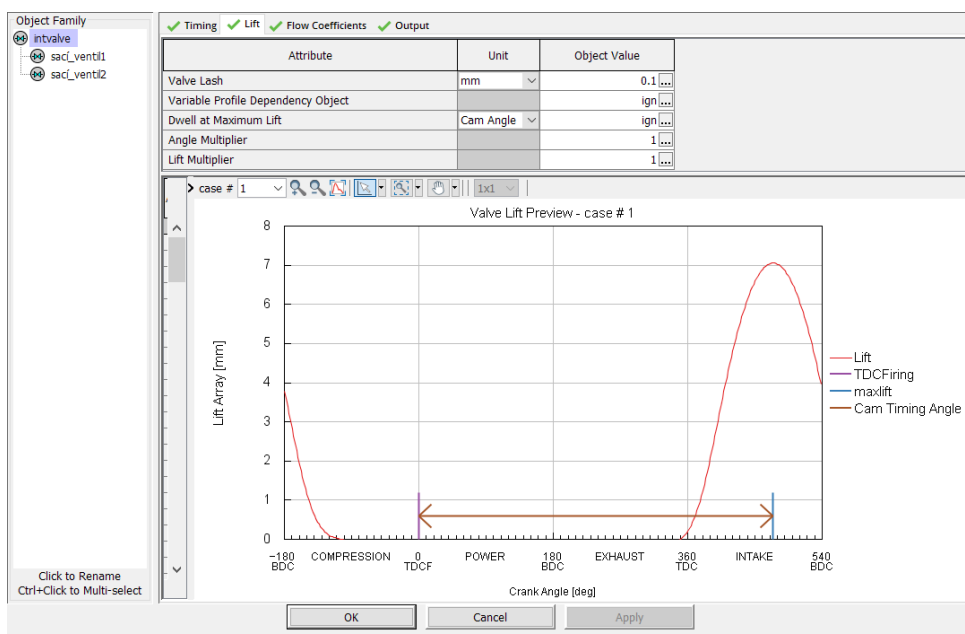
Obrázek 47 - nastavení rozměrů sacích kanálků upravené konfigurace

Sací ventil

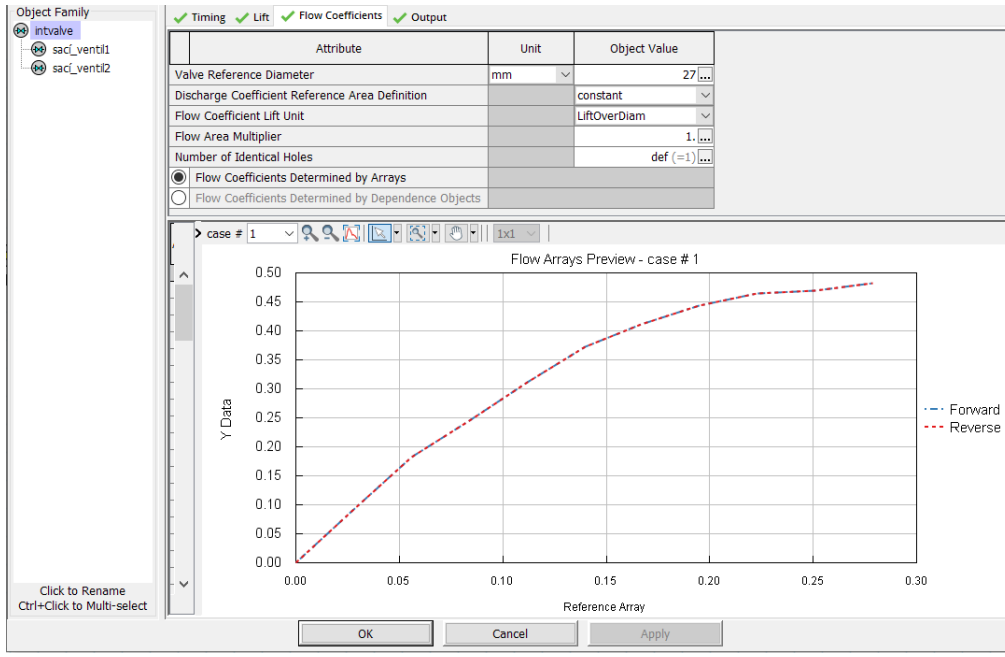
Nastavení úhlu maximálního otevření ventilů a průtočných koeficientů zůstalo stejné, jako v původní konfiguraci. Došlo ke změně křivek a maximálního zdvihu ventilů, (obr. č. 48-50)



Obrázek 48 - nastavení časování sacích ventilů upraveného motoru



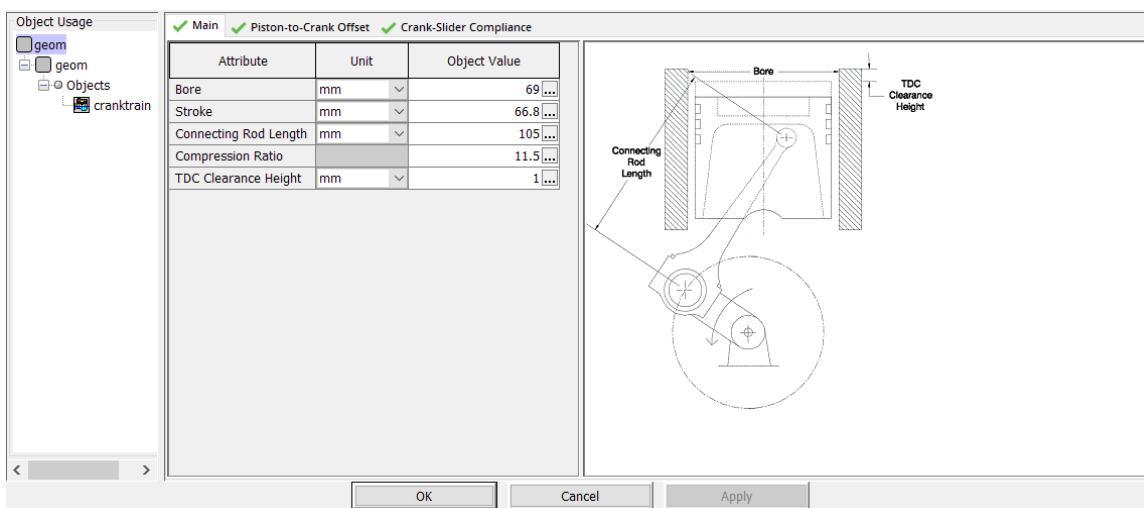
Obrázek 49 - nastavení zdvihu sacích ventilů upraveného motoru



Obrázek 50 - nastavení průtoků sacích ventilů upraveného motoru

SPALOVACÍ PROSTOR A KLIKOVÝ MECHANISMUS

Nastavení geometrie upraveného válce, kde došlo k navýšení kompresního poměru z původních 10:1 na 11,5:1. (obr. č. 51)



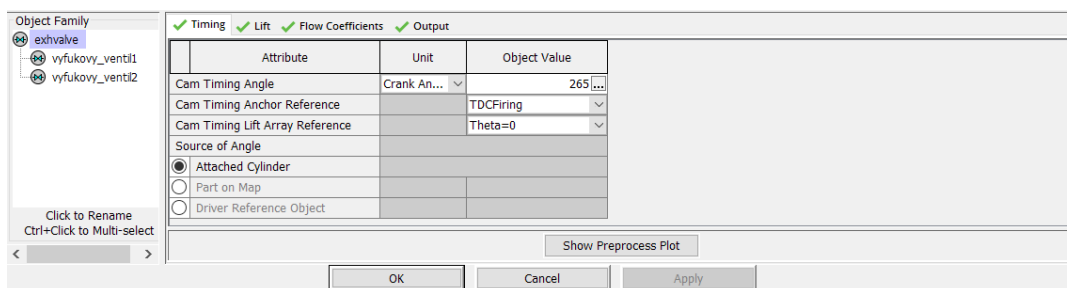
Obrázek 51 - nastavení základních rozměrů upraveného motoru

VÝFUK

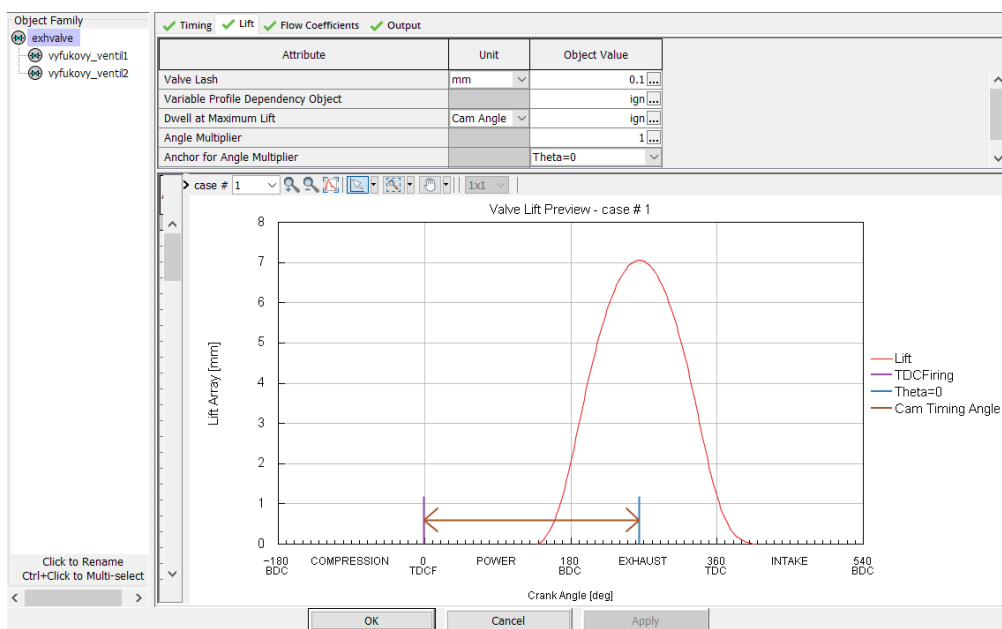
Ve výfukové větvi se taktěž zvýšil počet komponent. Konkrétně pak se navýšil počet výfukových ventilů na dva. Každý z ventilů vypouští výfukové plyny do výfukových kanálků, které se slučují do jednoho většího kanálu, ke kterému je připevněno výfukové potrubí.

Výfukový ventil

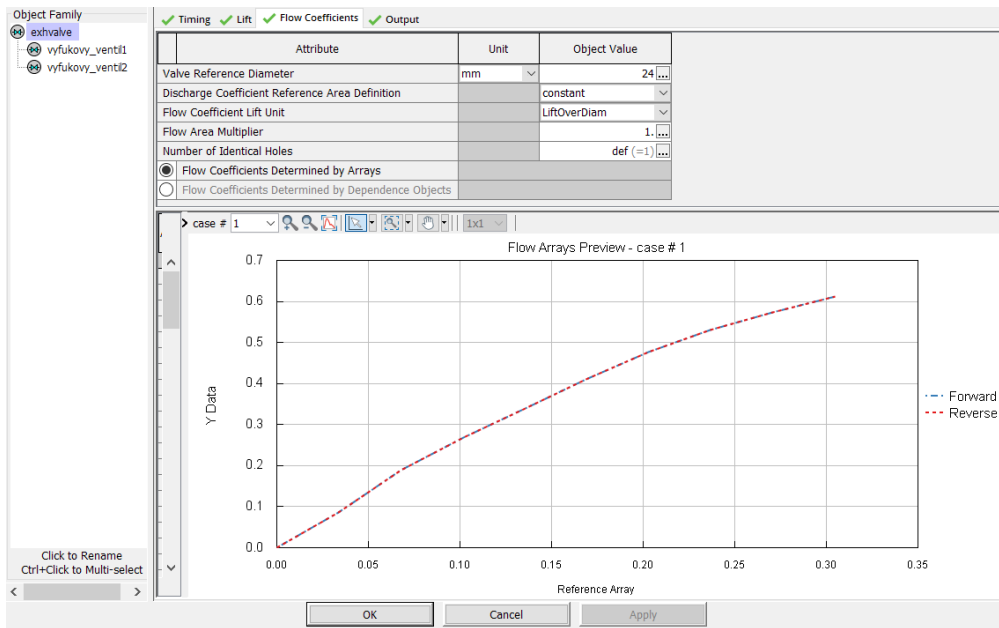
Změna nastavení výfukového ventilu je obdobná, jako u nastavení sacího ventilu, a tedy časování maximálního zdvihu (obr. č. 52) a průtočné křivky (obr. č. 54) zůstalo stejné. Naopak došlo ke změně zdvihové křivky ventilů a jejich maximálního zdvihu (obr. č. 53).



Obrázek 52 - nastavení časování výfukových ventilů upraveného motoru



Obrázek 53 - nastavení zdvihu výfukových ventilů upraveného motoru



Obrázek 54 - nastavení průtoků výfukových ventilů upraveného motoru

Výfukové kanálky

Nastavení rozměrů výfukových kanálků. (obr. č. 55)

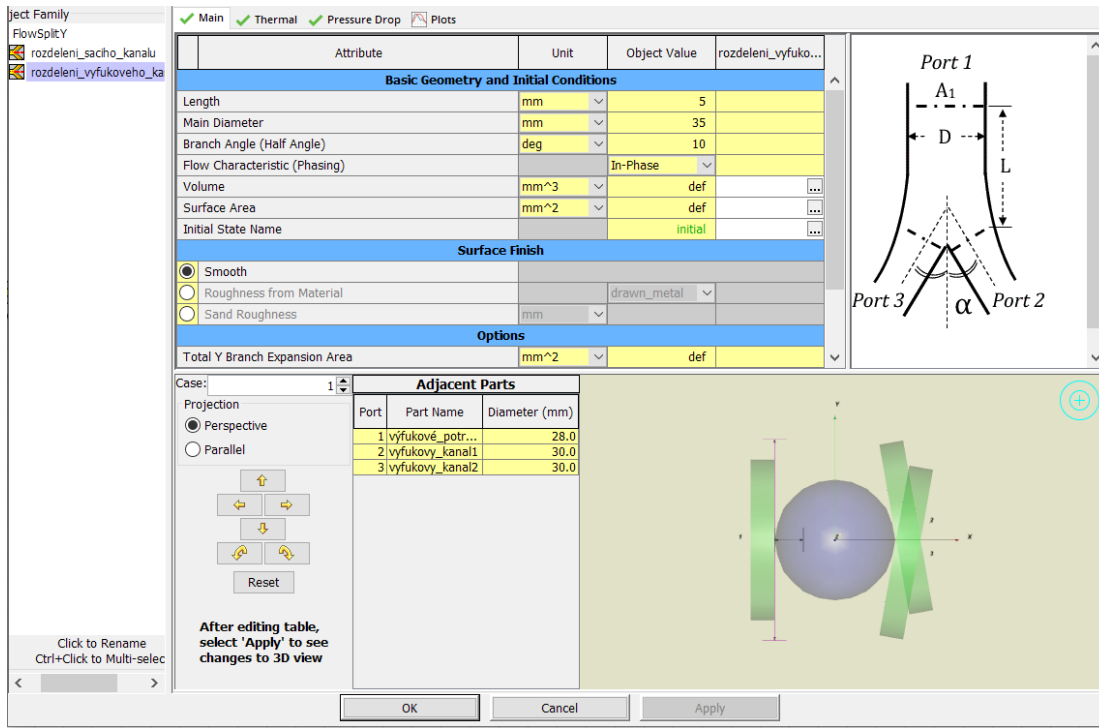
The screenshot shows the 'Basic Geometry and Initial Conditions' settings for exhaust channels. The table below lists the attributes and their values:

Attribute	Unit	Object Value	vyfukovy_kanal1 override
Basic Geometry and Initial Conditions			
Diameter at Inlet End	mm	30	...
Diameter at Outlet End	mm	def (=Diameter at Inlet)	...
Length	mm	15	...
Discretization Length	mm	5	...
Initial State Name		initial	...

Obrázek 55 - nastavení rozměrů výfukových kanálků upraveného motoru

Výfukový kanál – rozdělení

Nastavení rozměrů rozdělení výfukového kanálu, který spojuje menší výfukové kanály s výfukovým svodem. (obr. č. 56)

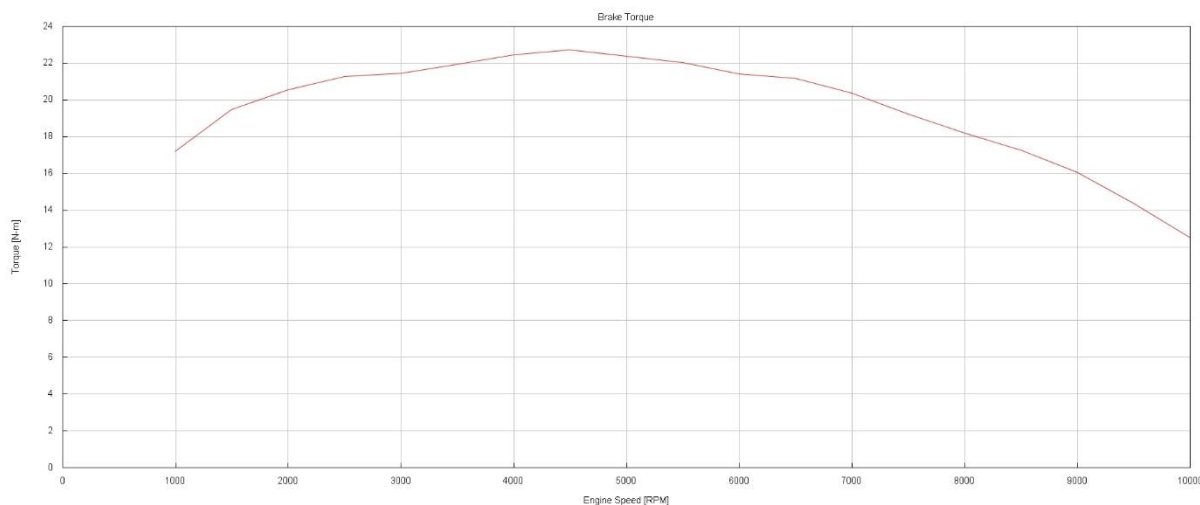


Obrázek 56 - rozdělení výfukového kanálu upraveného motoru

3.1.4 VÝSLEDKY SIMULACE 4V VARIANTY

PRŮBĚH KROUTÍČÍHO MOMENTU

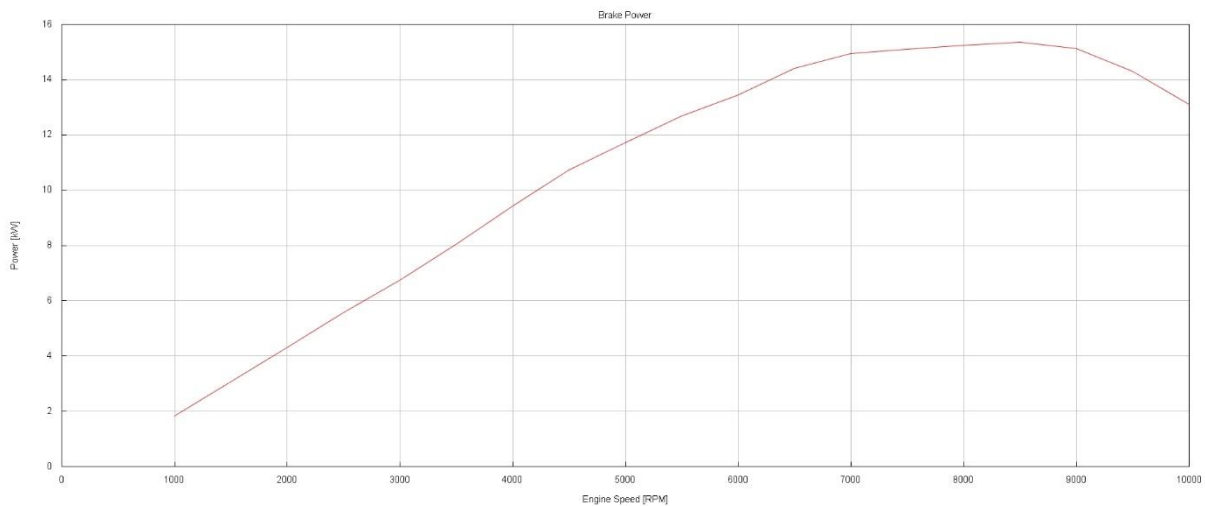
Motor dosahuje maximálního kroučícího momentu 22,72 Nm v oblasti 4500 min⁻¹. (obr. č. 57)



Obrázek 57 - průběh momentu upraveného motoru

PRŮBĚH VÝKONU

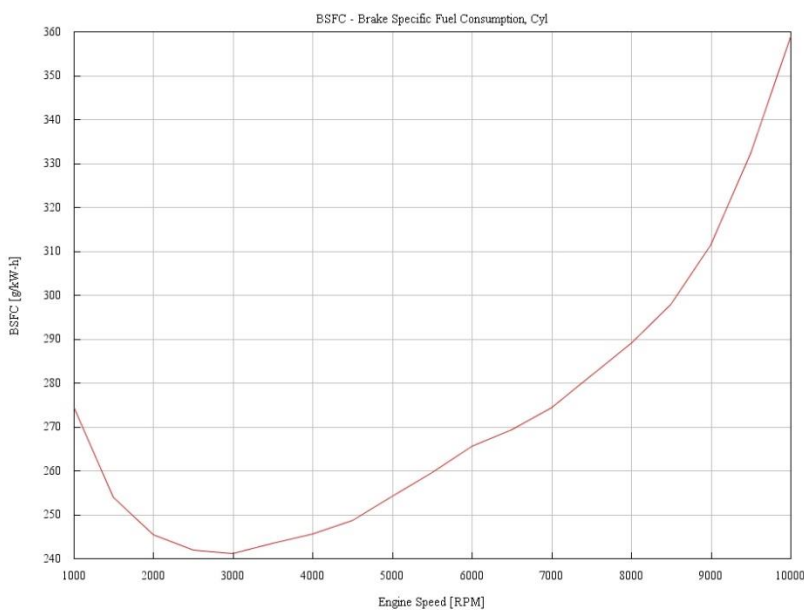
Na křivce průběhu výkonu motoru lze zaznamenat nárůst oproti původní variantě, na maximální hodnotu 15,34 kW při 8500 min⁻¹. Na grafu si lze povšimnout prudkého poklesu výkonu při otáčkách > 9000 min⁻¹, který je způsobený mimo jiné hlavně překračováním maximální dovolené střední pístové rychlosti. (obr. č. 58)



Obrázek 58 - průběh výkonu upraveného motoru

MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA

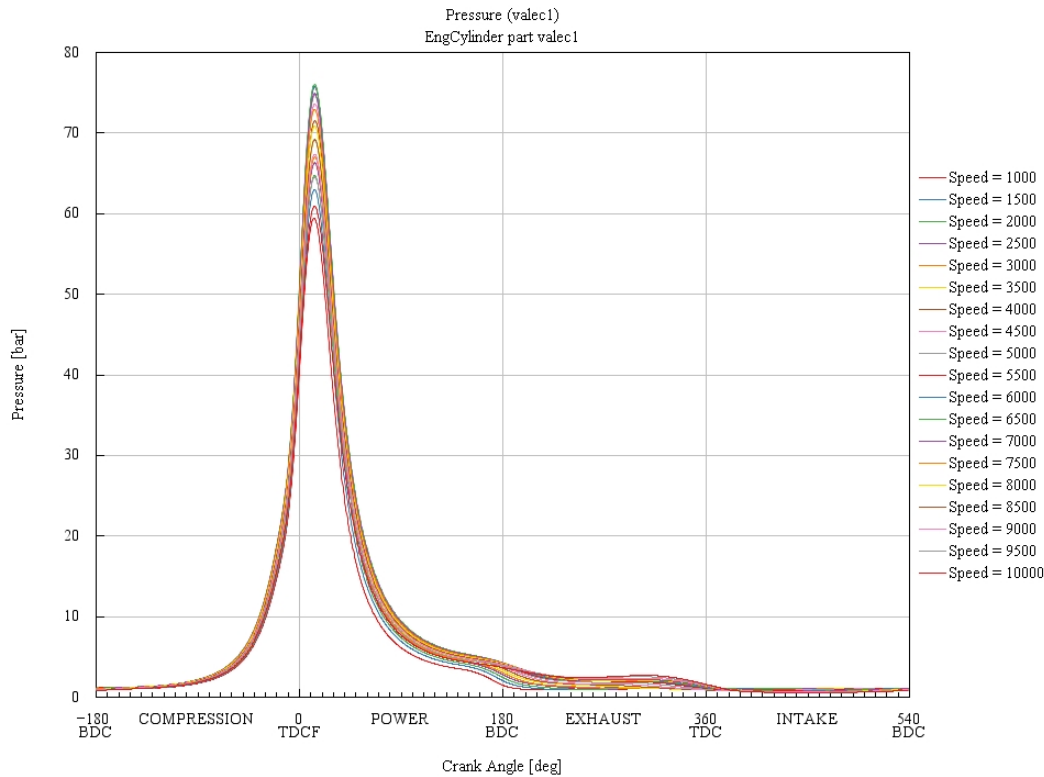
Křivka měrné efektivní spotřeby dosahuje nejnižších dosahuje nejnižší hodnoty 241 g/kWh při 3000 min⁻¹. (obr. č. 59)



Obrázek 59 - křivka měrné efektivní spotřeby upraveného motoru

PRŮBĚHY TLAKŮ VE VÁLCI

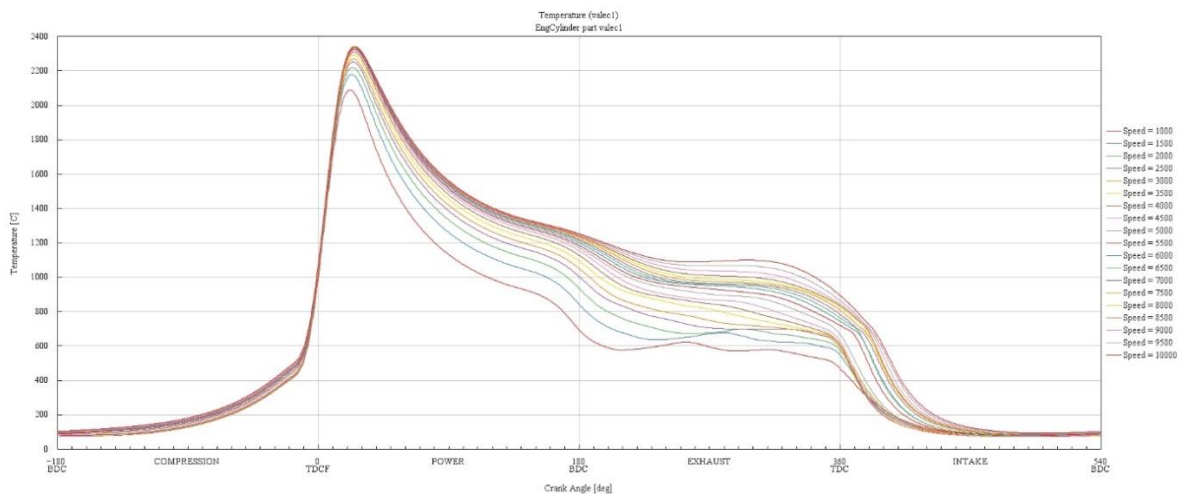
Maximálního tlaku 7,6 MPa dosahuje motor při 6500 min⁻¹. (obr. č. 60)



Obrázek 60 - průběhy tlaků ve válci upraveného motoru

PRŮBĚH TEPLOT VE VÁLCI

Na obrázku lze vidět křivky maximálních teplot ve spalovacím prostoru v průběhu jednoho pracovního cyklu. Lze si povšimnout maximální teploty 2340,5 °C při 7500 min⁻¹. (obr. č. 61)



Obrázek 61 - průběhy teplot ve válci upraveného motoru

3.1.5 OPTIMALIZACE 4V VARIANTY

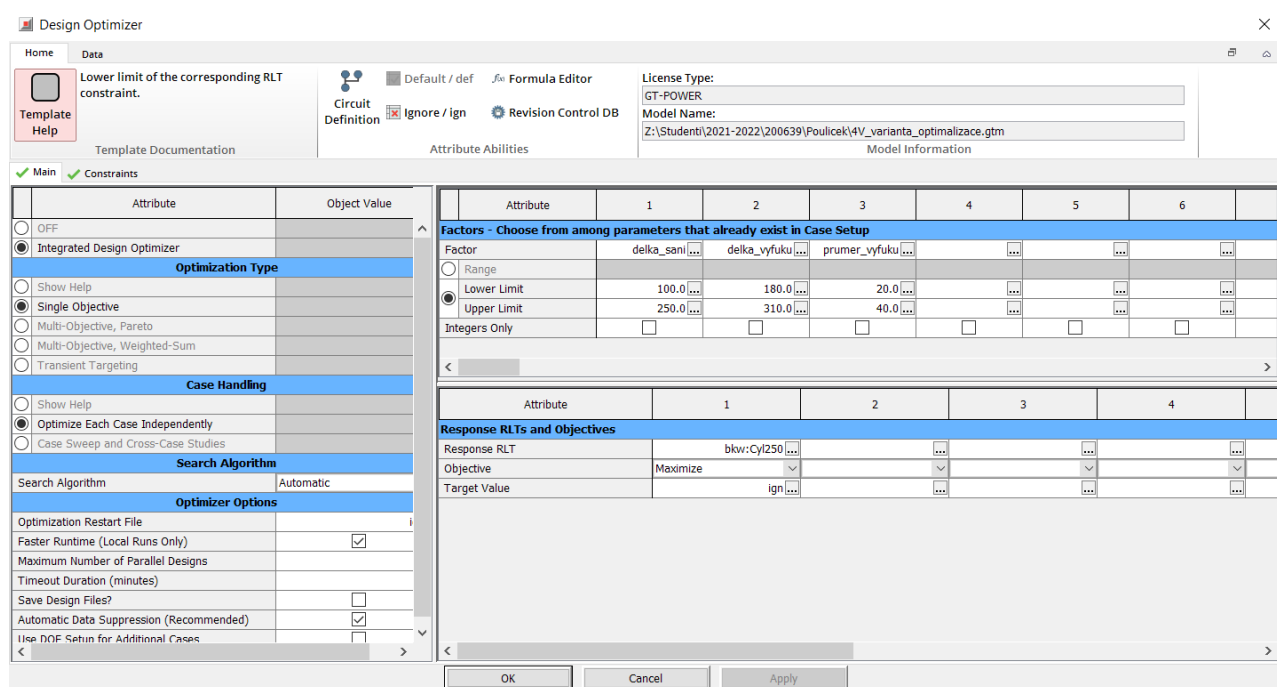
Vzhledem k tomu, že původní konfigurace byla zkonstruována pro maximální výkon v oblasti okolo 7100 min^{-1} , pak pouhá úprava zvýšením počtu ventilů nezajistila příliš znatelný nárůst výkonu motoru. Z toho důvodu je nutná optimalizace délek jednotlivých komponent a časování ventilů, abychom docílili rozšíření efektivního spektra kroutícího momentu motoru, čímž dojde ke zvýšení maximálního výkonu.

Za pomoci programu GT – POWER lze nechat program vypočítat optimální rozměry a vlastnosti jednotlivých dílů za různým účelem. Tohle konkrétně umožňuje funkce „Optimizer“, díky které se provedla optimalizace délky sacího potrubí, pozměnilo časování ventilů a upravila délka výfukového potrubí pro zvolené parametry. Konkrétně pak pro maximalizaci výkonu v otáčkách 8500 min^{-1} .

OPTIMALIZOVANÉ KOMPONENTY

Optimalizace délky sacího potrubí – nastavení (Design Optimizer, case setup)

Nastavení horních a dolních limitů optimalizovaných rozměrů délky sání a výfuku v závislosti na průměru výfuku, v Design Optimizeru za účelem maximalizace výkonu. (obr. č. 62)



Obrázek 62 - nastavení Design Optimizeru pro délky sání a výfuku

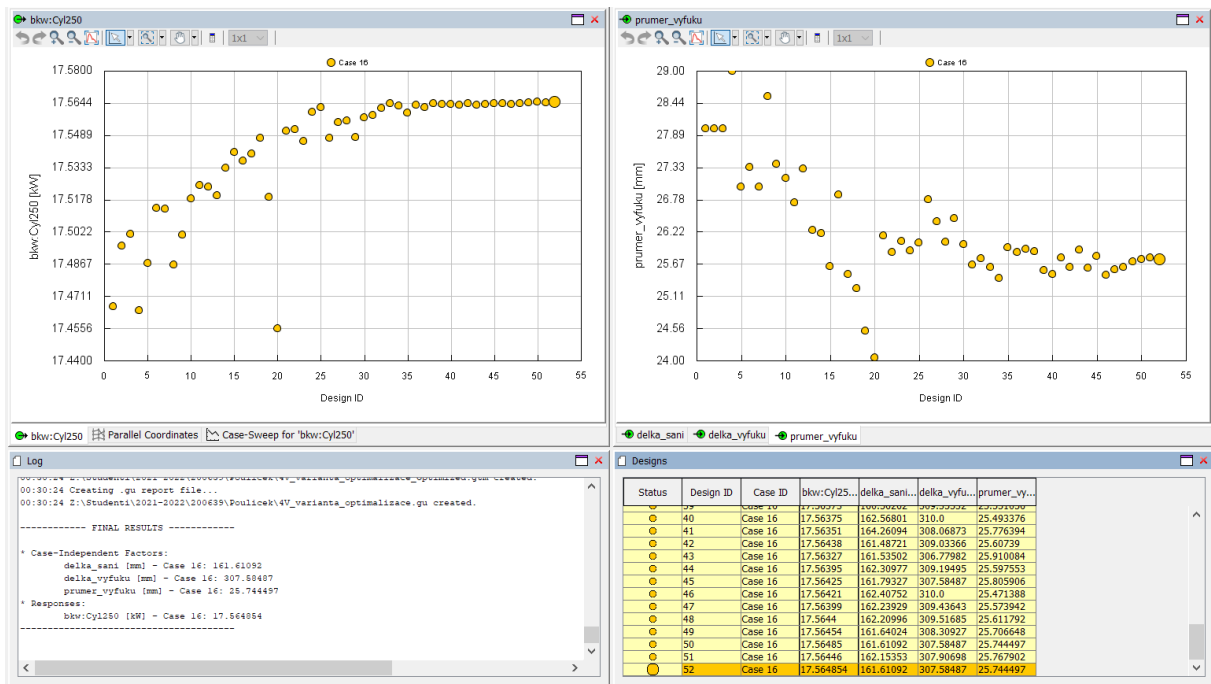
Nastavení základních rozměrů v „case“ pro požadované otáčky 8500 min^{-1} . (obr. č. 63)

Parameter	Unit	Description	Case 16
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	Speed = 8500
RPM	RPM	Engine Speed	8500 ...
delka_vyfuku (Optimi...	mm	Length	250 ...
prumer_vyfuku	mm	Diameter at Inlet End	28 ...
delka_sani (Optimizer)	mm	Length	150 ...

Obrázek 63 - nastavení "case" pro optimalizaci délek sání a výfuku

Optimalizace délky sacího potrubí – výsledky

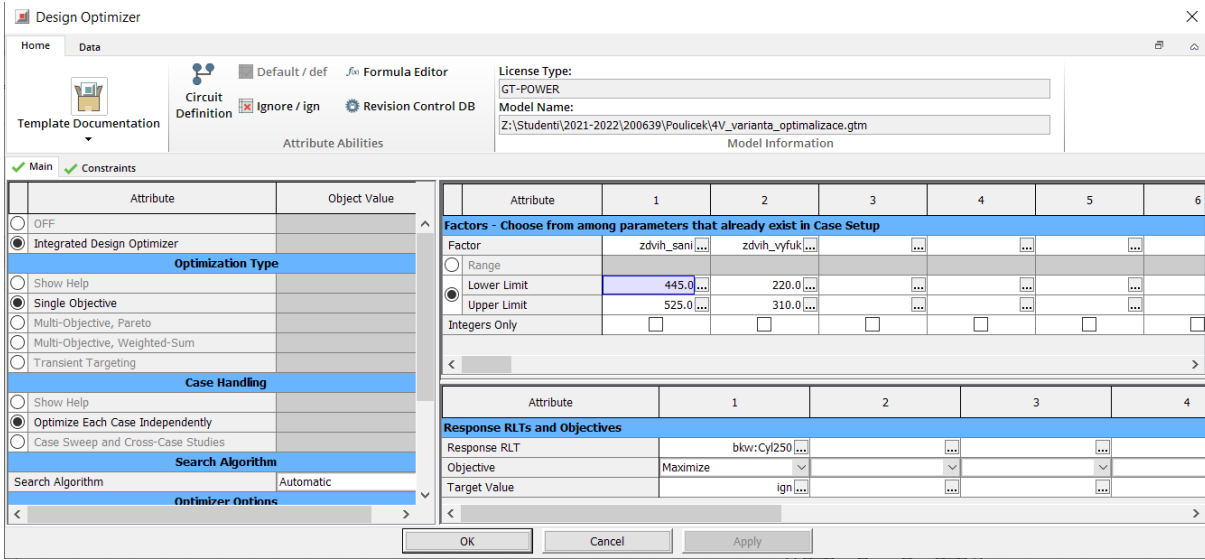
Výsledky optimalizace rozměrů po provedeném výpočtu. (obr. č.64)



Obrázek 64 - výsledky optimalizace délek sání a výfuku

Optimalizace časování ventilů – nastavení (Design Optimizer, case setup)

Nastavení Design Optimizeru za účelem optimalizace úhlu natočení klikové hřídele v závislosti na maximálním otevření sacích a výfukových ventilů. (obr. č. 65)



Obrázek 65 - nastavení Design Optimizeru pro optimalizaci časování ventilů

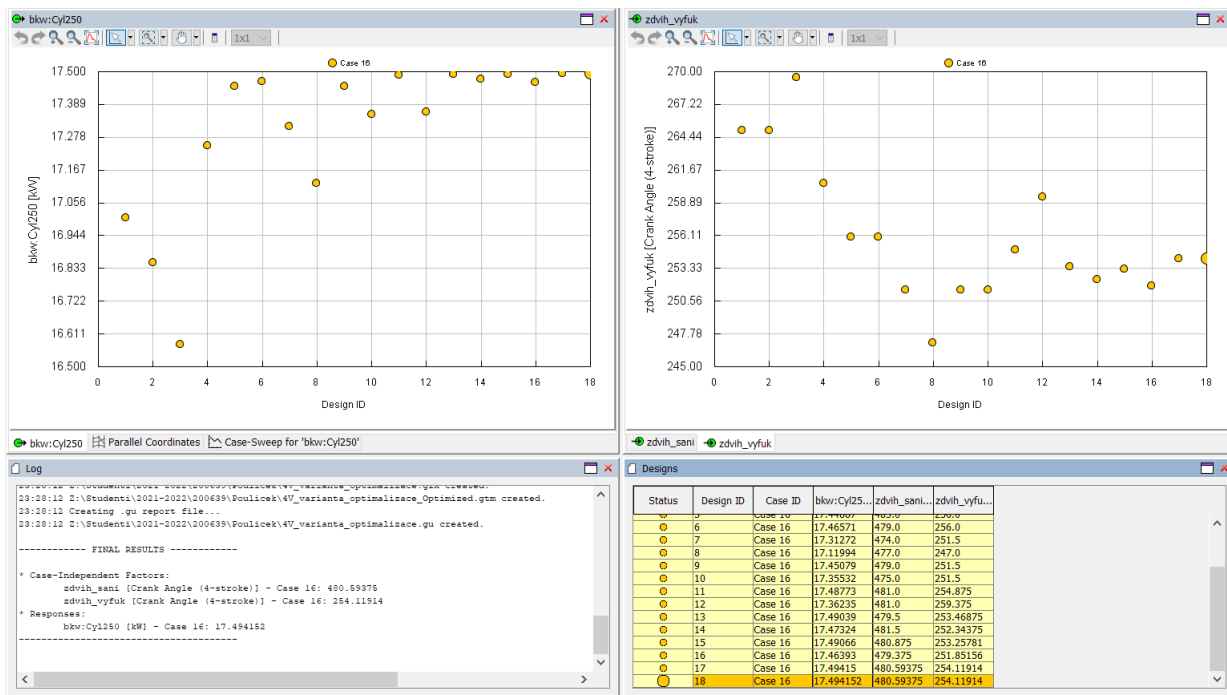
Nastavení základních hodnot úhlů v „case“ pro požadované otáčky 8500 min⁻¹. (obr. č. 66)

Parameter	Unit	Description	Case 15	Case 16
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	Speed = 8000	Speed = 8500
RPM	RPM	Engine Speed	8000	8500
zdvih_sani	Crank An...	Cam Timing Angle		485
zdvih_vyfuk	Crank An...	Cam Timing Angle		265

Obrázek 66 - nastavení "case" pro optimalizaci časování ventilů

Optimalizace časování ventilů – výsledky

Výsledky provedeného výpočtu optimalizace. (obr. č. 67)



Obrázek 67 - výsledky optimalizace časování ventilů

ZVOLENÉ ROZMĚRY

Při práci s Optimizerem byla vypočítána neoptimalnější délka sacího potrubí 161 mm, výfukového potrubí 307 mm a jeho průměr 25,7 mm. V případě optimálního časování ventilů bylo zjištěno, že nejvyšší nárůst výkonu zajistí maximální otevření sacího ventilu $480,6^\circ$ a maximální otevření výfukového ventilu $254,1^\circ$ za horní úvratí expanzního zdvihu (dále e.z.). Bylo však třeba zvolit kompromis, který zajistí minimalizaci úprav a zároveň přinese maximální nárůst výkonu motoru. Dále pak lze předpokládat, že původní karburátor nebude na výkonnější variantě optimálně pracovat, proto je vhodné jej nahradit za karburátor o větším průměru difuzoru. Vzhledem k tomu, že při orientačním výpočtu optimálního průměru výfukového potrubí nedošlo k příliš významným nárůstům výkonu, zůstane pro minimalizaci úprav průměr výfukového potrubí původní.

Proto bylo zvoleno těchto rozměrů

Délka sacího potrubí - původní: 150 mm
- optimalizovaná: 160 mm

Délka výfukového potrubí - původní: 250 mm
- optimalizovaná: 265 mm

Úhel natočení klikové hřídele při maximálním zdvihu

sacího ventilu - původní: 475° za HÚ e.z.
- optimalizovaný: 480° za HÚ e.z.

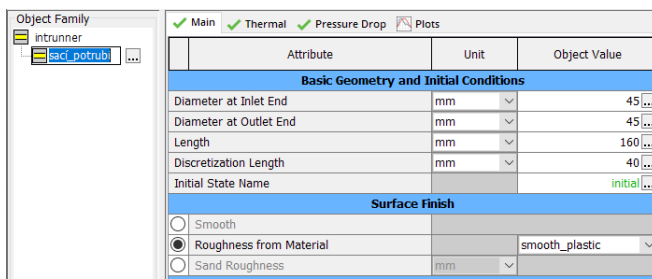
výfukového ventilu - původní: 265° za HÚ e.z.
- optimalizovaný: 254° za HÚ e.z.

Průměr difuzoru karburátoru - původní: 30 mm
- optimalizovaný: 38 mm

NASTAVENÍ OPTIMALIZOVANÝCH KOMPONENT

Sací potrubí

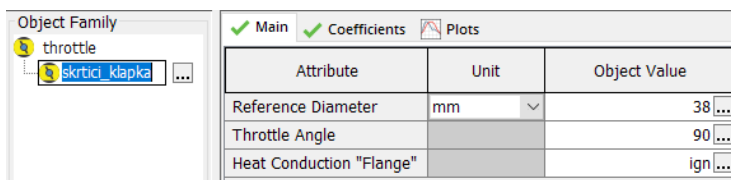
Nastavení zvolené délky sání do prvku sacího potrubí. (obr. č. 68)



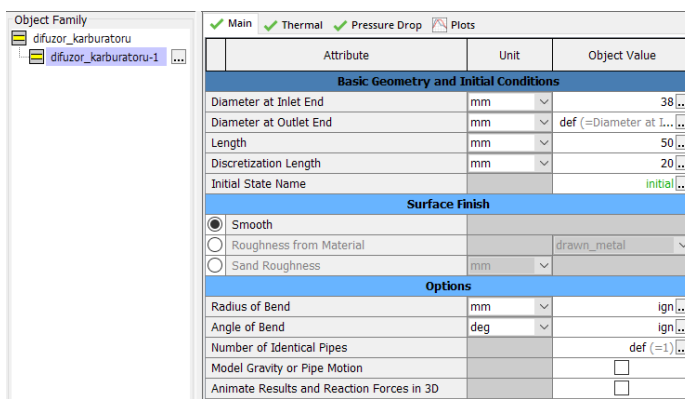
Obrázek 68 - nastavení optimalizované délky sacího potrubí

Škrťící klapka a difuzor karburátoru

Nastavení zvoleného průměru škrťící klapky (obr. č. 69) a difuzoru karburátoru (obr. č. 70).



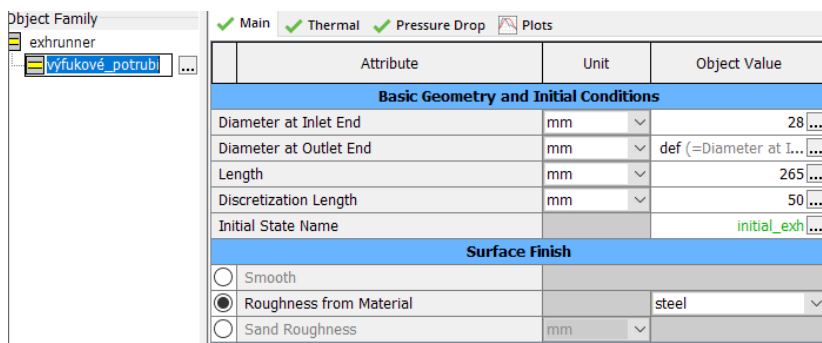
Obrázek 69 - nastavení optimalizovaných rozměrů škrťící klapky



Obrázek 70 - nastavení optimalizovaných rozměrů difuzoru karburátoru

Výfukové potrubí

Nastavení zvolené délky prvku do výfukového potrubí. (obr. č. 71)

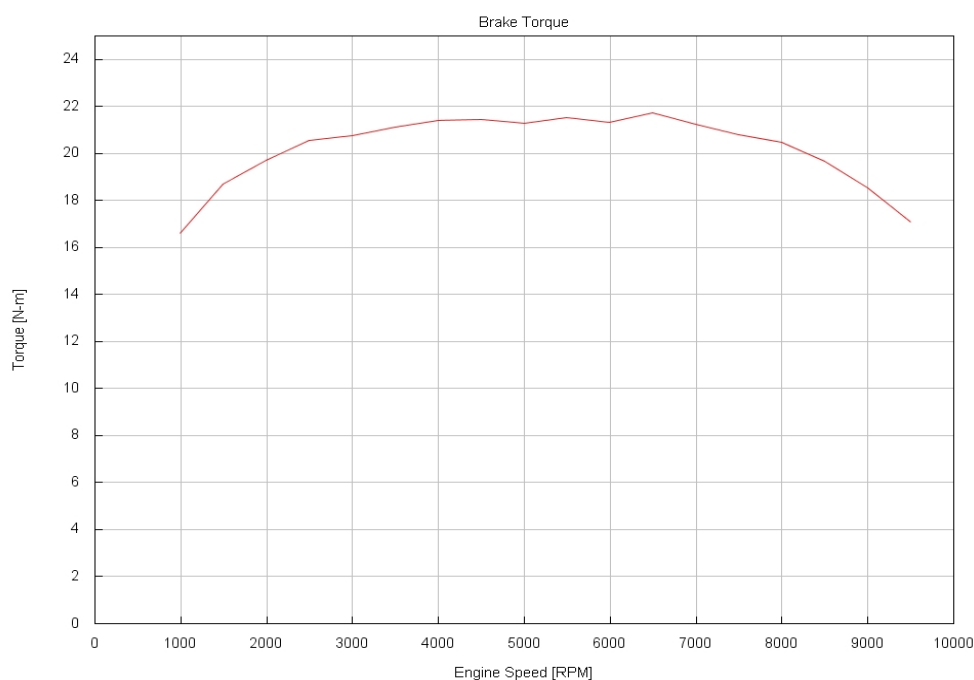


Obrázek 71 - nastavení optimalizovaných rozměrů výfukového potrubí

3.1.6 VÝSLEDKY SIMULACE OPTIMALIZOVANÉ 4V VARIANTY

PRŮBĚH KROUTÍCÍHO MOMENTU

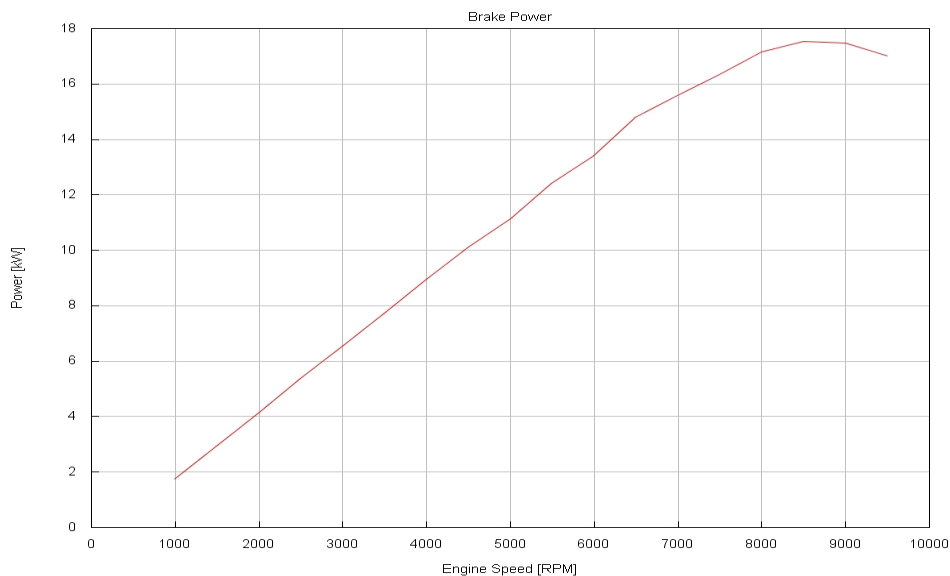
Jak lze vidět na obrázku níže, motor dosahuje maximálního kroučícího momentu 21,72 Nm při 6500 min⁻¹. Jeho průběh je plynulý, bez významných nárůstů a poklesů. (obr. č. 72)



Obrázek 72 - průběh kroučícího momentu optimalizované varianty

PRŮBĚH VÝKONU

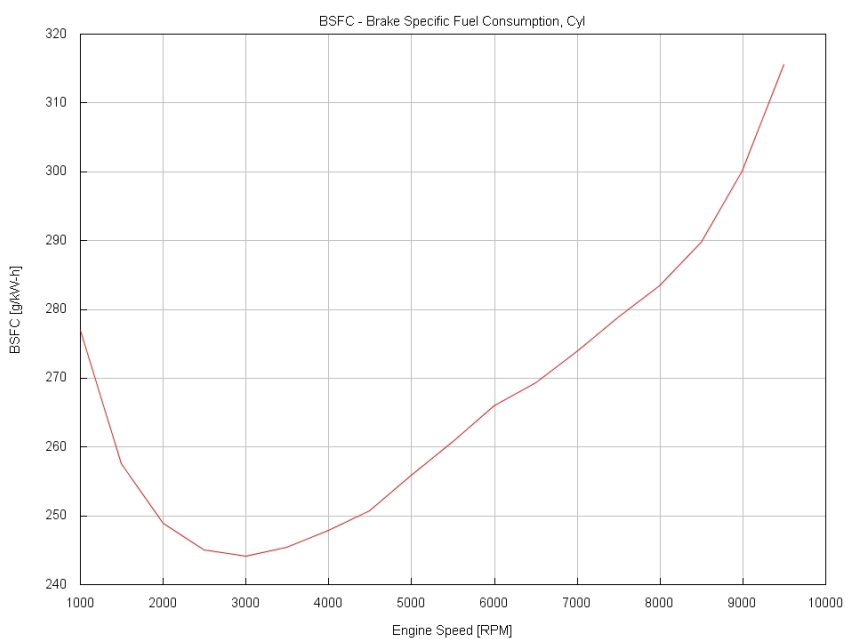
Jak lze vidět na obrázku níže, výkon upraveného motoru dosahuje 17,5 kW při 8500 min⁻¹. (obr. č. 73)



Obrázek 73 - průběh výkonu optimalizované varianty

MĚRNÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA

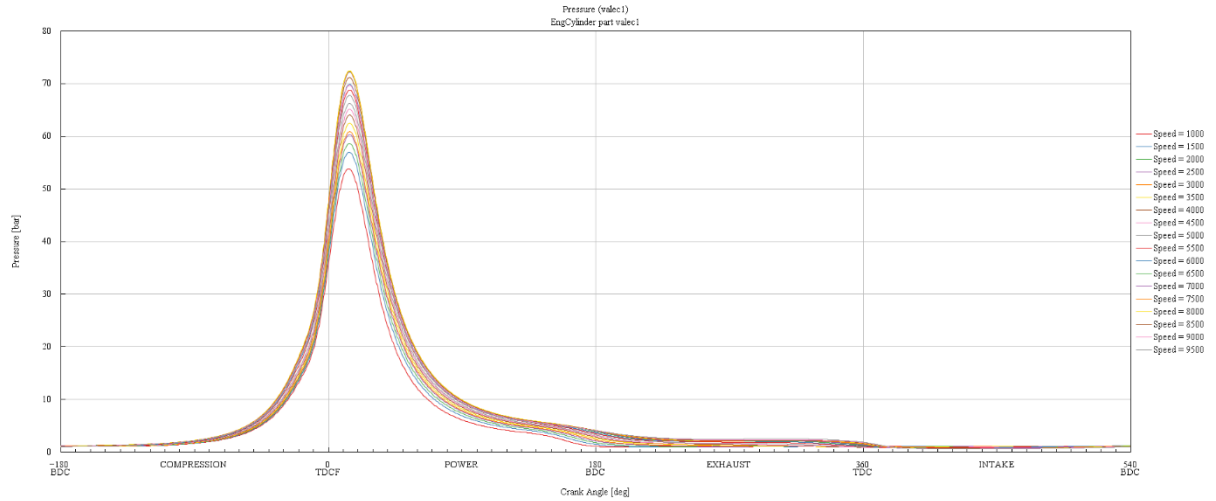
Nejnižší měrná efektivní spotřeba 244 g/kWh se na optimalizované variantě nachází v oblasti zhruba 3000 min⁻¹. Pak dochází k jejímu plynulému nárůstu. (obr. č. 74)



Obrázek 74 - průběh měrné efektivní spotřeby optimalizované varianty

PRŮBĚHY TLAKŮ VE VÁLCI

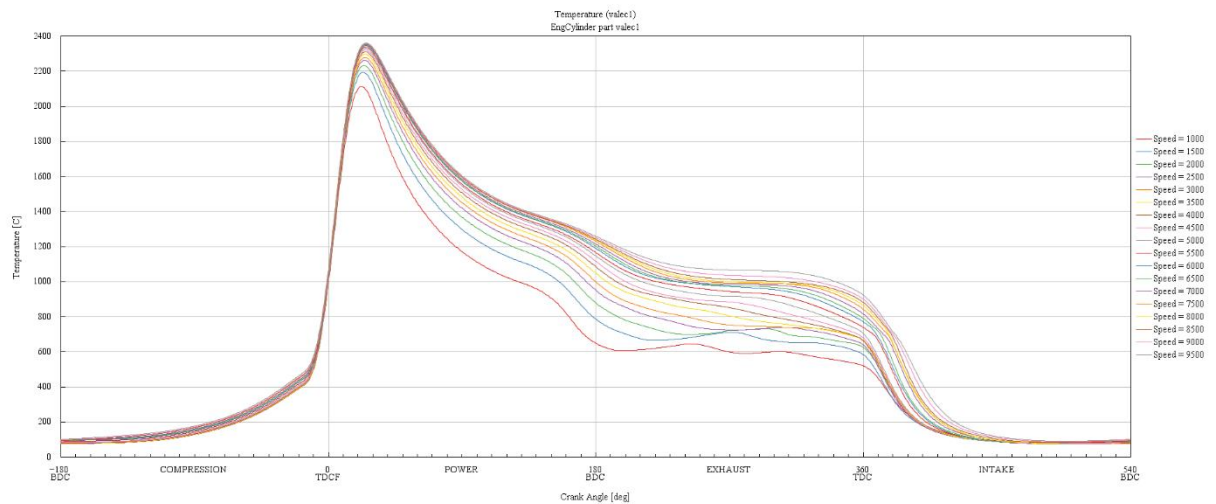
Nejvyššího tlaku ve válci 7,23 MPa dosahuje optimalizovaná varianta při 8000 min⁻¹. (obr. č. 75)



Obrázek 75 - průběh tlaků ve válci optimalizované varianty

PRŮBĚH TEPLOT VE VÁLCI

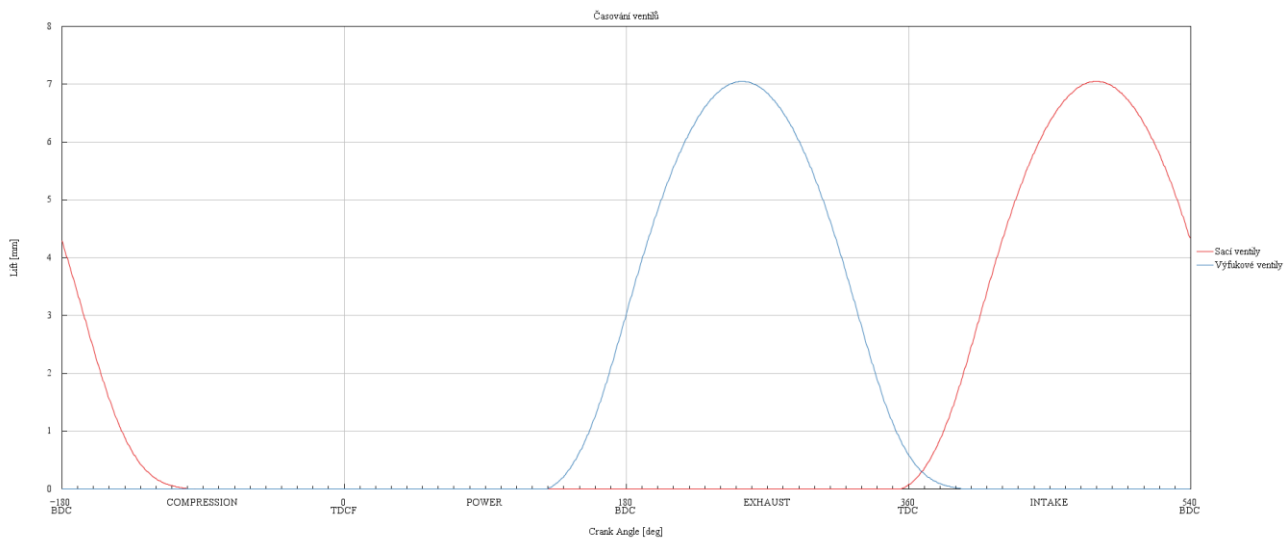
Nejvyšší teploty 2357,7 °C ve spalovacím prostoru motor dosahuje při 8000 min⁻¹. (obr. č. 76)



Obrázek 76 - průběhy teplot ve válci optimalizované varianty

KŘIVKA ZDVIHU A ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Jak je patrné na obrázku níže, výfukový ventil je otevřený už v expanzním zdvihu a sací ventil je otevřený po značnou dobu během kompresního zdvihu. Oba ventily mají maximální zdvih zhruba 7,1 mm. (obr. č. 77)



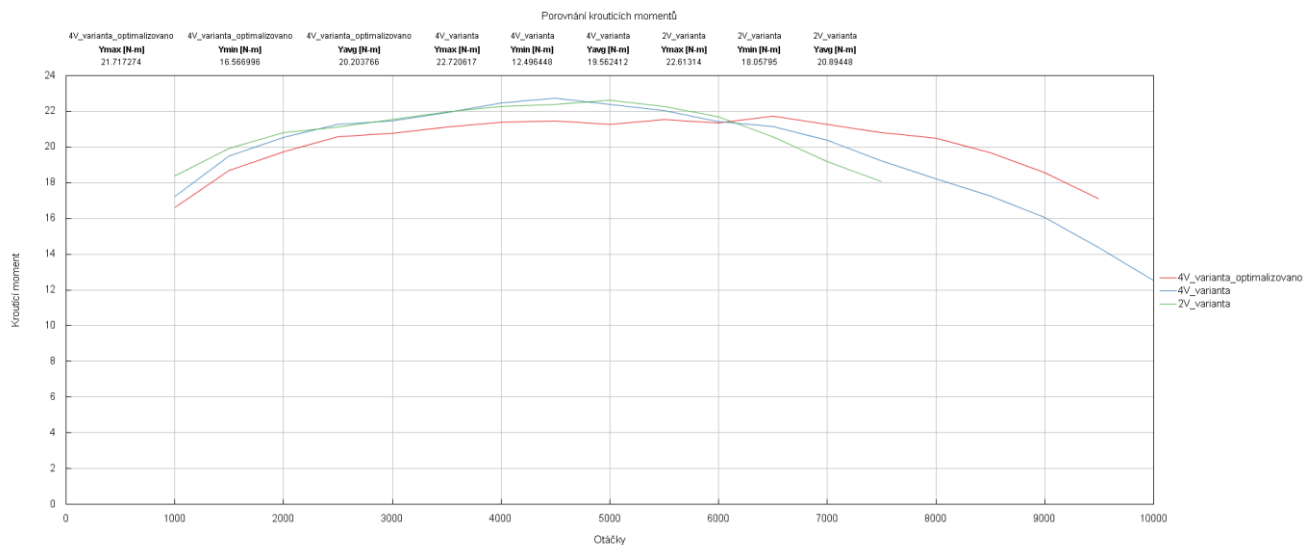
Obrázek 77 - křivky zdvihů ventilů optimalizované varianty

3.1.7 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ JEDNOTLIVÝCH VARIANT

V následující části jsou porovnávány křivky jednotlivých výsledků pro všechny varianty motoru. V horní části grafů taktéž můžeme porovnávat maximální, minimální a průměrné hodnoty jednotlivých křivek.

POROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ KROUTÍCÍCH MOMENTŮ

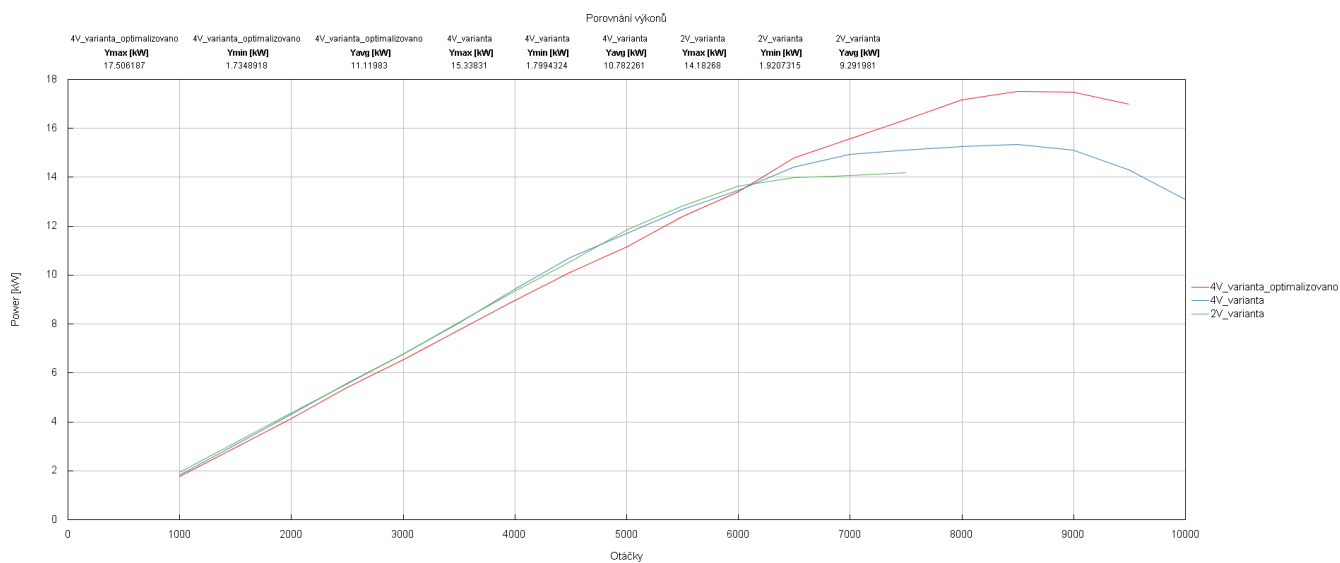
Jak je patrné z grafu na obrázku č. nejvyššího točivého momentu 22,7 Nm dosahuje základní 4V varianta bez optimalizace. Nejvyššího průměrného momentu 20,9 Nm však dosahuje sériová varianta, avšak pouze mezi 1000–7500 min⁻¹, kdežto optimalizovaná 4V varianta dosahuje průměrné hodnoty 20,2 Nm v mnohem širším spektru otáček. Konkrétně v rozmezí 1000–9500 min⁻¹. Lze jednoznačně konstatovat, že zhruba do 6100 min⁻¹ dosahuje optimalizovaná varianta nižšího točivého momentu, kdežto nad tyto otáčky zřetelně převyšuje ostatní varianty. (obr. č. 78)



Obrázek 78 - porovnání kroutících momentů všech variant

POROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ VÝKONŮ

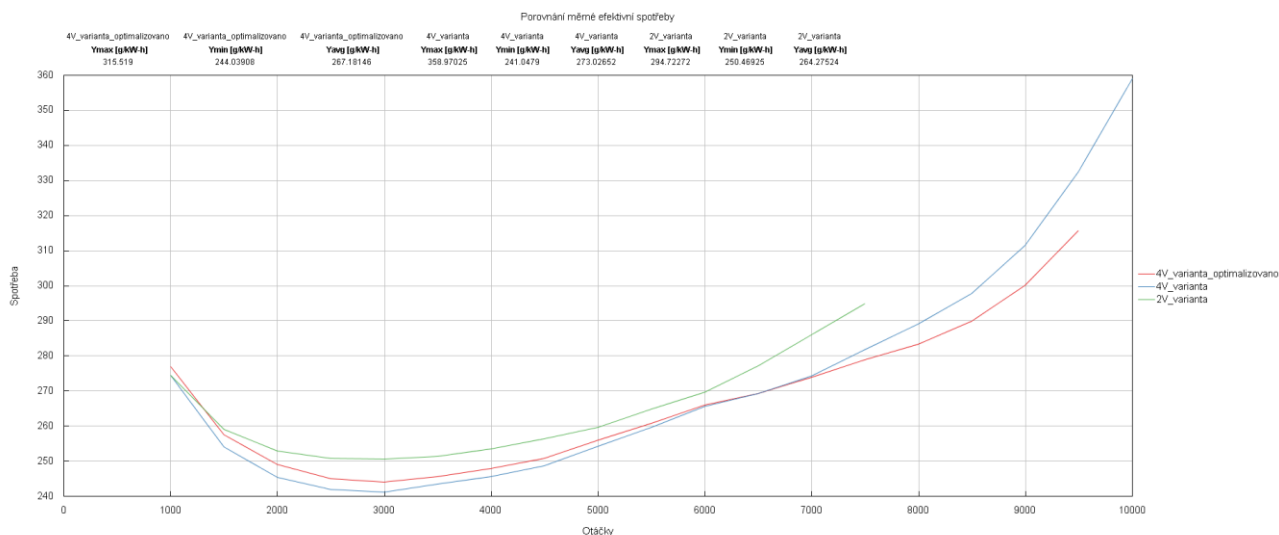
Na grafu z obrázku č. je jednoznačné, že nejvyššího výkonu 17,5 kW dosahuje optimalizovaná 4V varianta. (obr. č. 79)



Obrázek 79 - průběhy výkonů všech variant

POROVNÁNÍ MĚRNÉ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA

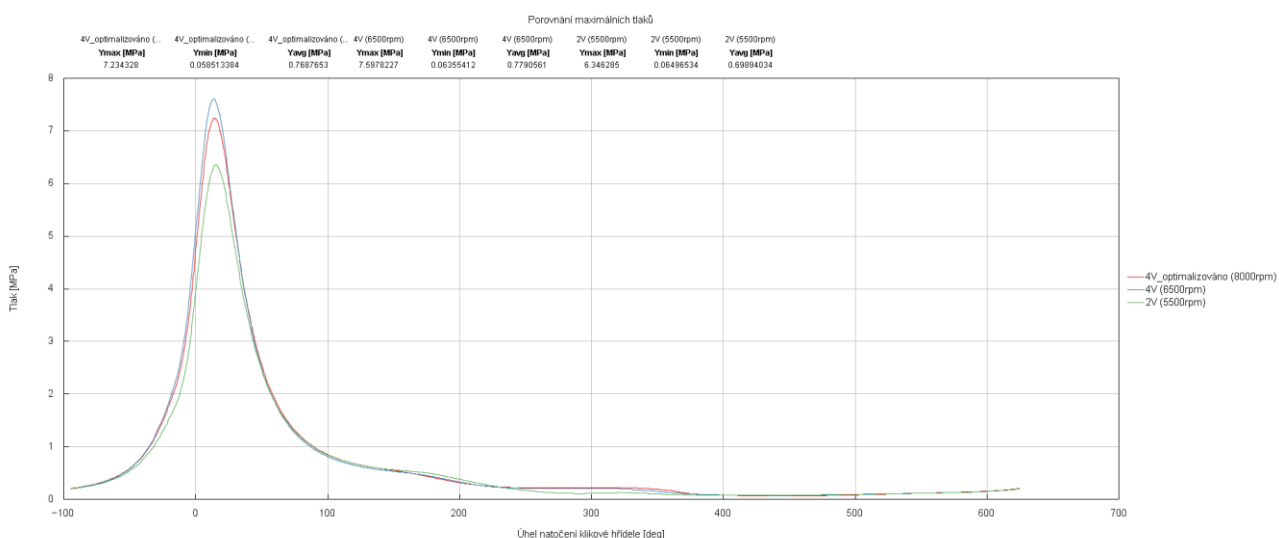
Na obrázku č. je patrné, že nejnižší spotřeby dosahuje 4V varianta bez optimalizace, avšak po překonání 7000 min^{-1} , má optimalizovaná varianta spotřebu nižší. (obr. č. 80)



Obrázek 80 - průběhy křivek měrných efektivních spotřeb všech variant

POROVNÁNÍ MAXIMÁLNÍCH TLAKŮ VE VÁLCI

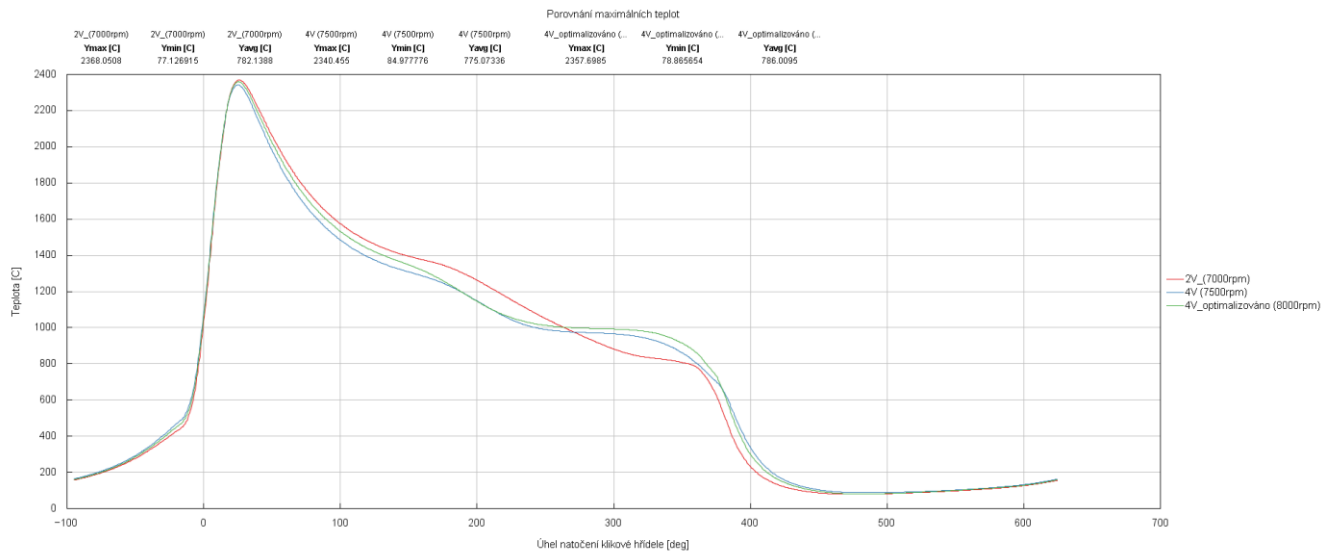
Na následujícím obrázku (č.) je jednoznačné, že obě upravené varianty dosahují vyššího maximálního tlaku ve spalovacím prostoru, avšak nejvyššího tlaku $7,6 \text{ MPa}$ dosahuje 4V varianta bez optimalizace. Lze tedy konstatovat, že optimalizací bylo dosaženo snížení maximálního tlaku, za současného navýšení maximálního výkonu. To je výhodné zejména z hlediska nižšího namáhání klikového ústrojí. (obr. č. 81)



Obrázek 81 - průběhy maximálních tlaků ve válci všech variant

POROVNÁNÍ MAXIMÁLNÍCH TEPLŮT VE VÁLCI

Z grafu na obrázku č. lze konstatovat, že maximální teplota ve válci u obou variant poklesla v porovnání se sériovým stavem, kdežto průměrná hodnota teploty ve spalovacím prostoru je o necelé 4 °C vyšší u optimalizované varianty než sériové, konkrétně pak 786 °C. (obr. č. 82)



Obrázek 82 - průběhy maximálních teplot ve válci všech variant

Jak již bylo patrné z předchozích obrázků, díky úpravám bylo dosaženo různých změn, které jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce č. 2.

Porovnání výsledků sériového motoru a úprav					
	Maximální výkon [kW]	Maximální točivý moment [Nm]	Nejnižší měrná efektivní spotřeba [g/kWh]	Maximální tlak ve spalovacím prostoru [MPa]	Maximální teplota [°C]
2V sériový stav	14,06 kW při 7000 min ⁻¹	22,6 Nm při 5000 min ⁻¹	250,47 g/kWh při 3000 min ⁻¹	6,34 MPa při 5500 min ⁻¹	2368 °C při 7000 min ⁻¹
4V náhrada hlavy	15,34 kW při 8500 min ⁻¹	22,72 Nm při 4500 min ⁻¹	241,05 g/kWh při 3000 min ⁻¹	7,6 MPa při 6500 min ⁻¹	2340,4 °C při 7500 min ⁻¹
nárůst vůči sérii	9,10%	0,53%	-3,76%	19,87%	-1,17%
4V optimalizováno	17,5 kW při 8500 min ⁻¹	21,72 Nm při 6500 min ⁻¹	244 g/kWh při 3000 min ⁻¹	7,23 MPa při 8000 min ⁻¹	2357,7 °C při 8000 min ⁻¹
nárůst vůči sérii	24,46%	-3,89%	-2,58%	14,04%	-0,43%

Tabulka 2 - porovnání parametrů jednotlivých úprav

Jak si lze z tabulky povšimnout, samotnou výměnou hlavy bylo dosaženo navýšení maximálního výkonu o více než 9 %, ale bohužel došlo také k navýšení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru o 19,87 %, což není zanedbatelná hodnota. Díky optimalizaci časování ventilů a rozměrů sacího a výfukového potrubí bylo dosaženo zdatelného navýšení výkonu o 24,46 % oproti sériovému motoru. Dále pak optimalizace přinesla snížení maximálního tlaku oproti neoptimalizované variantě a to konkrétně 7,23 MPa. Nevýhodou optimalizace se však ukazuje mírné snížení kroutícího momentu motoru o necelých 3,9 %. U optimalizované i neoptimalizované varianty bylo dosaženo nepatrného snížení maximální teploty ve spalovacím prostoru, a také měrné efektivní spotřeby.

3.2 VÝPOČET DŮLEŽITÝCH PARAMETRŮ MOTORU

VÝPOČET ZDVIHOVÉHO OBJEMU VÁLCE

$$V_Z = \frac{\pi * D^2}{4} * Z [m^3] \quad (8)$$

$$V_Z = \frac{\pi * 0,069^2}{4} * 0,0668 = 0,00024978 m^3 = 249,78 cm^3$$

VÝPOČET STŘEDNÍ PÍSTOVÉ RYCHLOSTI SÉRIOVÉHO 2V MOTORU

Pozn.: pro zážehové motory $c_s < 20$ m/s

$$c_s = \frac{2 * Z * n}{60} [m * s^{-1}] \quad (9)$$

$$c_s = \frac{2 * 0,0668 * 7100}{60} = 15,8 m * s^{-1}$$

VÝPOČET LITROVÉHO VÝKONU MOTORU SÉRIOVÉHO 2V MOTORU

$$P_{VP} = \frac{P_{ep}}{V_Z * 10^{-3} * i_v} [W * dm^{-1}] \quad (10)$$

$$P_{VP} = \frac{14000}{249,78 * 10^{-3} * 1} = 56049,3 W * dm^{-1} = 56,05 kW * l^{-1}$$

VÝPOČET LITROVÉHO VÝKONU OPTIMALIZOVANÉHO 4V MOTORU

$$P_{VO} = \frac{P_{eo}}{V_Z * 10^{-3} * i_v} [W * dm^{-1}] \quad (11)$$

$$P_{VO} = \frac{17500}{249,78 * 10^{-3} * 1} = 70061,65 W * dm^{-1} = 70,06 kW * l^{-1}$$

VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU PŮVODNÍHO MOTORU

$$p_{ep} = \frac{P_{ep} * 60}{V_Z * n_P * i_v * \tau} [Pa] \quad (12)$$

$$p_{ep} = \frac{14000 * 60}{249,78 * 10^{-6} * 7100 * 1 * 0,5} = 947312,5 Pa = 0,947 MPa$$

VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU OPTIMALIZOVANÉHO MOTORU

$$p_{eo} = \frac{P_{eo} * 60}{V_Z * n_P * i_v * \tau} [Pa] \quad (13)$$

$$p_{eo} = \frac{17500 * 60}{249,78 * 10^{-6} * 8500 * 1 * 0,5} = 989105,7 Pa = 0,989 MPa$$

VÝPOČET ZDVIHOVÉHO POMĚRU

$$k = \frac{Z}{D} [-] \quad (14)$$

$$k = \frac{0,0668}{0,069} = 0,0968$$

k < 1 tzn.: vrtání je větší, než zdvih – motor je pod čtvercový

3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA KLIKOVÉHO MECHANISMU MKP

Pevnostní kontrola je prováděna v programu Ansys. Zde se kontroluje namáhání hlavních součástí klikového mechanismu motoru a to konkrétně: ojnice, pístního čepu a klikové hřídele. Namáhání pístu není potřeba kontrolovat, jelikož na upravovanou konfiguraci je použitý píst ze stroje o vyšším výkonu, než je očekávaný výkon upraveného motoru. Lze tedy předpokládat, že píst na upraveném motoru bude méně namáhán než na motoru, pro který byl původně zkonstruován.

Pro každý díl je simulováno zatížení původní a upravené konfigurace, aby bylo možné porovnat nárůst napětí v namáhaných oblastech.

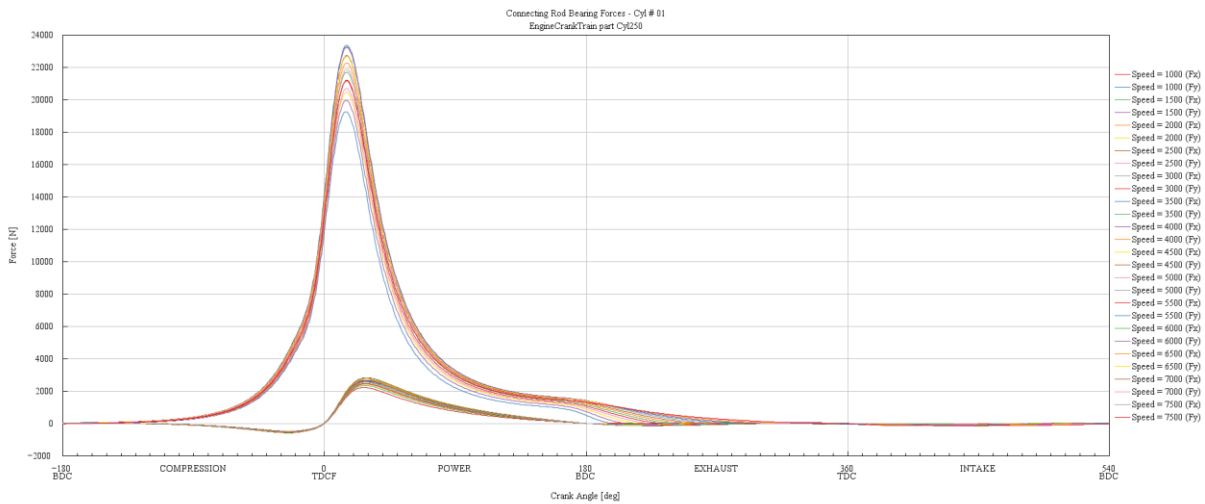
SESTAVA KLIKOVÉ HŘÍDELE S OJNICÍ



Obrázek 83 - sestava klikové hřídele s ojnici motoru Leonardo 250

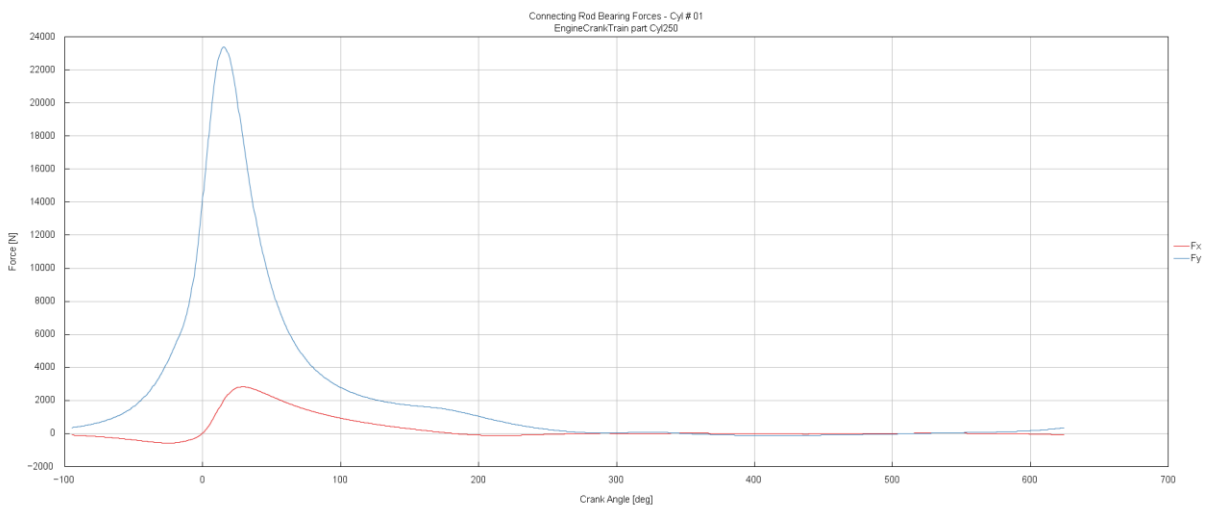
SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ OKO 2V VARIANTY

Na obrázku č. 84 a 85 si lze povšimnout, že maximální síla F_y dosahuje hodnoty 23356,6 N při otáčkách 5500 min^{-1} a natočení klikové hřídele $15,37^\circ$, přičemž síla $F_x = 1976,12 \text{ N}$.



Obrázek 84 - průběhy sil působících na ojniční oko původní varianty

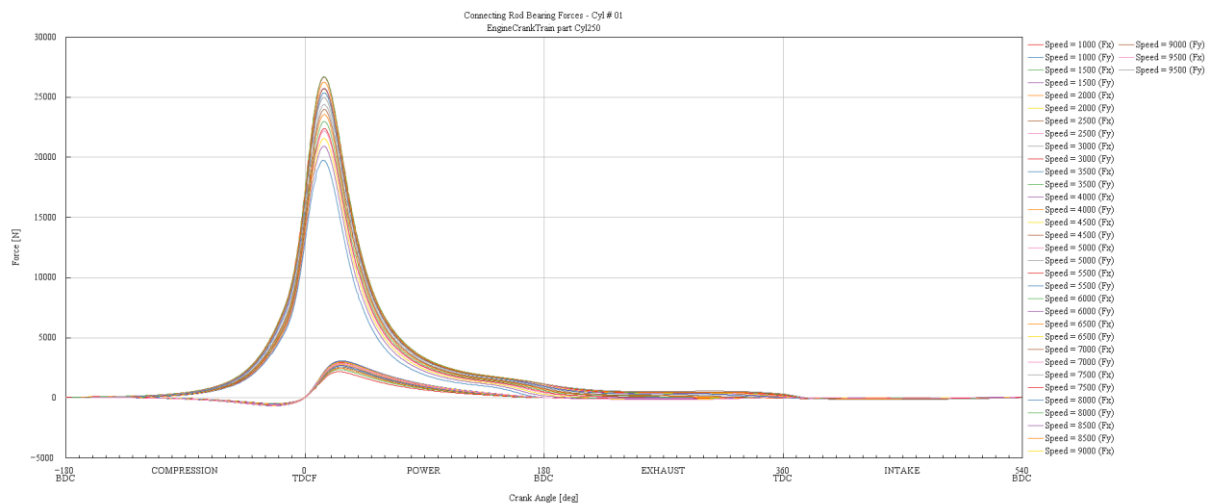
MAXIMÁLNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ OKO 2V VARIANTY – 5500 min^{-1}



Obrázek 85 - průběh maximálních sil působících na ojniční oko původní varianty při 5500 min^{-1}

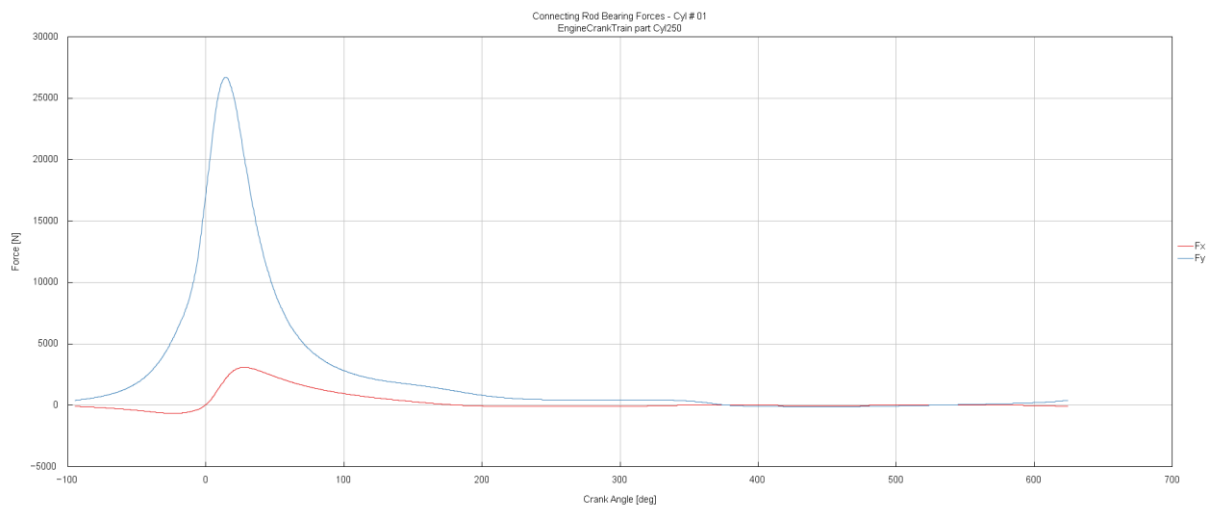
SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ OKO 4V OPTIMALIZOVANÉ VARIANTY

Na obrázku č. 86 a 87 si lze povšimnout, že maximální síla F_y dosahuje hodnoty 26677,2 N při otáčkách 8000 min^{-1} a natočení klikové hřídele $14,27^\circ$, přičemž síla $F_x = 2099 \text{ N}$



Obrázek 86 - průběhy sil působících na ojnicí oko optimalizované varianty

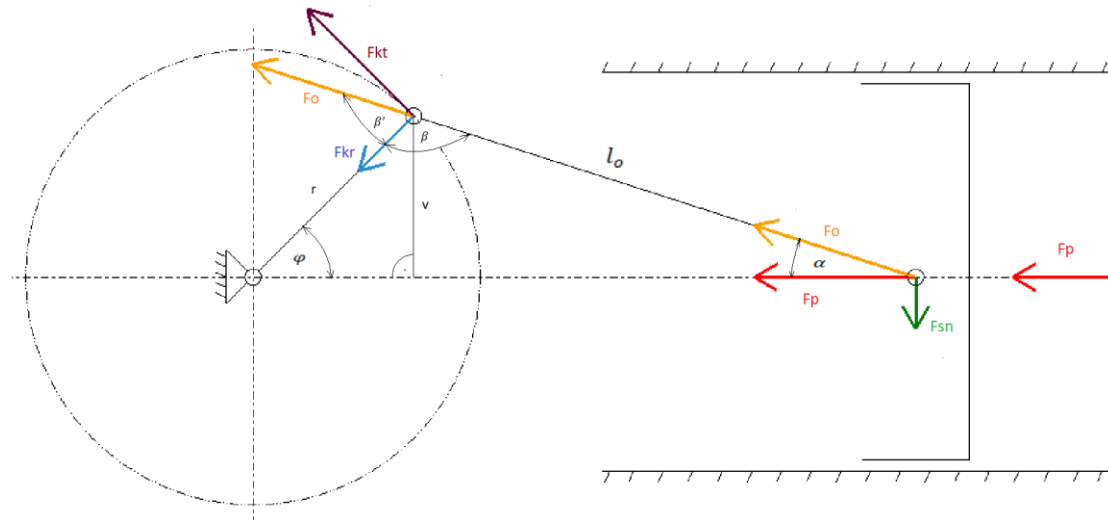
MAXIMÁLNÍ SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNIČNÍ OKO 4V VARIANTY – 8000 min^{-1}



Obrázek 87- průběh maximálních sil působících na ojnicí oko optimalizované varianty při 8000 min^{-1}

SÍLY V KLIKOVÉM MECHANISMU OD TLAKU PLYNŮ

Na obrázku č. 88 jsou znázorněny síly působící na klikový mechanismus a stěnu válce od tlaku plynů.



Obrázek 88 - síly v klikovém mechanismu vzniklé od tlaku plynů (16)

3.3.1 VÝPOČTY ROZMĚRŮ, ÚHLŮ A VELIKOSTÍ SIL

VÝPOČET DÉLEK POMOCNÝCH VÝŠEK TROJÚHELNÍKŮ

$$v = r * \sin(\varphi) = \frac{Z}{2} * \sin(\varphi) \text{ [m]} \quad (15)$$

$$v_{2V} = r * \sin(\varphi_{2V}) = \frac{0,0668}{2} * \sin(15,37^\circ) = 0,008853 \text{ m} = 8,853 \text{ mm}$$

$$v_{4V} = r * \sin(\varphi_{4V}) = \frac{0,0668}{2} * \sin(14,27^\circ) = 0,008233 \text{ m} = 8,233 \text{ mm}$$

VÝPOČET ÚHLŮ NATOČENÍ OJNICE VŮČI OSE VÁLCE

$$\sin(\alpha) = \frac{v}{l_o} \Rightarrow \alpha = \sin^{-1}\left(\frac{v}{l_o}\right) \text{ [}^\circ\text{]} \quad (16)$$

$$\alpha_{2V} = \sin^{-1}\left(\frac{v_{2V}}{l_o}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{0,008853}{0,105}\right) = 4,837^\circ$$

$$\alpha_{4V} = \sin^{-1}\left(\frac{v_{4V}}{l_o}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{0,008233}{0,105}\right) = 4,497^\circ$$

VÝPOČET ÚHLŮ MEZI OJNICÍ A RAMENEM

$$\beta = 180 - \varphi - \alpha \text{ [}^\circ\text{]} \quad (17)$$

$$\beta_{2V} = 180 - \varphi_{2V} - \alpha_{2V} = 180 - 15,34 - 4,837 = 159,793^\circ$$

$$\beta_{4V} = 180 - \varphi_{4V} - \alpha_{4V} = 180 - 14,27 - 4,497 = 161,233^\circ$$

$$\beta' = 180 - \beta \text{ [}^\circ\text{]} \quad (18)$$

$$\beta'_{2V} = 180 - \beta_{2V} = 180 - 159,793 = 20,207^\circ$$

$$\beta'_{4V} = 180 - \beta_{4V} = 180 - 161,233 = 18,767^\circ$$

VÝPOČET VELIKOSTI SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OJNICI

$$F_O = \sqrt{F_{Sn}^2 + F_P^2} = [N] \quad (19)$$

$$F_{O_{2V}} = \sqrt{F_{S_{2V}}^2 + F_{P_{2V}}^2} = \sqrt{1976,12^2 + 23356,6^2} = 23440 \text{ N}$$

$$F_{O_{4V}} = \sqrt{F_{S_{4V}}^2 + F_{P_{4V}}^2} = \sqrt{2099^2 + 26677,2^2} = 26759,6 \text{ N}$$

3.3.2 KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU METODOU MKP

Vzhledem k tomu, že není výrobcem udáváno složení materiálu pístního čepu, budeme předpokládat, že je pístní čep vyroben z oceli ČSN 16 240.7, jelikož je vhodná právě pro výrobu pístních čepů.

Vlastnosti oceli ČSN 16 240.7

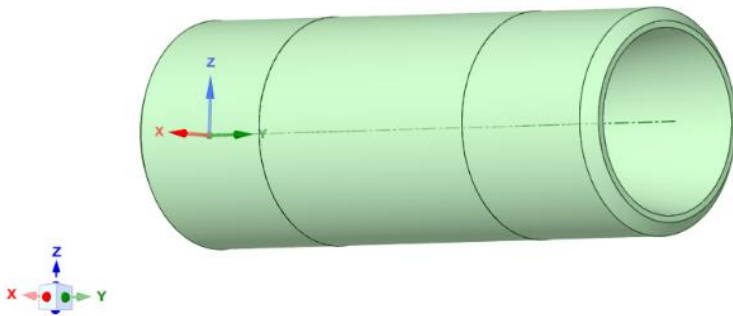
$$R_m = 785-930 \text{ (850) MPa}$$

$$R_{e \text{ min}} = 590 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3 - \text{Poissonova konstanta}$$

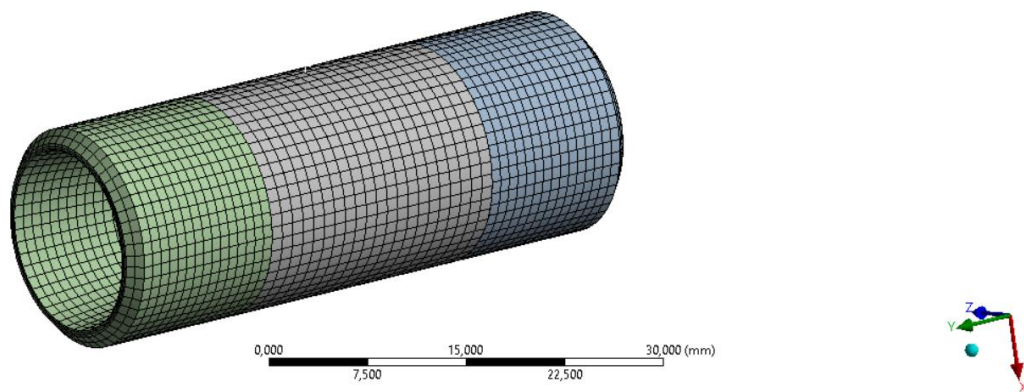
$$E = 210 \text{ GPa}$$

PÍSTNÍ ČEP - MODEL



Obrázek 89 - model pístního čepu pro Ansys

PÍSTNÍ ČEP – SÍŤ

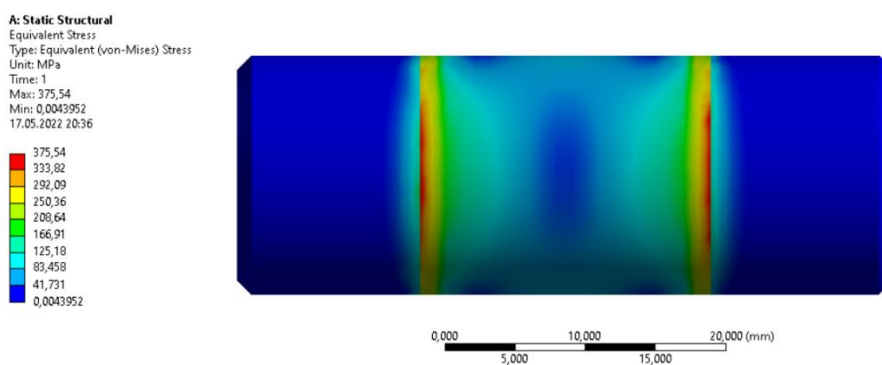


Obrázek 90 - síťování pístního čepu

PÍSTNÍ ČEP – NAMÁHÁNÍ

2V varianta

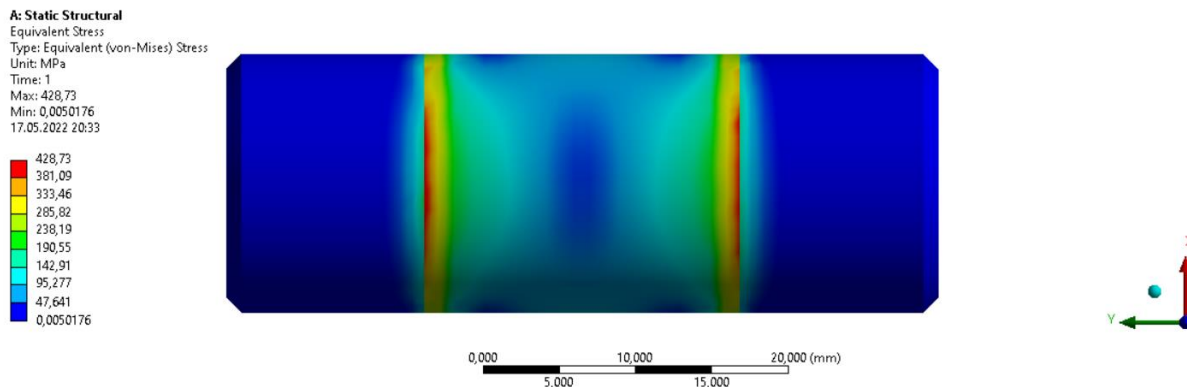
Největší napětí v pístním čepu dosahuje hodnoty 375,5 MPa, (obr. č. 91)



Obrázek 91 - namáhání pístního čepu původního motoru

4V varianta

Jak lze vidět na obrázku č.92, nejvyšší napětí pístního čepu vzrostlo z původních 375,5 MPa o necelých 54 MPa na hodnotu 429 MPa. Vzhledem k tomu, že mez kluzu materiálu pístního čepu je rovna 590 MPa, pak nedojde k plastickým deformacím vlivem zatížení. (obr. č. 92)

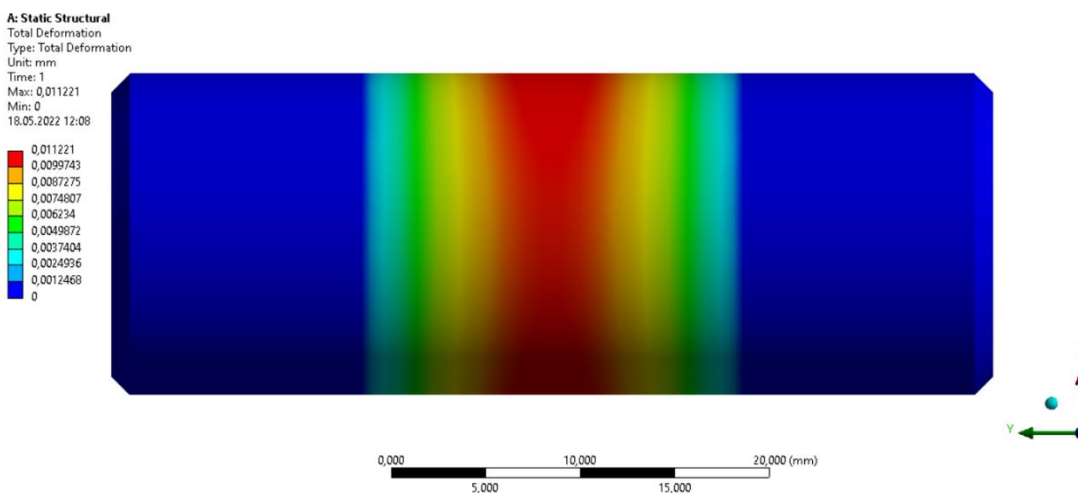


Obrázek 92 - namáhání pístního čepu optimalizované varianty

PÍSTNÍ ČEP - DEFORMACE

2V varianta

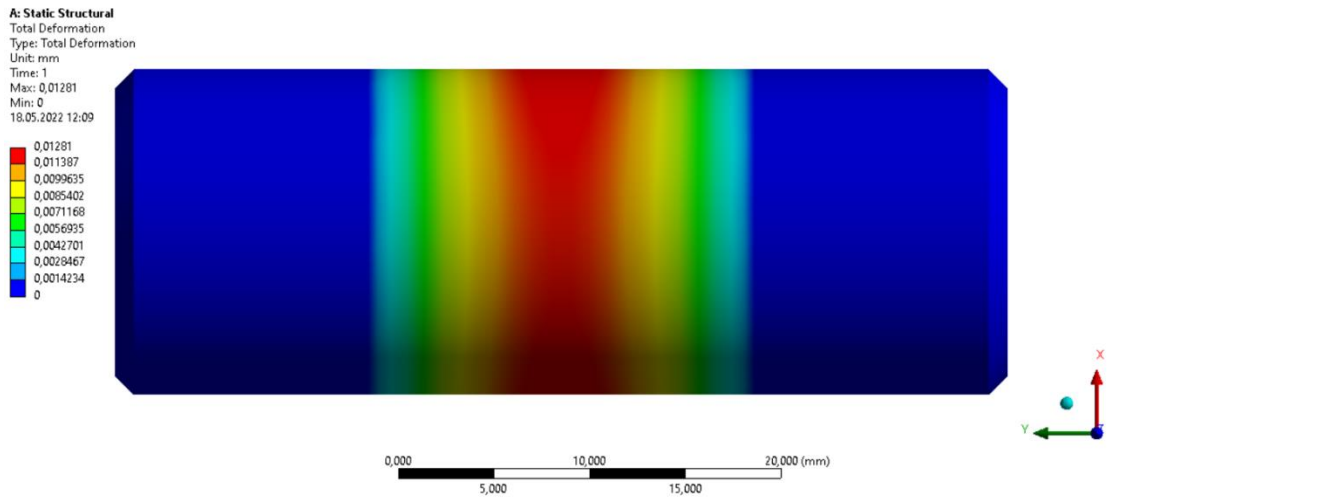
Jak lze vidět na obrázku č.93, pístní čep je při zátěži nejvíce zdeformovaný v oblasti uložení v ojnici. Při zatížení na sériovém motoru dosahuje maximální deformace 0,011 mm. (obr. č. 93)



Obrázek 93 - deformace pístního čepu původního motoru

4V varianta

Na obrázku č. 94 je patrné, že po navýšení výkonu dojde k nepatrně větším deformacím konkrétně. V rudých oblastech dochází k vychýlení o 0,0128 mm. (obr. č. 94)



Obrázek 94 - deformace pístního čepu optimalizované varianty

3.3.3 KONTROLA OJNICE METODOU MKP

Jelikož výrobce neudává materiál, ze kterého je ojnice vyrobena, budeme předpokládat, že se jedná o ocel ČSN 15 230.7.

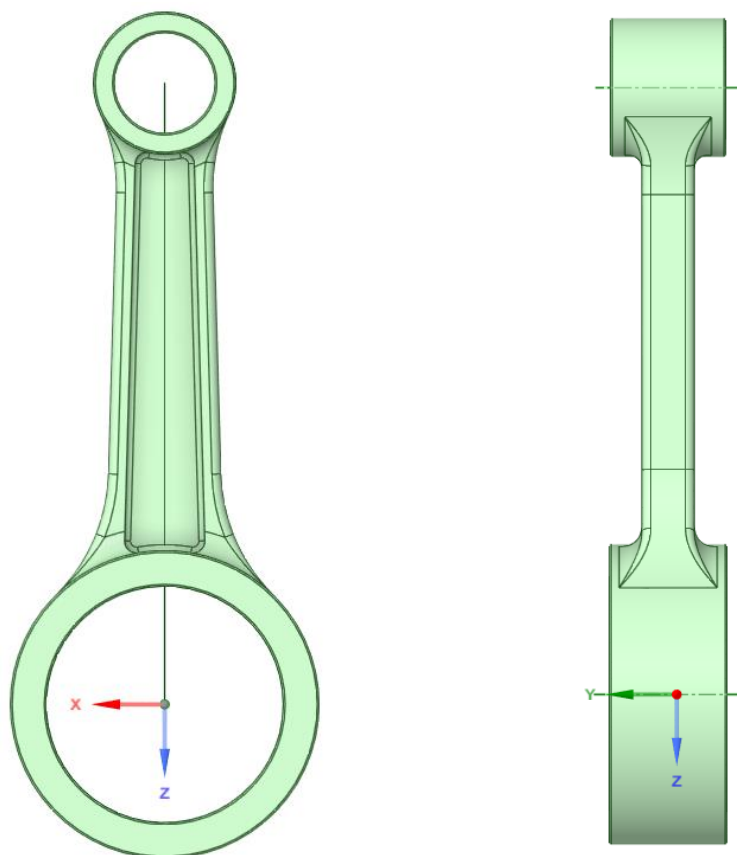
Vlastnosti oceli ČSN 15 230.7

$$R_m = 980\text{--}1180 \text{ (1080) MPa}$$

$$R_{e \text{ min}} = 835 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3 \text{ – Poissonova konstanta}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

OJNICE – MODEL

Obrázek 95 - model ojnice pro Ansys

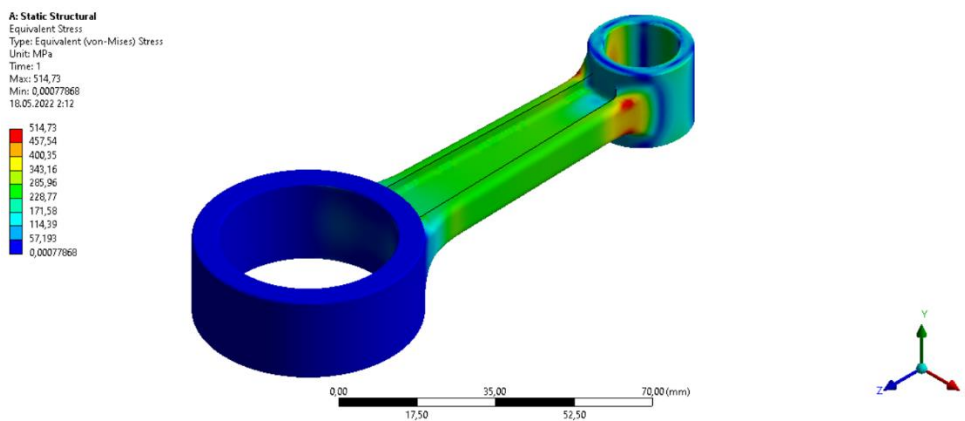
OJNICE – síť

Obrázek 96 - síťování ojnice

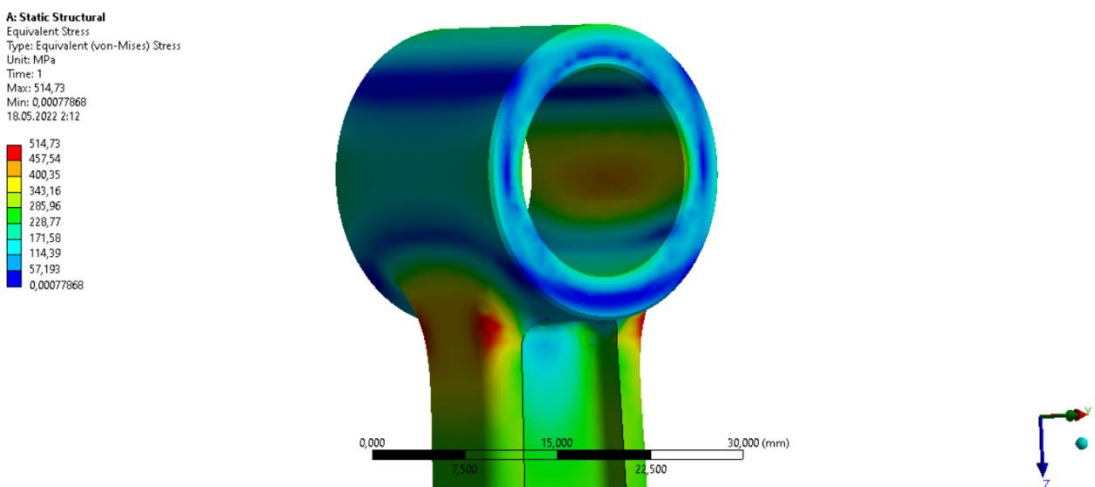
OJNICE - NAMÁHÁNÍ

2V varianta

Jak je zřejmé na obrázku č.97 a 98, nejvyšší napětí ojnice původního motoru je v oblasti přechodu dříku a malého ojničního oka. Jeho maximální velikost je 514,8MPa. (obr. č. 97, 98)



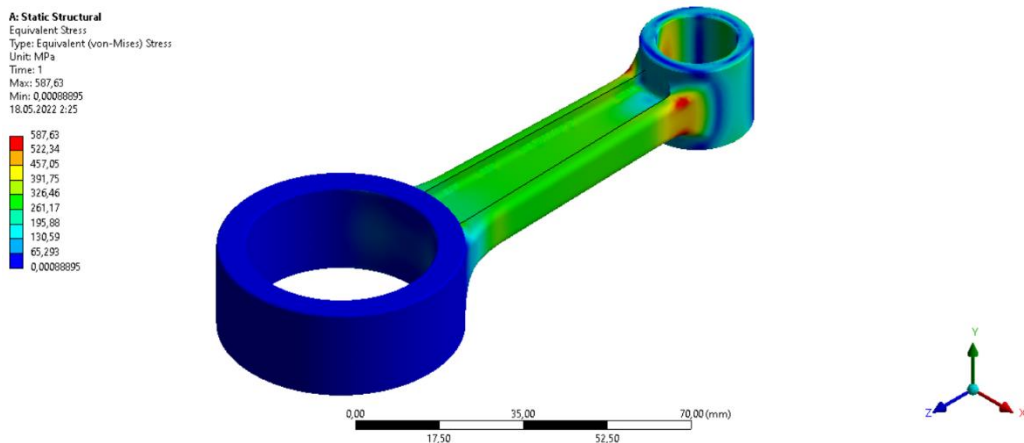
Obrázek 97 - namáhání ojnice původního motoru



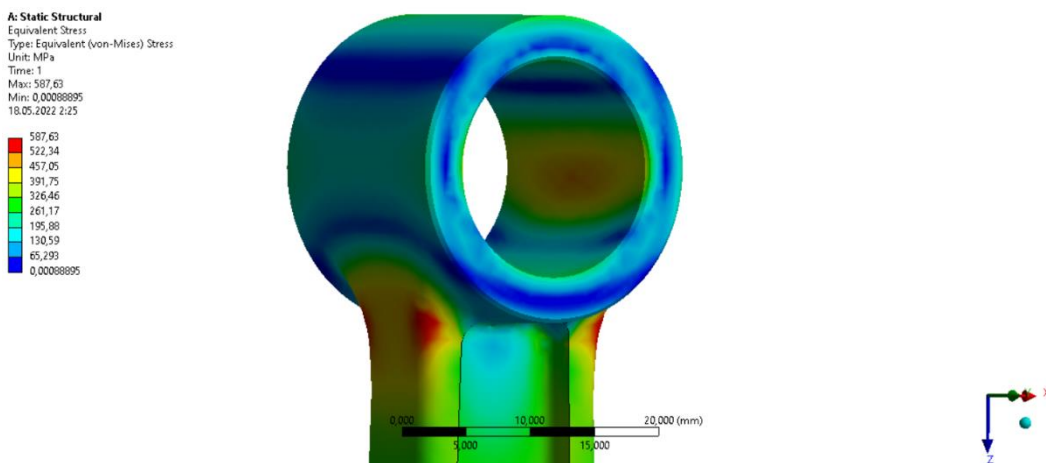
Obrázek 98 - detailní pohled na významné namáhání ojnice původního motoru

4V varianta

U optimalizované varianty došlo k navýšení napětí ve stejné oblasti jako u sériového motoru, avšak se zvýšilo na 587,7 MPa. Z hlediska bezpečnosti je tedy v pořádku, jelikož minimální mez kluzu činí 835 MPa. (viz obr. č. 99,100)



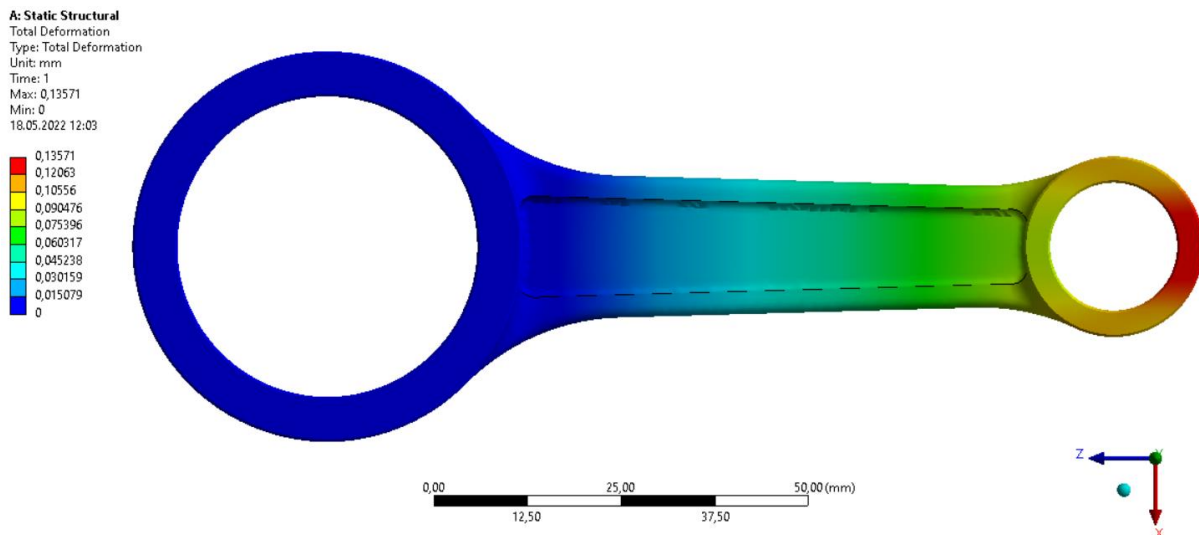
Obrázek 99 - namáhání ojnice optimalizované varianty



Obrázek 100 detailní pohled na významné namáhání ojnice optimalizované varianty

OJNICE – DEFORMACE**2V varianta**

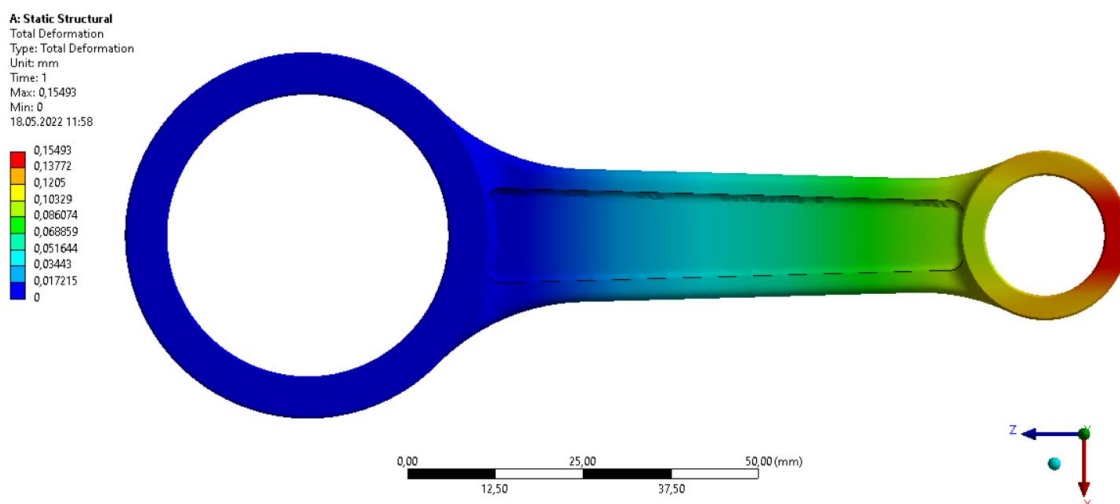
Celková deformace délky ojnice původního motoru dosahuje maxima 0,136 mm. (obr. č. 101)



Obrázek 101 - deformace ojnice původního motoru

4V varianta

Deformace ojnice na optimalizované variantě motoru je opět nepatrně větší než u původního motoru, konkrétně 0,155 mm. (obr. 102)



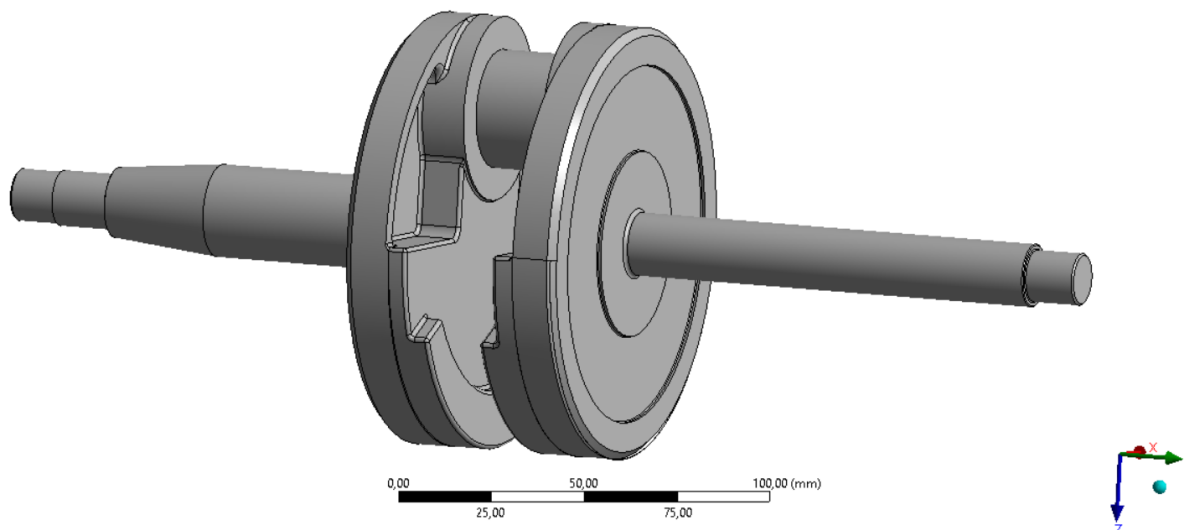
Obrázek 102 - deformace ojnice optimalizované varianty

3.3.4 KONTROLA KLIKOVÉ HŘÍDELE METODOU MKP

V případě materiálu klikové hřídele budeme předpokládat, že je vyrobena z oceli ČSN 15 230.7, a tedy ze stejné oceli jako ojnice.

KLIKOVÁ HŘÍDEL – MODEL

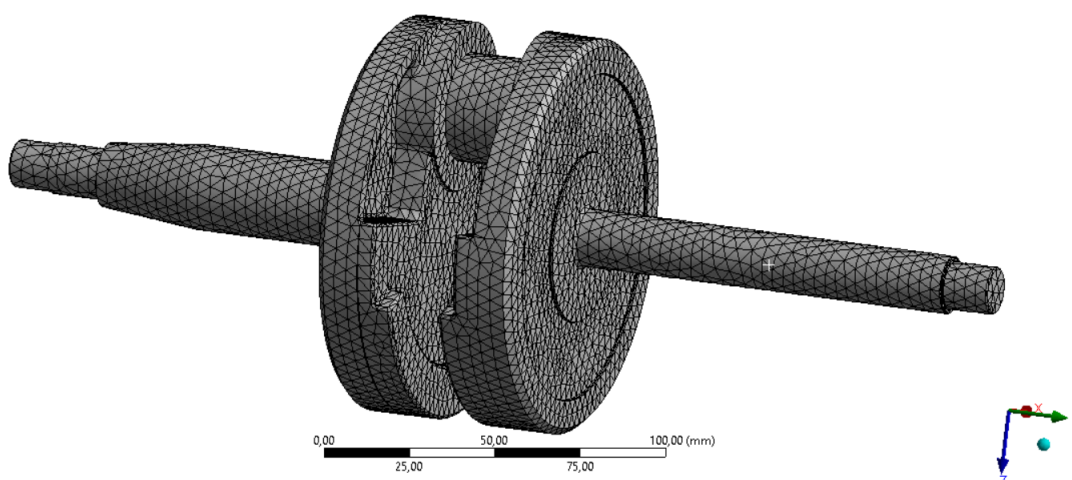
Model klikové hřídele je částečně zjednodušen pro zjednodušení výpočtu. (obr. č. 103)



Obrázek 103 - model klikové hřídele pro Ansys

KLIKOVÁ HŘÍDEL – SÍŤ

Pozn.: Síť s předdefinovanou velikostí prvku 4 mm.

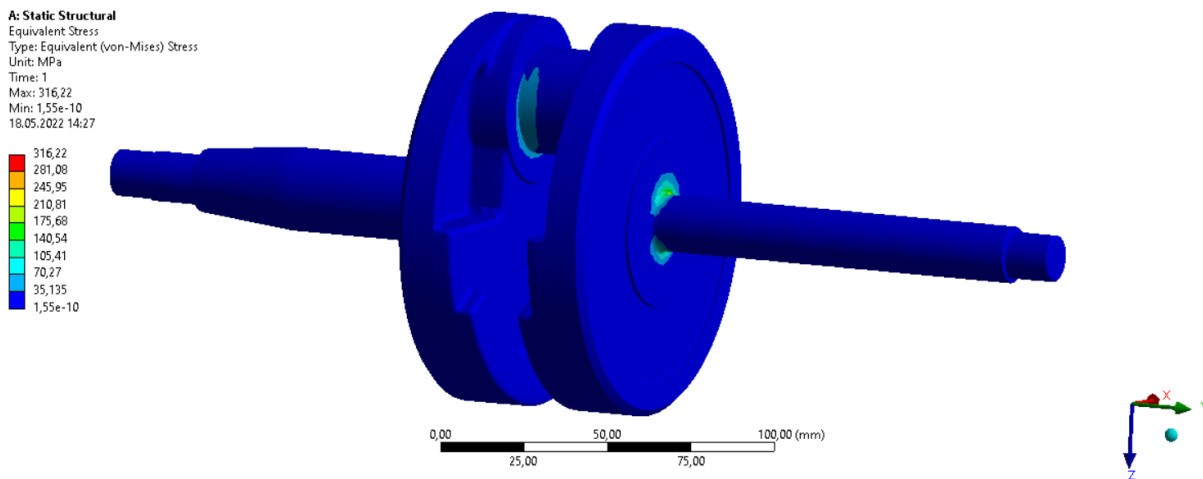


Obrázek 104 - síťování klikové hřídele

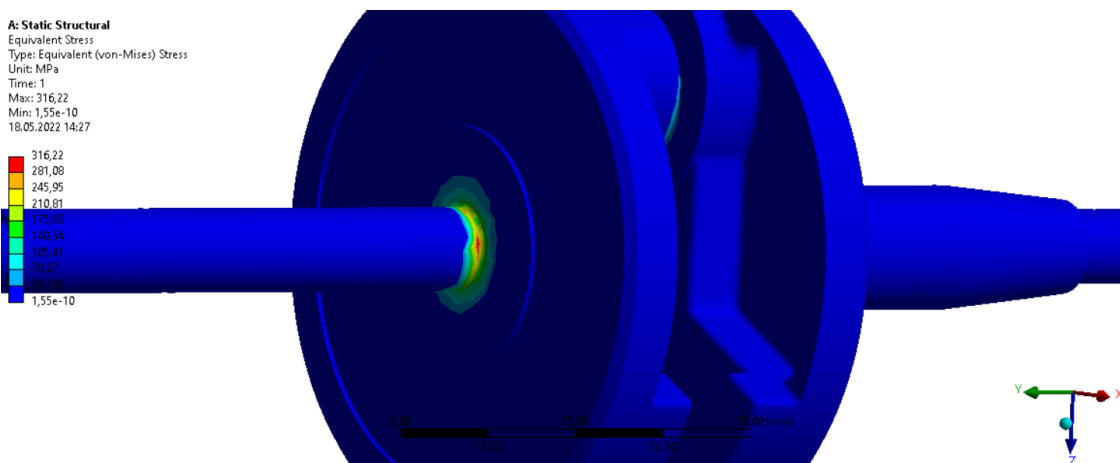
KLIKOVÁ HŘÍDEL – NAMÁHÁNÍ

2V varianta

Na obrázku č. 105 je patrné, že k největšímu namáhání dochází vlivem působení síly radiální síly od ojnice. Nejvíce pak v uložení klikové hřídele a oblastech ojničního čepu. Nejvyšší namáhání (viz. obr. 106) dosahuje hodnoty 316,22 MPa.



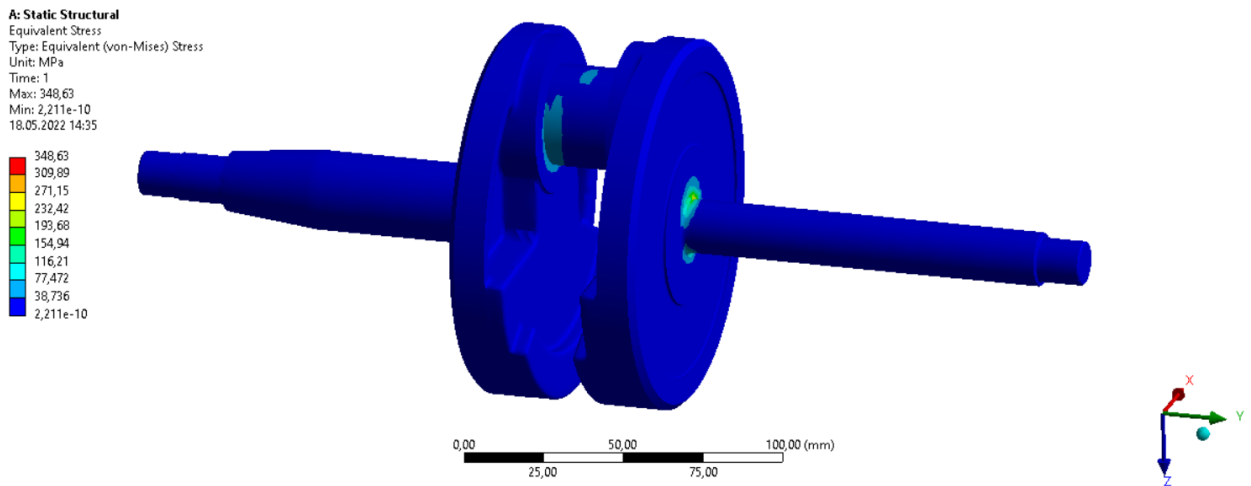
Obrázek 105 - namáhání klikové hřídele původního motoru



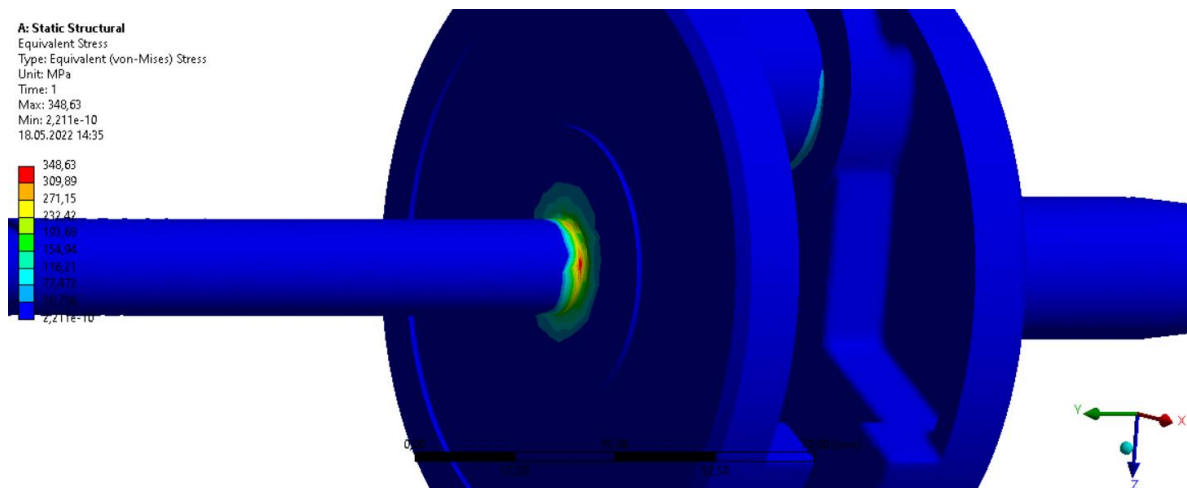
Obrázek 106 - detailní pohled na významné namáhání klikové hřídele původního motoru

4V varianta

Na optimalizované variantě lze pozorovat napětí ve stejných oblastech jako u původního motoru a dosahuje vyšší hodnoty napětí 349 MPa. Vzhledem k tomu, že mez pevnosti je vyšší než maximální napětí, pak lze považovat navýšení maximálních sil a tlaků za bezpečné. (obr. 107, 108)



Obrázek 107 - namáhání klikové hřídele optimalizované varianty

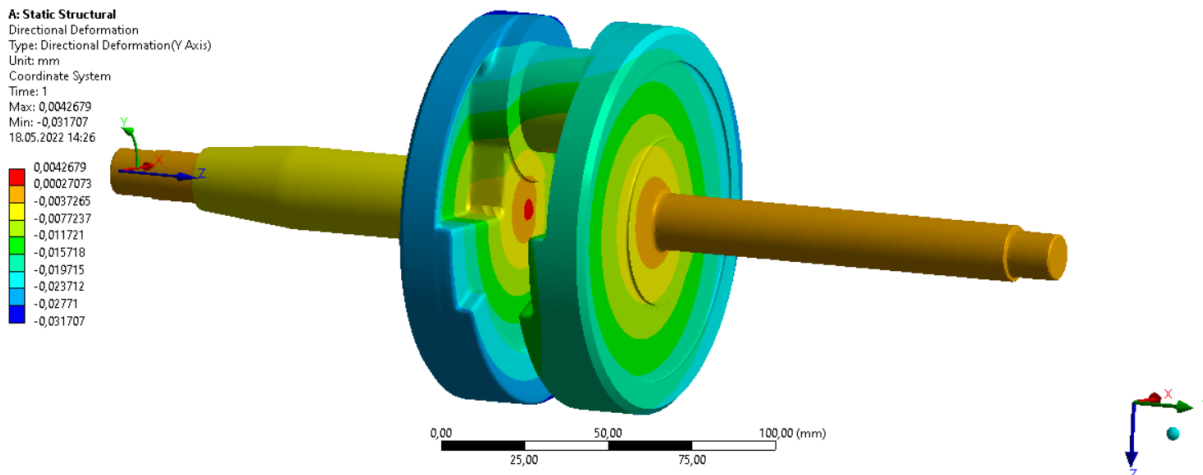


Obrázek 108 - detailní pohled na významné namáhání klikové hřídele optimalizované varianty

KLIKOVÁ HŘÍDEL – DEFORMACE

2V varianta

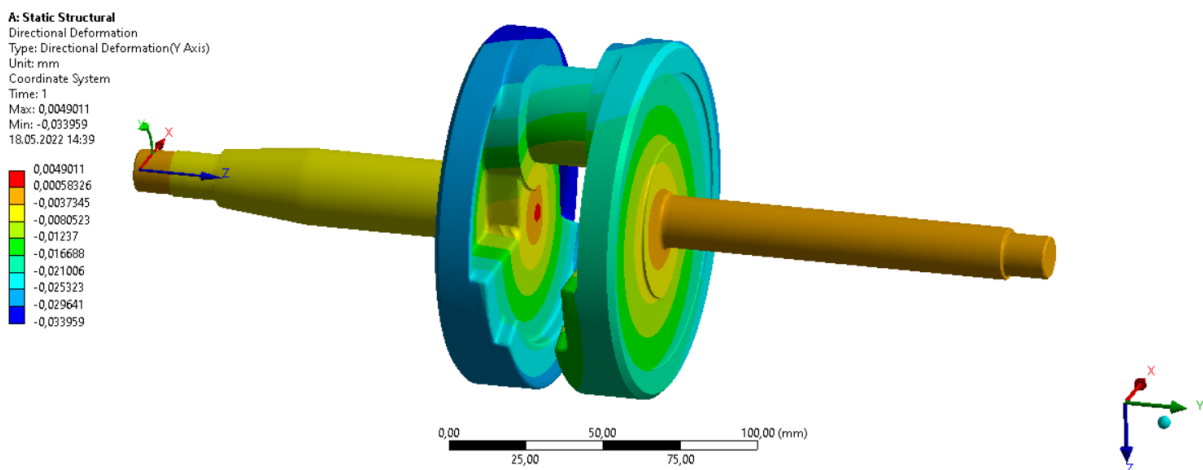
Na obrázku č. 109 a 110 jsou patrné deformace okolo osy hřídele.



Obrázek 109 - deformace klikové hřídele původního motoru

4V varianta

Na upravené variantě jsou deformace mírně vyšší než u původního motoru.



Obrázek 110 - deformace klikové hřídele optimalizované varianty

ZÁVĚR KONTROLY MKP

Pokud jsou díly vyrobeny z předpokládaných materiálů, pak lze očekávat, že zvýšený tlak vzniklý úpravou je pro pístní čep, ojnici a klikovou hřídel bezpečný. Jak je vidět na předchozích obrázcích, oblasti s nejvyšším namáháním jsou vyobrazené oranžově a červeně. Právě tyto oblasti by bylo vhodné upravit v případě, pokud by byl tlak působící na klikový mechanismus ještě vyšší než v optimalizované variantě motoru.

3.4 HODNOCENÍ OBTÍŽNOSTI ÚPRAV

Jelikož jsou jakékoliv díly vhodné pro popisovanou úpravu prakticky nedostupné, lze očekávat vyšší finanční náročnost výroby nových dílů. Na druhou stranu je výhodné, že pro případnou úpravu lze využít původní pístní čep, ojnici a klikový hřídel.

Výroba nových dílů – hlavy válce, pístu, vačkové hřídele atd., je obtížná z hlediska konstrukce, ale i výroby. Úpravy původních dílů – změny délek sání a výfuku, lze do jisté míry provádět i v domácích podmínkách.

Další problémy v případě správné úpravy může přinášet nedostatečné chlazení válce a hlavy válce chladicí kapalinou, nedostatečně výkonné olejové čerpadlo, přehřívání rozjezdové spojky a variátorového řemenu. Je proto nutné případně zkontrolovat i tyto funkce a komponenty, zda jsou pro navýšení parametrů naddimenzovány.

Opětovné navyšování výkonových parametrů značně limituje střední pístová rychlost, která znemožňuje dosažení vyšších jmenovitých otáček motoru. Dále pak také samotná geometrie válce. Pro další zvyšování výkonu by tedy bylo vhodné zmenšit zdvihový poměr (menší zdvih, větší průměr vrtání), aby bylo možné zvětšit průměry ventilových talířků a tím optimalizovat plnění válce ve vyšších otáčkách.

ZÁVĚR

Cíl mé diplomové práce spočíval v možném navýšení výkonových parametrů při navýšení maximálních otáček. To spočívalo zejména v nahrazení původní dvou-ventilové hlavy válce za čtyř-ventilovou, optimalizování délek sání a výfuku, časování sacích a výfukových ventilů, a změnou velikosti difuzoru karburátoru.

Obecná část této práce je teoretická a pojednává o možných úpravách motocyklových zážehových motorů.

Druhá část práce se zabývá úpravou zvoleného jednoválcového motoru Aprilia Leonardo 250 z dvou-ventilové varianty na čtyř-ventilovou. Popisuje důležité vlastnosti jednotlivých komponent motoru a teoreticky zhodnocuje možnosti úpravy.

Třetí část práce se rozděluje do dvou podkapitol. V první podkapitole se práce zabývá simulací původního 2V motoru, úpravy 4V motoru a jeho následnou optimalizací. Porovnává jednotlivé vlastnosti, rozdíly a výkonové parametry všech variant motoru. Ve druhé podkapitole se práce věnuje kontrole MKP dílů klikového ústrojí v programu Ansys. Porovnává rozdíly v zatížení a deformacích klikového ústrojí, původní a optimalizované varianty motoru.

Vzhledem k tomu, že k dané problematice vedu osobní vztah a provozuji upravovaný model motocyklu, tak mě práce obohatila o nové a cenné znalosti, které bych chtěl v budoucnu zhodnotit. Vzhledem k tomu, že jsem měl původně v plánu úpravu skutečně realizovat, pak jsem z výsledků práce mírně zklamaný, jelikož jsem narazil na několik problémů, které úpravu příliš komplikovaly. Naopak s dosaženými výsledky simulací jsem spokojen, jelikož jsem dosáhl lepších výsledků než jsem očekával. V dalších úpravách bych se případně zabýval odlišnou geometrií válce, jelikož stávající geometrie limituje další navyšování výkonových parametrů.

4 BIBLIOGRAFIE

- (1) MALEC, Petr. *Povrchové úpravy válců spalovacích motorů*. Brno, 2013. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ondřej Maršálek.
- (2) Válce a písty. In: *Jawa-50* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.jawa-50.cz/clanek/navod-pisty-valce-krouzky-vybrus-zabeh.html>
- (3) Polini Cylinder Kit 180cc aluminium d=67mm Aprilia Leonardo 125cc / 150cc 4-stroke LC. In: *Maxiscoot* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.maxiscoot.com/en/product/polini-cylinder-kit-180cc-aluminium-d-67mm-aprilia-leonardo-125cc-150cc-4-stroke-lc-20777>
- (4) MX5 ND '15/- Short ram intake system. In: *Injen-europe* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.injen-europe.com/mx5-nd-15-short-ram-intake-system>
- (5) *Fuel performance for stable homogeneous gasoline-methanol-ethanol blends* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236121004415>
- (6) *Otto Cycle* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/otto-cycle>
- (7) YAMAHA YZFR3 STANDARD BORE HIGH COMPRESSION KIT 320CC 2015/2021. In: *Spears Racing* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://spearsenterprises.com/product/yamaha-r3-race-piston-kit-2015-2020/>
- (8) Aprilia Leonardo ST/SP 250. In: *Motorcycle Specs* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.motorcyclespecs.co.za/model/aprilia/aprilia_leonardo_st_250.html
- (9) Intake Exhaust Valve for YAMAHA Majesty 250. In: *Frčo moto Trgovina* [online]. Slovinsko [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.frcomoto.si/en/yamaha/12624-intake-exhaust-valve-for-yamaha-majesty-250.html>
- (10) Cylinder Head Assembly - Yamaha Linhai 250cc 260cc 300cc. In: *VMC Chinese parts* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vmcchinese.com/products/chinese-atv-cylinder-head-assembly-linhai-260cc>
- (11) GY6 4 valve cylinder head. In: *Rolling Wrench* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.rollingwrenchdenver.com/products/gy6-4-valve-cylinder-head-with-4v-big-bore-piston?variant=36895808078>

-
- (12) Pístní sada 125ccm, GY6 152QMI. In: *Scooter-tuning* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.scooter-tuning.cz/pistni-sady-a-krouzky/pistni-sada-125ccm--gy6-152qmi/>
- (13) 180cc MALOSSİ Ø67mm kit: cylinder / piston for APRILIA SCARABEO and LEONARDO 125, 150 ROTAX 4T LC engine. In: *RRD Preparation* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.rrd-preparation.com/en/complete-kits-tops-125cc-engines-and-more-for-maxi-scooter-aprilia-piaggio-vespa-benelli-derbi-gilera-4-times/21411-180cc-malossi-o67mm-kit-cylinder-piston-for-aprilia-scarabeo-and-leonardo-125-150-rotax-4t-lc-engine.html>
- (14) Aprilia Atlantic 250. In: *Motorkari.cz* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/motokatalog/aprilia/aprilia-atlantic-250.html>
- (15) Cylinder head Aprilia Atlantic 250 (ZD4SPE). In: *Scooter center* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.scooter-center.com/en/>
- (16) TOMAN, Patrik. *Výpočet sil v klikovém ústrojí spalovacího motoru a jeho vyvážení*. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Ing. Pavel Brabec, Ph.D.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

V_{Zp}	[m ³]	Zdvihový objem původního válce
V_{Zv}	[m ³]	Zdvihový objem válce po výbrusu
V_{Zs}	[m ³]	Zdvihový objem válce úpravné sady
D_p	[m]	Průměr vrtání původního válce
D_v	[m]	Průměr vrtání válce po výbrusu
D_s	[m]	Průměr vrtání válce úpravné sady
Z	[m]	Zdvih pístu
P_{Vp}	[W]	Výkon sériového motoru úměrný jednotce objemu
P_{Vo}	[W]	Výkon optimalizovaného motoru úměrný jednotce objemu
p_{ep}	[Pa]	Střední efektivní tlak sériového motoru
p_{eo}	[Pa]	Střední efektivní tlak optimalizovaného motoru
i_v	[-]	Počet válců motoru
P_{ep}	[W]	Jmenovitý výkon sériového motoru
P_{eo}	[W]	Jmenovitý výkon optimalizovaného motoru
sc_s	[m*s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
n_p	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky sériového motoru
n_o	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky optimalizovaného motoru
ε	[-]	Kompresní poměr
k	[-]	Zdvihový poměr
τ	[-]	Taktnost motoru
α	[°]	Úhel mezi ojnicí a osou válce
β	[°]	Úhel mezi ojnicí a ramenem klikového hřídele
φ	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
v	[m]	Pomocná výška trojúhelníku
F_p	[N]	Síla od tlaku plynů působící na píst/pístní čep
F_O	[N]	Síla od tlaku plynů působící na ojnici
F_{Sn}	[N]	Normálová síla od tlaku plynů působící na stěnu válce
F_{Kt}	[N]	Tečná síla od tlaku plynů působící na klikový hřídel
F_{Kr}	[N]	Radiální síla od tlaku plynů působící na klikový hřídel
$R_{e\ min}$	[Pa]	Minimální napětí mezi kluzu
R_m	[Pa]	Mez pevnosti
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti