

**MÍSTO TĚHLE STRÁNKY PŘIJDE
VLOŽIT ZADÁNÍ**

Abstrakt

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem závodního jednoválcového čtyřdobého motocyklového motoru pro kategorii FIM Moto3. V rámci návrhu motoru je vypočteno vyvážení klikového mechanismu a pevnostní kontrola jeho jednotlivých dílů. V práci jsou i řešeny vlastní frekvence ventilových pružin. Dále je proveden návrh geometrie ozubení primárního převodu. Součástí práce je i rešerše současných motorů pro kategorii Moto3.

Abstract

This thesis deals with a design of a single cylinder four stroke racing motorcycle engine for category FIM Moto3. During the process of design engine, there are some calculations. There are balancing and strength analysis of crank mechanism done. This thesis contains calculation of natural frequencies of valve springs. There is design of geometry for primary transfer gears. This thesis contains research of actually used engines for Moto3.

Klíčová slova: Moto3, konstrukce motoru, vyvážení klikového mechanismu, pevnostní kontrola klikového mechanismu, vlastní frekvence ventilových pružin, návrh geometrie ozubení

Keywords: Moto3, design of engine, balancing of crank mechanism, strength analysis of crank mechanism, natural frequencies of valve springs, design of gears geometry

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 16. června 2015

podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu svojí diplomové práce prof. Ing. Janu Mackovi, DrSc. a svému konzultantovi z firmy Ricardo Prague Ing. Martinu Molcarovi za mnohé rady, poznatky a pomoc při vypracování této diplomové práce.

Obsah

1	Úvod.....	7
2	Doposud používané motory	8
2.1	Honda.....	9
2.2	KTM.....	10
2.3	Suter - Mahindra	11
2.4	Oral Engineering.....	12
2.5	Emir Technology	14
3	Pravidla pro kategorii FIM Moto3.....	15
4	Konstrukční část	17
4.1	Základní koncepce motoru.....	18
4.2	Klikový mechanismus.....	18
4.2.1	Kliková hřídel	19
4.2.2	Ojnice.....	20
4.2.3	Píst a pístní čep	21
4.2.4	Vyvažovací hřídel	22
4.3	Rozvodový mechanismus	23
4.3.1	Výpočet převodu pro pohon rozvodu	24
4.3.2	Stanovení velikosti ventilů.....	25
4.3.3	Rozmístění ventilů v hlavě motoru.....	26
4.3.4	Zdvih a profil vaček.....	27
4.3.5	Vačkové hřídele	29
4.3.6	Ventily	30
4.4	Hlava válce	31
4.4.1	Sací a výfukové kanály.....	32
4.4.2	Spalovací prostor	33
4.4.3	Vodní prostor	33
4.4.4	Odlitek hlavy válce	34
4.4.5	Víčka ložisek vačkových hřídelí.....	36

4.4.6	Víko hlavy válce	37
4.4.7	Propojení hlavy válce s válcem	38
4.5	Válec motoru.....	39
4.6	Blok motoru	40
4.6.1	Spojka a převodovka.....	40
4.6.2	Vlastní model bloku motoru	42
4.6.3	Olejová vana	43
4.6.4	Pravé víko	44
4.6.5	Levé víko	45
4.7	Rozvod oleje	45
4.8	Rozvod chladicí kapaliny.....	49
4.9	Sestava celého motoru	50
4.10	Umístění motoru v rámu motocyklu.....	51
5	Výpočtová část.....	52
5.1	Základní termodynamický model motoru.....	52
5.2	Pevnostní kontrola částí klikového mechanismu.....	54
5.2.1	Kontrola ojničních šroubů	55
5.2.2	Kontrola ojnice	59
5.2.3	Kontrola pístního čepu.....	61
5.2.4	Kontrola klikové hřídele	65
5.3	Výpočet vyvážení klikového mechanismu	74
5.4	Výpočet vlastních frekvencí ventilových pružin	76
5.5	Návrh geometrie ozubení primárního převodu.....	78
5.5.1	Návrhový výpočet.....	78
5.5.2	Kontrolní výpočty	79
6	Závěr	82
7	Zdroje.....	84
8	Seznam příloh	85

1 Úvod

Tuto diplomovou práci jsem si vybral proto, že mě závodní motocykly zajímají a chtěl jsem se podrobně seznámit s jejich konstrukcí a zkusit si co vše obnáší konstrukční návrh motoru. Během práce jsem se chtěl seznámit kromě konstrukce i se základními výpočty potřebnými pro návrh motoru a získat tak potřebné zkušenosti pro svoji další práci.

Předmětem této diplomové práce je vytvořit koncepční návrh jednoválcového čtyřdobého motocyklového motoru odpovídajícího pravidlům FIM pro kategorii Moto3. Mým cílem je navrhnout motor výkonnostními parametry srovnatelný s motory dosud používanými.

V první části jsem provedl rešerši dosud vyrobených a používaných motorů v kategorii Moto3. Jako další jsem se seznámil s pravidly, která konstrukční návrh značně omezují. Poté jsem už začal konstruovat samotný motor, přičemž jsem současně prováděl potřebné výpočty.

3D model motoru jsem kreslil v programu Catia V5R21, simulační model a návrh vaček jsem dělal za pomoci software GT Suite 7.0. Pro další výpočty a grafy jsem použil MS Excel.

2 Doposud používané motory

V mistrovství světa silničních motocyklů až do roku 2012 byla nejslabší kategorií pro mladé jezdce třída motocyklů s dvoudobým motorem o zdvihovém objemu 125 cm³. Tato třída byla v roce 2012 nahrazena třídou Moto3, která lépe zapadá do systému MotoGP, Moto2 a Moto3. Dvoudobé motory byly nahrazeny čtyřdobými a jejich objem byl navýšen na 250 cm³.

Na celém světě bylo zatím vyrobeno pouze devět různých motorů splňujících pravidla pro kategorii FIM Moto3. Motor pro tuto kategorii zatím vyvinuly pouze firmy Honda, KTM, Mahindra, Oral, EMIR Technology, Rumi, MG Competition, BB Technology a ADV. V sezóně 2014 se ale závodů mistrovství světa účastnily pouze motocykly s motory Honda, KTM a Mahindra. Stejně obsazení startovního roštu je i v roce 2015.

Podrobněji se budu v této kapitole věnovat pouze motorům jezdícím v současné době nebo v minulosti mistrovství světa. Konkrétně se jedná o motory firem Honda, KTM, Mahindra, Oral a EMIR Technology.

2.1 Honda

Japonská Honda se jako jedna ze tří značek účastní seriálu závodů Moto3 již od prvního ročníku. Pro kategorii Moto3 vyvinula úplně nový čtyřtaktní motor s konvenčním uspořádáním rozvodu DOHC se čtyřventilovou hlavou a pohonem rozvodu ozubeným řetězem.

Motor má osu válce skloněnou o 15° směrem dozadu. Honda zvolila vrtání 78 mm a tomu odpovídající zdvih 52,2 mm, z toho vychází zdvihový objem $249,3 \text{ cm}^3$, kompresní poměr je 12,3:1. Sání je umístěno směrem dopředu po směru jízdy, výfukové kanály jsou svedeny do jednoho výfuku vystupujícího pak směrem dozadu. Motor má jednu vyvažovací hřídel. Dělení bloku motoru je vertikální.

Maximální výkon je 35,3 kW při otáčkách $13\,400 \text{ min}^{-1}$. Maximální točivý moment motoru je udáván 28 Nm při otáčkách $10\,700 \text{ min}^{-1}$.



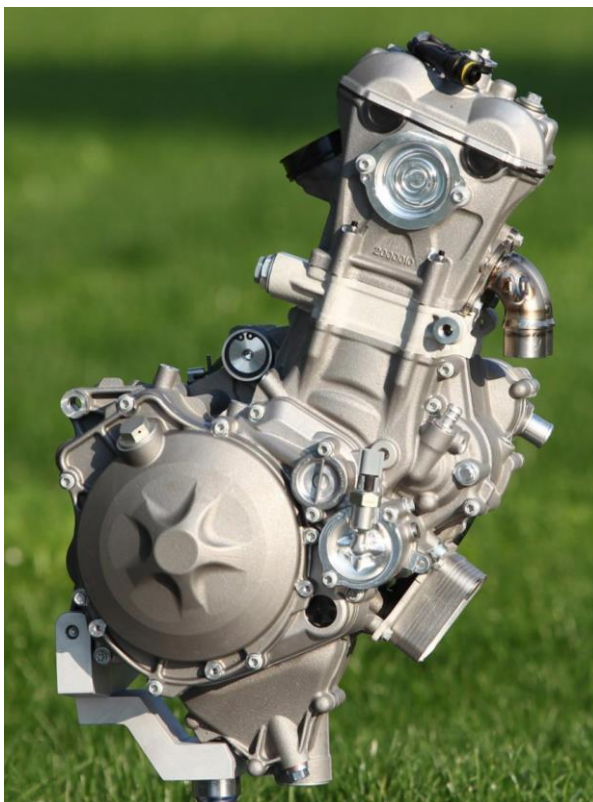
Obr. 1: Motor motocyklu Honda NSF250R pro kategorii Moto3 (zdroj: databáze firmy Ricardo)

2.2 KTM

Rakouská továrna KTM, která je známá svými úspěchy v terénních disciplínách, se v roce 2010 rozhodla rozšířit své pole působnosti i na kategorii silničních závodních motocyklů. Protože pravidla zakazují použití motokrosového motoru, vyvinuli pro kategorii Moto3 úplně nový motor, u nějž zúročili zkušenosti z již dříve zkonstruovaného motoru pro kategorii MotoGP.

Motor KTM M32 má na rozdíl od Hondy osu válce skloněnou podstatně směrem dopředu. Dalším zásadním rozdílem je celkové uspořádání motoru a rozvodu. V KTM vsadili na největší pravidly povolené vrtání 81 mm a tomu odpovídající zdvih 48,5 mm, pak jim vychází zdvihový objem na 249,9 cm³, kompresní poměr je 15:1. Rozvod motoru je čtyřventilový DOHC, ale s radiálním uspořádáním ventilů. Pohon rozvodu je realizován ozubeným řetězem a následně převodem ozubenými koly. Díky hodně skloněnému motoru může mít KTM výfuky směrem dopředu a sání směrem dozadu. Dělení bloku motoru je stejně jako u Hondy vertikální.

Motor KTM dosahuje maximálního výkonu 41 kW při otáčkách 13 800 min⁻¹. Díky podstatně vyššímu výkonu oproti Hondě i ostatním značkám vyhrála KTM pohár konstruktérů ve všech třech dosavadních sezónách.



Obr. 2: Motor KTM M32 pro kategorii Moto3 (zdroj: www.ktm.com)

2.3 Suter - Mahindra

Třetí značkou, která se účastní mistrovství světa v kategorii Moto3 bez přestávky je indická značka Mahindra. Ta svěřila vývoj podvozku i motoru švýcarské firmě Suter Racing Technology AG.

Motor Mahindra MGP30 má osu válce opět skloněnou dopředu, oproti KTM ale méně. Konstrukteři motoru se stejně jako konstruktéři Hondy rozhodli pro menší vrtání válce 78 mm a zdvih 52,2 mm, tomu odpovídá zdvihový objem 249,3 cm³. Rozvod motoru je DOHC se čtyřmi ventily. Zdvihátka ventilů jsou stejně jako u KTM ovládána vačkami přes vložená vahadla. To dává konstruktérům větší možnosti v umístění vačkových hřídelí, nevýhodou je ale větší složitost hlavy motoru. Pohon rozvodu je konvenční, pomocí ozubeného řetězu. Vedení výfuku je jedním potrubím směrem dopředu, sání je umístěno směrem dozadu. Dělení bloku motoru je stejně jako u Hondy i KTM vertikální.



Obr. 3: Motor Mahindra MGP30 pro kategorii Moto3 (zdroj: www.motociclisimo.es)

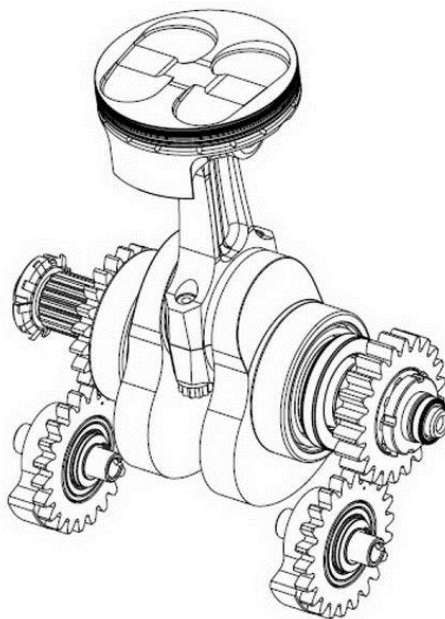
2.4 Oral Engineering

Prvního ročníku mistrovství světa kategorie FIM Moto3 se zúčastňovala i italská firma Oral Engineering. Ti se rozhodli postavit úplně nový motor, který by se svými zástavbovými rozměry vešel do rámu závodního motocyklu Aprilia RS125R. Se svým motocyklem se zúčastnili pouze prvního ročníku mistrovství světa, kdy se jim nepodařilo získat ani jediný bod. Poté se z něj stáhli a nadále závodí pouze v evropském a italském šampionátu.

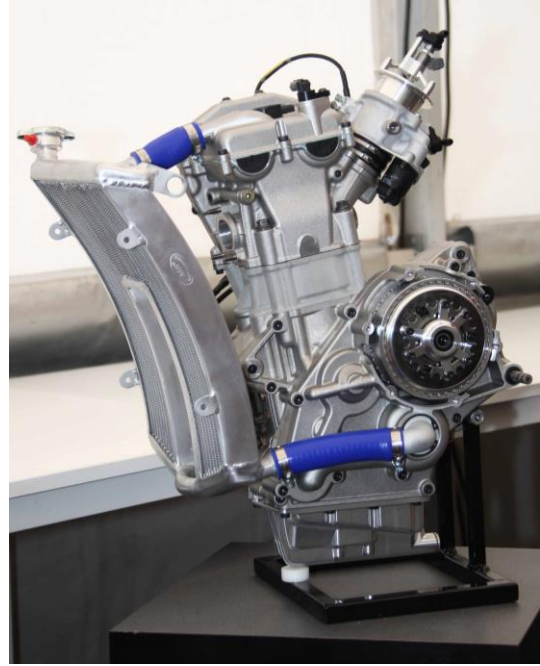
Motor Oral OR-2504T má osu válce stejně jako Mahindra mírně skloněnou dopředu. Oral, stejně jako KTM, vsadil na použití největšího pravidly povoleného vrtání 81 mm a tomu odpovídajícího zdvihu pístu 48,5 mm, z toho vychází objem 249,9 cm³. Rozvod motoru je čtyřventilový DOHC, jeho pohon je realizován pomocí ozubeného řetězu. Vedení výfuku je jedním kanálem směrem dopředu, sání je umístěno směrem dozadu. Dělení bloku motoru je stejně jako u většiny ostatních značek vertikální.

To čím se Oral odlišuje je vyvážení motoru, kdy Oral využívá dvou krátkých vyvažovacích hřídelů umístěných symetricky naproti sobě před motorem. Díky tomuto řešení mohou minimalizovat ztráty vířením oleje v klikové skříni, která je pak velice kompaktní. Další zajímavostí je použití suché spojky a výstup řetězového kolečka sekundárního pohonu na pravé straně motoru.

Maximální výkon motoru je 35,3 kW při otáčkách 13 500 min⁻¹. Maximální točivý moment motoru je udáván 29 Nm při otáčkách 11 000 min⁻¹.



Obr. 4: Vyvažovací hřídele motoru Oral (zdroj: www.oralengineering.com)



Obr. 5, 6: Motor Oral OR-2504T pro kategorii Moto3 (zdroj: www.omnimoto.it)

2.5 Emir Technology

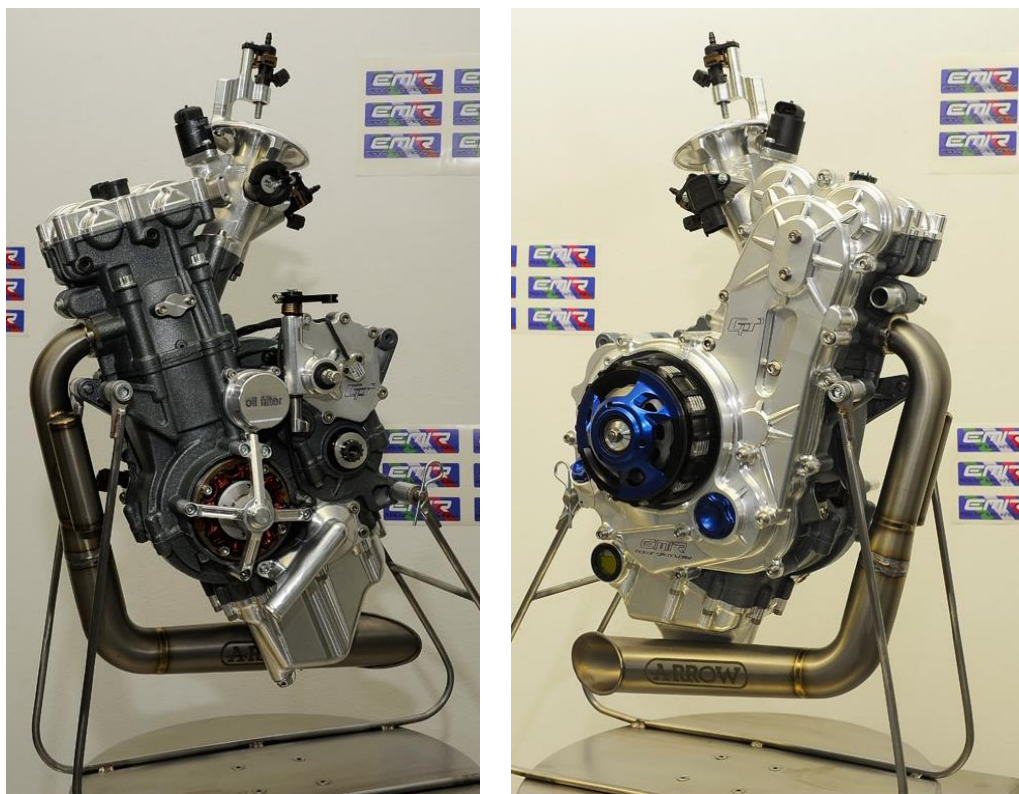
IODA 2012

Firma Emir Technology vznikla v roce 2011 jako společný projekt týmu kategorie Moto2 mistrovství světa Iodaracing Project a italské firmy Robby Moto Engineering. Motor Emir GP3 však nebyl příliš úspěšný, jezdcům jedoucím na motocyklech Emir se nepodařilo během celé sezóny získat žádný bod.

Jako většina motorů kategorie Moto3 má i motor Emir osu válce skloněnou mírně dopředu. Vrtání motoru je 81 mm a zdvih pístu je 48,5 mm. Rozvod motoru je čtyřventilový DOHC s titanovými ventily. Pohon rozvodu je podobně jako u KTM pomocí řetězu a ozubených kol na vačkových hřídelích. Vedení výfuku je jedním výfukem stejně jako u většiny motorů dopředu a sání směrem dozadu.

Motor Emir GP3 se od ostatních motorů odlišuje horizontálním dělením skříně a velkým krytem rozvodu. Motor dále využívá otevřenou suchou spojku a otevřené zapalování.

Maximální výkon motoru je 37 kW v otáčkách 13 500 min⁻¹. Maximální točivý moment motoru je 28 Nm v otáčkách 12 000 min⁻¹.

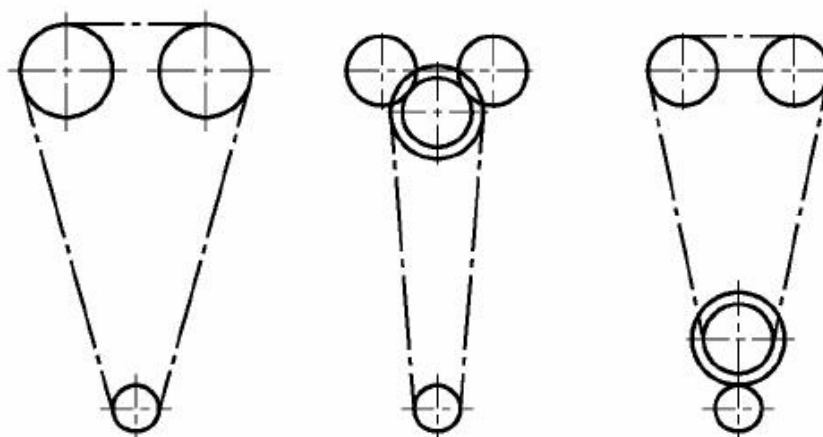


Obr. 7, 8: Motor Emir GP3 pro kategorii Moto3 (zdroj: www.omnimoto.it)

3 Pravidla pro kategorii FIM Moto3

Konstrukce motorů pro kategorii Moto3 je samozřejmě omezena technickými pravidly, která musí všechny motory splňovat.

Základním omezením je, že motory musí být čtyřdobé jednoválce s maximálním zdvihovým objemem 250 cm^3 . Maximální povolené vrtání válce je 81 mm a píst musí být kruhový s tolerancí 5 %. Maximální otáčky motoru pravidla omezují na $13\,500 \text{ min}^{-1}$. Motory mohou být pouze atmosféricky plněné. Povolen je pouze ventilový rozvod DOHC s pohonem jedním řetězem. Pravidla rovněž zakazují použití sání a výfuku s proměnnou délkou.



Obr. 9: Povolené druhy pohonu rozvodu (zdroj: FIM Road Racing World Championship Grand Prix Regulations)

Další, co pravidla upravují, jsou materiály základních částí motoru. Kliková hřídel a vačkové hřídele musí být z železných materiálů, oceli nebo z litiny. Pro vyvážení klikové hřídele je povoleno vložení částí z jiných materiálů. Kliková skříň, válec, hlava motoru a píst musí být vyrobeny z hliníkové slitiny. Pístní čep musí být z kovového materiálu. Ojnice, ventily a ventilové pružiny mohou být vyrobeny pouze z železných nebo titanových slitin. Dále pravidla zakazují použití kovových materiálů se specifickým modulem pružnosti větším než $50 \text{ GPa}/(\text{g}/\text{cm}^3)$. Použití kompozitů s kovovou maticí (MMC) a kovových kompozitů vyztužených vlákny (FRM) je taktéž zakázáno.

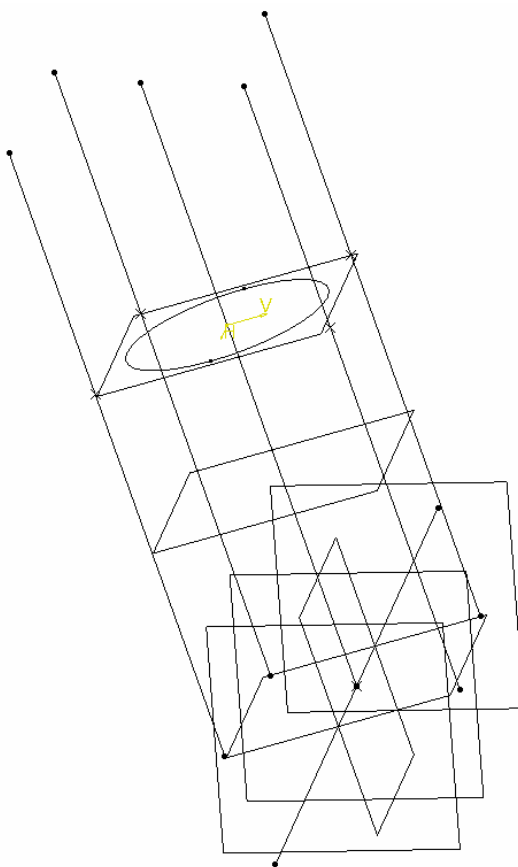
Na motory jsou kladeny i požadavky na jejich životnost. Pravidla omezují použití pouze 6 závodních motorů na sezónu pro jednoho jezdce. Pro nové výrobce platí výjimka pro první sezónu na 8 motorů. Pro jezdce jedoucí na divokou kartu je povoleno

použít dva motory na jeden závod. Počet motorů použitých na testování není omezen. Na motorech je povoleno pouze nastavovat ventilovou vůli (pouze pomocí podložek) a měnit rozvodový řetěz. Při těchto úkonech se z motoru nesmí sundat hlava ani válec a nesmí se otevřít kliková skříň.

Další omezení platí pro cenu motorů. Ta je omezena na maximálně €12 000. Dále je omezena cena za celý balík kompletních motorů pro jednoho jezdce na sezónu na €68 000. Balík motorů obsahuje 6 motorů, 2 škrticí klapky, 6 převodovek dvou specifikací a 6 náhradních rozvodových řetězů.

4 Konstrukční část

Pro konstrukci 3D modelu motoru jsem použil CAD software Catia V5R21. Celý model je řízen pomocí skeletonu, který mi umožnil rychlejší zavazbení jednotlivých podsestav do konečné sestavy a pomohl mi ke snazšímu stanovení vzájemné polohy jednotlivých funkčních celků. Ve skeletonu jsou jednotlivé roviny důležité pro konstrukci motoru, například rovina dělení bloku motoru, rovina dosedací plochy hlavy válce, rovina rozvodového řetězu a rovina primárního převodu. Zároveň skeleton obsahuje i osy umístění hlavových šroubů, osu válce a samozřejmě osu klikové hřídele.



Obr. 10: Skeleton motoru

Model motoru jsem rozdělil do jednotlivých funkčních celků, které bych na tomto místě chtěl popsat. Těmito funkčními celky jsou klikový mechanismus, rozvodový mechanismus, hlava motoru, válec, blok motoru a s nimi spojený rozvod oleje a chladící vody.

4.1 Základní koncepce motoru

Než jsem začal výpočty a konstrukci samotného modelu, stanovil jsem si základní koncepci motoru.

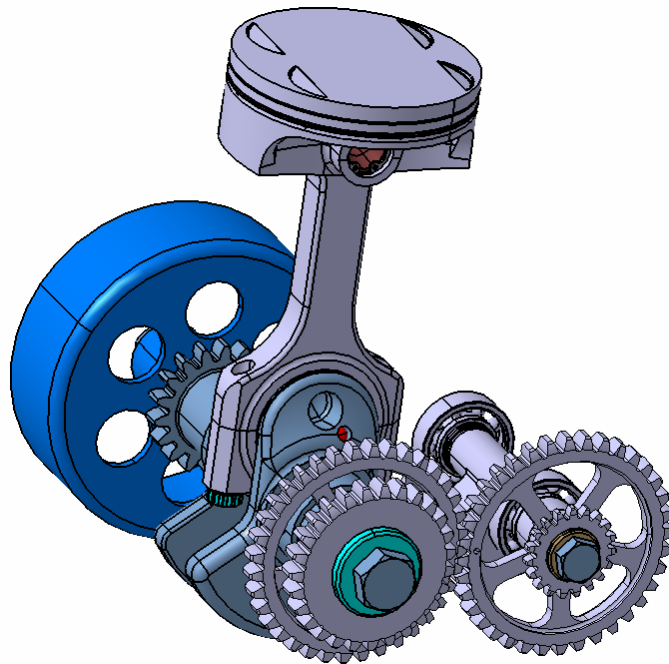
Rozhodl jsem se pro použití největšího pravidly povoleného vrtání 81 mm. To je výhodné z hlediska rozmístění ventilů v hlavě motoru a také pak vyjde nejmenší zdvih pístu. Díky většímu vrtání může být vzájemné rozevření sacích a výfukových ventilů menší, což se pozitivně projeví na konstrukci spalovacího prostoru. Vrtání 81 mm pak odpovídá zdvih pístu 48,5 mm a zdvihový objem 249,92 cm³.

$$V_z = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot Z = \pi \cdot \frac{8,1^2}{4} \cdot 4,85 = 249,92 \text{ cm}^3$$

Pro konstrukci motoru je ještě důležité rozmístění sání, výfuku a celkový sklon motoru. Rozhodl jsem se vést výfukové kanály směrem dopředu a sací kanály směrem dozadu. Vedení výfuků směrem dopředu má výhodu v jejich lepším chlazení a v neposlední řadě i v jejich snazším vedení směrem dozadu k tlumiči výfuku. Z důvodu umístění sání proti směru jízdy a lepších možností zástavby motoru do rámu motocyklu jsem osu válce sklonil o 15° dopředu.

Motor bude mít kapalinou chlazený válec a hlavu motoru.

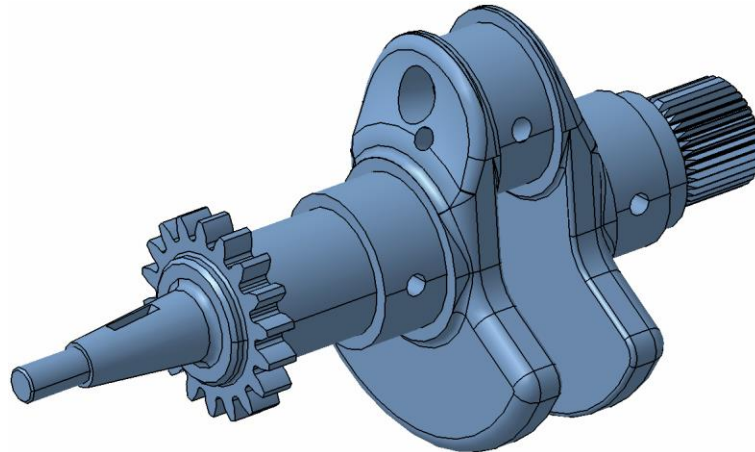
4.2 Klikový mechanismus



Obr. 11: Klikový mechanismus s vyvažovacím hřídelem a rotorem alternátoru

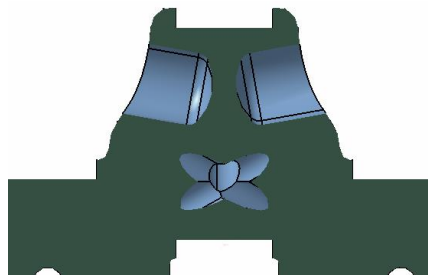
Když už jsem měl stanovené základní rozměry klikového mechanismu, jako jsou vrtání a zdvih, začal jsem modelovat klikový mechanismus. Sestavu klikového mechanismu jsem ještě doplnil o vyvažovací hřídel s jejím pohonem převodem ozubenými koly a o rotor alternátoru. Rozměry alternátoru jsou podle firmy Vape.

4.2.1 Kliková hřídel



Obr. 12: Kliková hřídel

Jako první jsem začal modelovat klikovou hřídel. Pro ni bylo důležité znát zdvih pístu a následně rozměry hlavních ložisek a ojnicního ložiska. Průměr a šířku hlavních ložiska jsem určil z rešerše podobných motorů, kterou jsem si udělal ještě před začátkem práce. Hlavní ložiska mají vnitřní průměr 34 mm a šířku 16 mm. Rozměry ojnicního čepu jsem stanovil dle doporučení interních materiálů firmy Ricardo na průměr 35 mm a šířku 16 mm. Rozměry vývažků jsou dány výpočtem vyvážení klikového mechanismu. V místě ojnicního čepu je ještě odlehčení pro snížení hmotnosti setrvačných rotačních hmot.

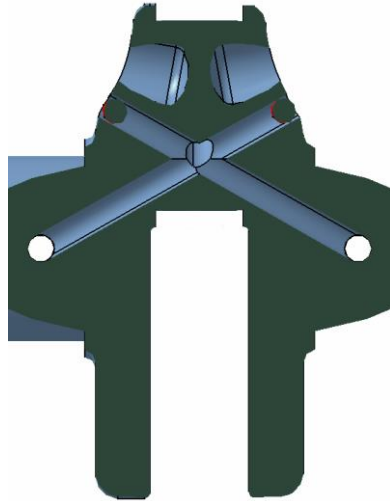


Obr. 13: Odlehčení klikové hřídele

Na levé straně klikové hřídele je umístěno řetězové kolo pro ozubený řetěz na pohon rozvodu. Za ním následuje kuželová část s drážkou pro woodrufovo pero na uchycení rotoru zapalování. Na druhé straně klikové hřídele se nachází jemné drážkování, na němž jsou nasazena ozubená kola pro pohon vyvažovací hřídele

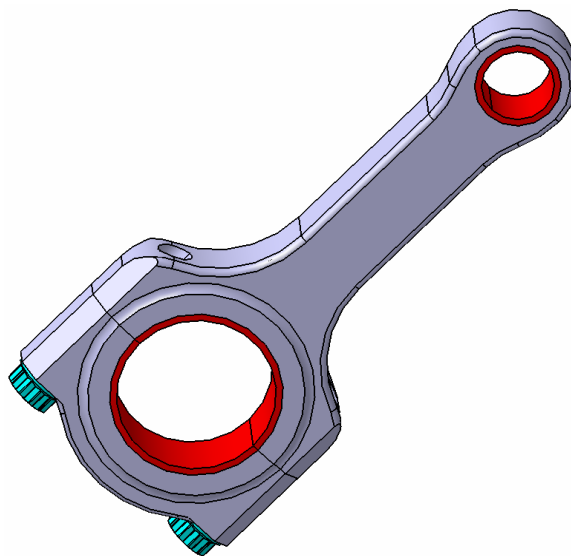
a primárního převodu. Primární převod ozubenými koly má převodový poměr $i_1 = 2,666$ s 27 zuby modulu 2 na pastorku uchyceném na klikové hřídeli.

Kliková hřídel je provrtaná několika vývrty, které slouží pro přívod oleje do místa ojnicního čepu a následně také na druhou stranu klikové hřídele. Průchozí vývrty v klikové hřídeli jsou zaslepeny nalisovanou kuličkou.



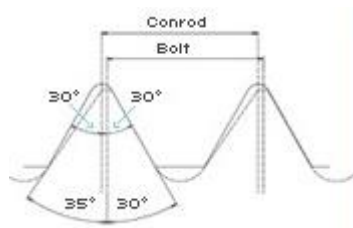
Obr. 14: Vedení oleje v klikové hřídeli

4.2.2 Ojnice



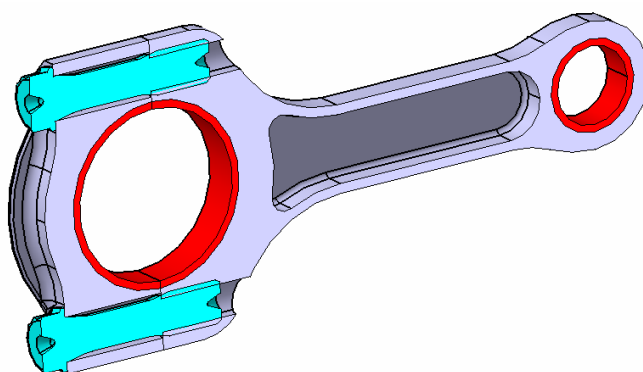
Obr. 15: Sestava ojnice

Sestava ojnice se skládá z hlavy ojnice, víka ojnice, ojnicních šroubů a malého a velkého ložiska. Kvůli ušetření hmotnosti budou hlava ojnice i víko ojnice vyrobené z titanové slitiny. Díky tomu má celá sestava ojnice hmotnost pouhých 178 g. Víko s hlavou ojnice jsou vzájemně spojeny pomocí dvou nikl-cobalt-chromových šroubů od firmy Pankl s asymetrickým závitem a jejich vzájemná poloha je zajištěna pomocí dvou kolíků o průměru 3 mm.



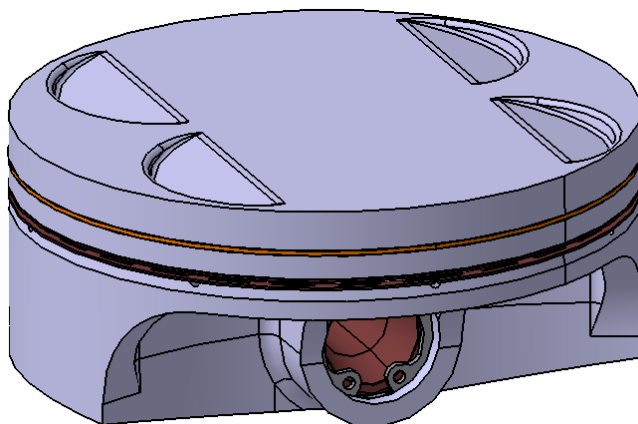
Obr. 16: Nesymetrický závit ojničního šroubu (zdroj: www.shop-pankl.com)

Ojnice je dutá, vyráběná ze dvou polovin, které jsou následně difuzně svařené. Toto řešení přináší vysokou pevnost ojnice ve vzpěru i v ohybu a zároveň nízkou hmotnost. Délka ojnice je 100 mm a odpovídá tak délkám ojnic podobných motorů. Průměr pístního čepu je 16 mm, opět dle doporučení z interních materiálů firmy Ricardo. Víko ojnice je z obou stran z vnějšku vyztuženo žebrem.



Obr. 17: Řez ojnicí

4.2.3 Píst a pístní čep

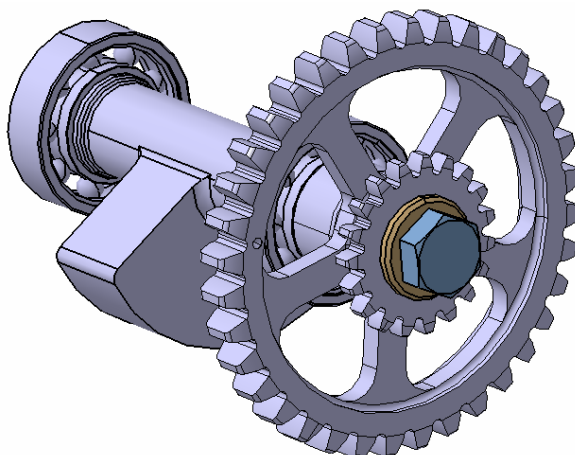


Obr. 18: Sestava pístu

Píst jsem modeloval jako lehký výkovek z hliníkové slitiny. Na pístu jsou pouze dva kroužky, jeden těsnící a jeden stírací, jak je dnes u závodních motocyklových motorů běžné. Na odvod oleje z drážky stíracího kroužku je do drážky vyvrtáno po jejím obvodu osm děr. Aby nedošlo při stříhu ventilů v horní úvrti ke kontaktu ventilů s pístem, má píst na horní ploše vybrání.

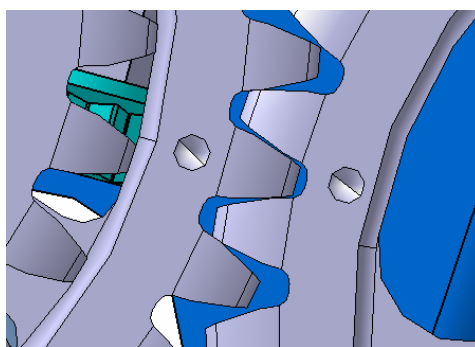
Pístní čep je ocelový, dutý o vnějším průměru 16 mm a vnitřním průměru 9,5 mm s délkou 35 mm.

4.2.4 Vyvažovací hřídel



Obr. 20: Vyvažovací hřídel

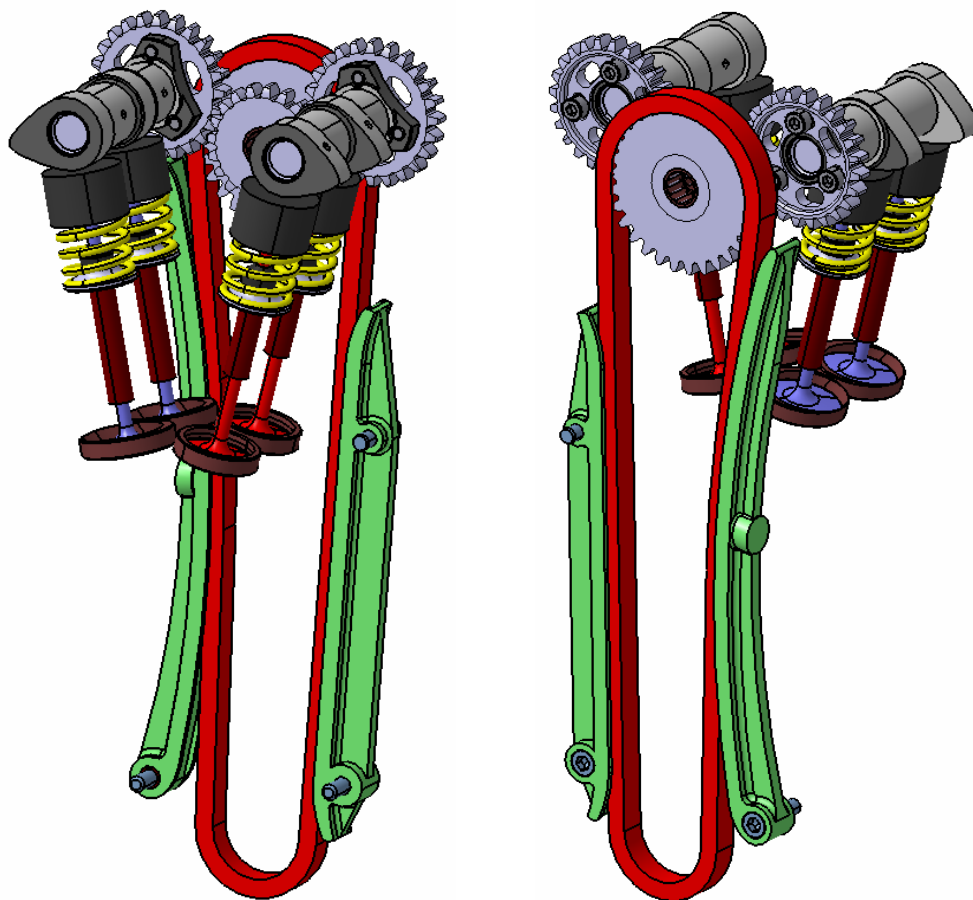
Vyvažovací hřídel jsem umístil před klikovou hřídel do roviny dělení bloku motoru. Vyvažovací hřídel je poháněna od klikové hřídele převodem ozubenými koly s převodovým poměrem 1 a modulem ozubení 2. Správná poloha ozubeného kola na hřídeli je zajištěna jemným drážkováním s jednou vynechanou drážkou. Správná poloha ozubených kol vůči sobě je pak označena důlky. Na drážkování je pak nasunuto ještě ozubené kolo pro pohon čerpadla chlazení. Velikost vývažku vychází z výpočtu vyvážení klikového mechanismu.



Obr. 21: Označení správné polohy ozubených kol

Vyvažovací hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiskách, která budou mazána olejovou mlhou uvnitř klikové skříně.

4.3 Rozvodový mechanismus



Obr. 22, 23: Rozvodový mechanismus

Rozvodový mechanismus je, jak pravidla nařizují, DOHC s pohonem jedním řetězem. Pohon rozvodu je realizován pomocí řetězového převodu s ozubeným řetězem BorgWarner 92RH2015 a následného pohonu vaček převodem ozubenými koly s modulem 2. Tento druh pohonu rozvodu jsem zvolil z důvodu kompaktních rozměrů celého mechanismu a následně kompaktních rozměrů hlavy válce. Ozubený řetěz má oproti klasickému řetězu výhodu v rovnoměrnosti chodu, která je dána jeho evolventním ozubením.

Přenos sil z vačky na ventil je realizován pomocí hrníčkových zdvihátek přes podložku vymezující ventilovou vůli.

Vedení řetězu je zajištěno vodítkem v tažené větvi a napínákem ve větvi tlačené. V dolní části jsou vodítko i napínák přišroubovány k bloku motoru a vodítko je pak nahore zasazeno pomocí čepu do drážky ve válci.

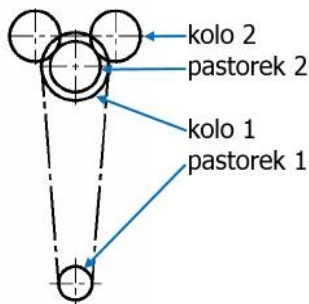
4.3.1 Výpočet převodu pro pohon rozvodu

Zvolené schéma rozvodu mi dovoluje potřebný celkový převodový poměr 2 mezi klikovou hřídelí a vačkovými hřídelemi rozdělit mezi převod řetězem a převod ozubenými koly.

Bylo možno volit mezi několika variantami rozdělení převodového poměru. Nakonec jsem se rozhodl pro variantu 3 (viz tabulka 1). Převodový poměr převodu řetězem je 1,666 a převodový poměr převodu ozubenými koly je 1,2.

		poměr počtu zubů	jednotkový počet zubů	počet zubů	modul	průměr roztečné kružnice [mm]
Varianta 1	kolo 2	3	8	24	2	48
	pastorek 2	2	8	16	2	32
	Převod 2	1,500				
	kolo 1	4	6	24		
	pastorek 1	3	6	18		
	Převod 1	1,3333333				
	Celkový převod	2				
Varianta 2	kolo 2	4	6	24	2	48
	pastorek 2	3	6	18	2	36
	Převod 2	1,3333333				
	kolo 1	3	8	24		
	pastorek 1	2	8	16		
	Převod 1	1,500				
	Celkový převod	2				
Varianta 3	kolo 2	6	4	24	2	48
	pastorek 2	5	4	20	2	40
	Převod 2	1,200				
	kolo 1	5	6	30		
	pastorek 1	3	6	18		
	Převod 1	1,6666667				
	Celkový převod	2				
Varianta 4	kolo 2	5	6	30	2	60
	pastorek 2	3	6	18	2	36
	Převod 2	1,6666667				
	kolo 1	6	4	24		
	pastorek 1	5	4	20		
	Převod 1	1,200				
	Celkový převod	2				

Tab. 1: Varianty převodu pro pohon rozvodu



Obr. 24: Popis převodu pro pohon rozvodu

4.3.2 Stanovení velikosti ventilů

Dalším krokem bylo stanovení potřebných velikostí ventilů. Pro výpočet průměru ventilů jsem využil vzorce:

$$d = \sqrt{\frac{D^2}{v \cdot c_{gv}} \cdot c_{sp}}$$

kde d je průměr ventilu, D je vrtání, v je počet ventilů, c_{gv} je střední rychlost proudění okolo ventilu a c_{sp} je střední pístová rychlost.

Střední pístová rychlost je:

$$c_{sp} = \frac{Z \cdot n}{30} = \frac{0,0485 \cdot 13500}{30} = 21,825 \text{ m/s}$$

kde $Z = 48,5 \text{ mm}$ je zdvih a $n = 13\,500 \text{ min}^{-1}$ maximální otáčky motoru.

Minimální průměr sacích ventilů:

$$d_{iv, \min} = \sqrt{\frac{D^2}{v_i \cdot c_{gvi}} \cdot c_{sp}} = \sqrt{\frac{0,081^2}{2 \cdot 75} \cdot 21,825} = 0,030897 \text{ m} \doteq 30,9 \text{ mm}$$

kde $c_{gvi} = 75 \text{ m/s}$ je střední rychlost proudění okolo sacího ventilu.

Průměr sacího ventilu jsem nakonec zvolil $d_{iv} = 31 \text{ mm}$.

Minimální průměr výfukových ventilů:

$$d_{ev, \min} = \sqrt{\frac{D^2}{v_i \cdot c_{gve}} \cdot c_{sp}} = \sqrt{\frac{0,081^2}{2 \cdot 100} \cdot 21,825} = 0,026758 \text{ m} \doteq 26,76 \text{ mm}$$

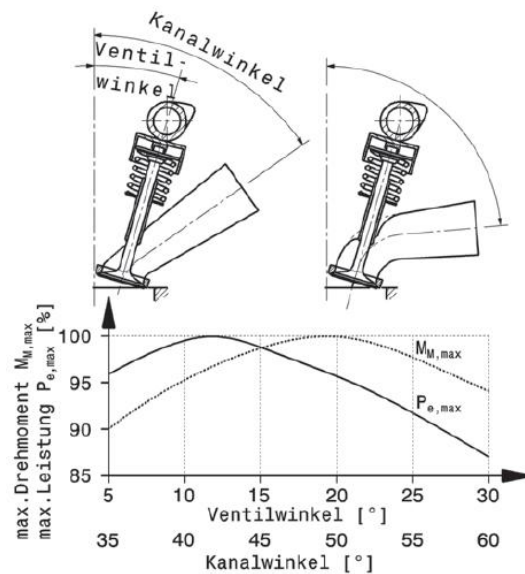
kde $c_{gve} = 100 \text{ m/s}$ je střední rychlost proudění okolo výfukového ventilu.

Průměr výfukového ventilu jsem nakonec zvolil $d_{ev} = 26,7 \text{ mm}$.

4.3.3 Rozmístění ventilů v hlavě motoru

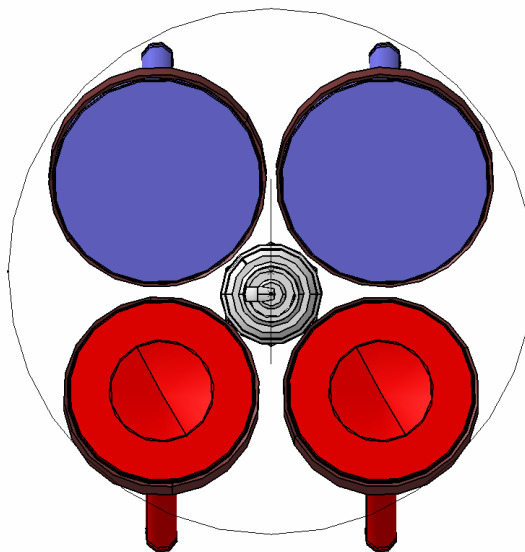
Když už jsem znal rozměry ventilů, začal jsem řešit jejich rozmístění v hlavě motoru. Současně s rozmístěním ventilů jsem řešil i umístění zapalovací svíčky, které je na rozmístění ventilů závislé. Svíčku jsem z rozměrových důvodů zvolil NGK R0451B, která má upevňovací závit M10x1 dlouhý 26,5 mm.

Sklon ventilů od osy válce jsem určil podle [4] (obr. 25), pro sací ventily 11,5° a pro výfukové 13,5°.



Obr. 25: Sklon kanálů a ventilů (zdroj: TRZESNIOWSKI, Michael: Rennwagentechnik)

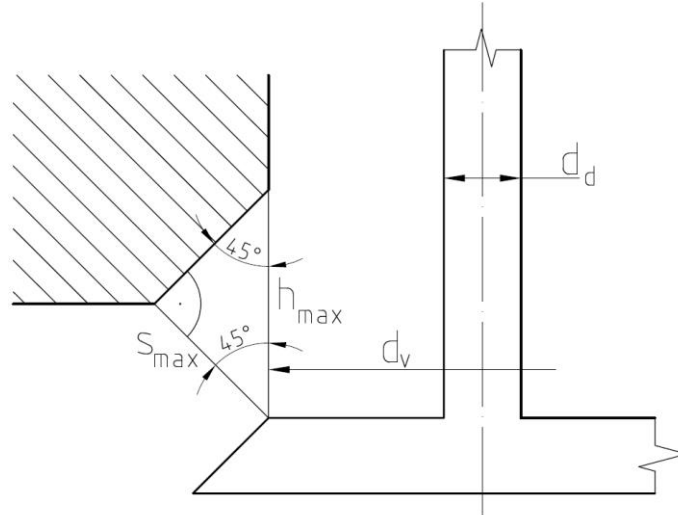
Konečné rozmístění ventilů je takové, že rozteč sacích ventilů je 35 mm, rozteč výfukových ventilů je 33,8 mm a svíčka je vyosená od osy válce o 3,5 mm.



Obr. 26: Rozmístění ventilů vzhledem k vrtání

4.3.4 Zdvih a profil vaček

K již stanovenému průměru ventilů bylo ještě potřeba dopočítat jejich zdvih. Při výpočtu zdvihu ventilů jsem vycházel z podmínky rovnosti obsahů plochy mezikruží daného průměrem ventilu a jeho dříku a plochy kuželového mezikruží daného minimální průtokovou plochou ventilu:



Obr. 27: Schéma pro výpočet zdvihu ventilu

$$\cos 45^\circ = \frac{s}{h_v} = \frac{\sqrt{2}}{2} \Rightarrow s = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot h_v$$

$$\pi \cdot \left(\frac{d_v^2}{4} - \frac{d_d^2}{4} \right) = s \cdot \pi \cdot d_v$$

$$\frac{d_v^2 - d_d^2}{4} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot h_v \cdot d_v$$

⇓

$$h_v = \frac{d_v^2 - d_d^2}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot d_v}$$

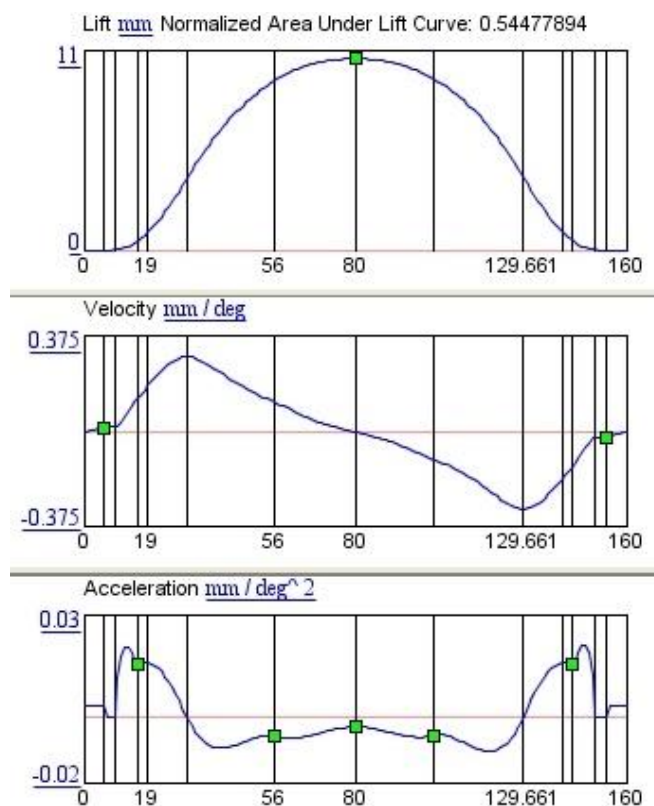
Zdvih sacího ventilu pak vyjde:

$$h_{iv} = \frac{d_{iv}^2 - d_d^2}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot d_{iv}} = \frac{31^2 - 5^2}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot 31} = 10,64 \text{ mm}$$

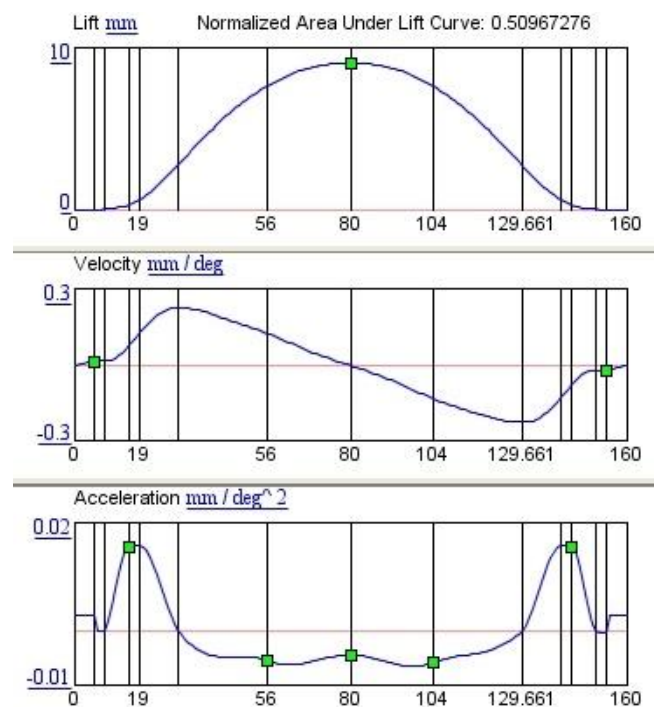
Zdvih výfukového ventilu pak vyjde:

$$h_{ev} = \frac{d_{ev}^2 - d_d^2}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot d_{ev}} = \frac{26,7^2 - 5^2}{\sqrt{2} \cdot 2 \cdot 26,7} = 9,13 \text{ mm}$$

Návrh tvaru vačky jsem poté udělal s pomocí programu VT Design z balíčku programů GT Suite. Vačky jsem navrhl jako FullCam s 14 poli. Při návrhu jsem se snažil o co největší plochu pod zdvihovou křivkou.

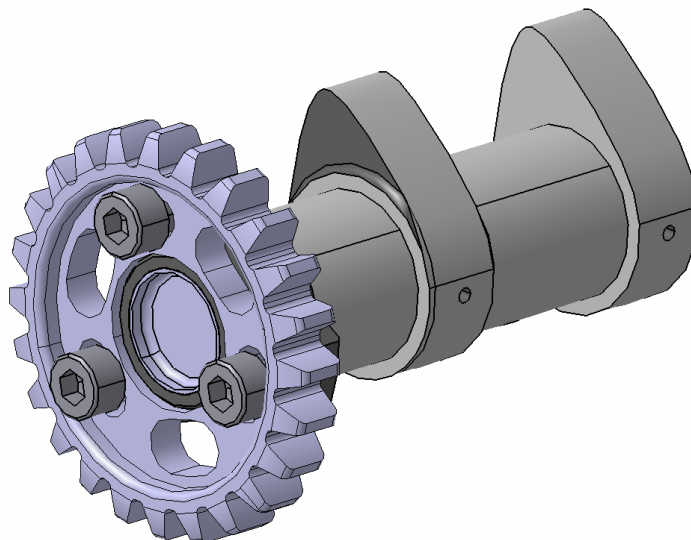


Obr. 28: Průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení sací vačky



Obr. 29: Průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení výfukové vačky

4.3.5 Vačkové hřídele



Obr. 30: Sestava sací vačkové hřídele

Vačkové hřídele jsou ocelové, duté, na koncích zaslepené nalisovanými plechovými víčky. Dutá vačková hřídel má výhodu v úspoře hmotnosti a zároveň slouží pro vedení oleje k druhému vačkovému ložisku a na mazání palců vaček. Přímo do profilu vačky jsou vyvrtány díry o průměru 2 mm pro mazání kontaktu vačky se zdvihátkem.

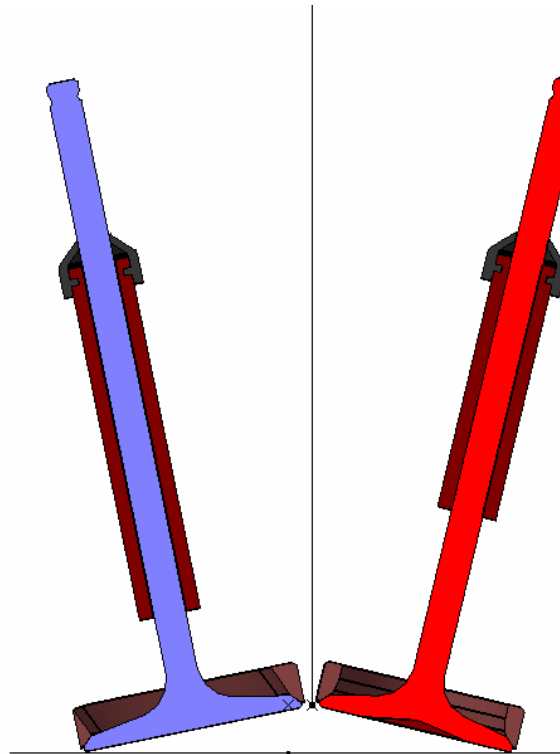
Vačkové hřídele jsou uloženy každá ve dvou ložiskách o průměru 22 mm. Ložisko blíž k ozubenému kolu má šířku 16 mm a ložisko dál od ozubeného kola má šířku 19 mm.

K vačkové hřídeli je přišroubováno třemi šrouby ozubené kolo. V ozubeném kole jsou pro šrouby udělané drážky umožňující jemné doladění časování o $\pm 8^\circ$. Zároveň šrouby nemají stejnou úhlovou rozteč, jeden je o 10° posunutý aby se zajistila stejná poloha ozubeného kola vzhledem k vačkové hřídeli. Ozubené kolo je na vačkové hřídeli centrováno za vnitřní průměr.

4.3.6 Ventily

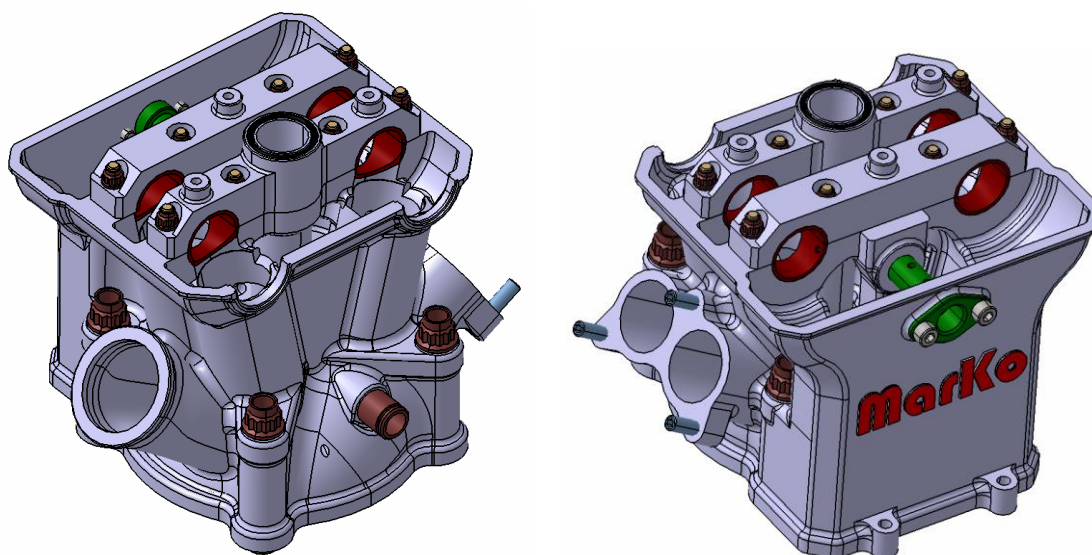
Tvar ventilů jsem udělal podle materiálů firmy Ricardo. Těsnící plocha má úhel 45° . Dřík ventilu má průměr 5 mm. Výfukové ventily mají odlehčené talířky z důvodu jejich nižší hmotnosti. Oba ventily jsou titanové, kvůli nízké hmotnosti.

Ventily jsou vedeny ve vodítkách zalisovaných do hlavy motoru a jejich dříky jsou těsněny.



Obr. 31: Ventily s vodítky a těsněním dříku

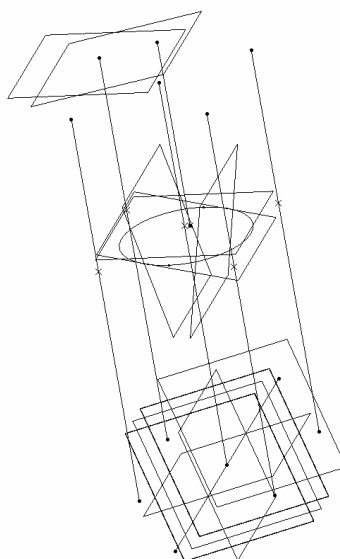
4.4 Hlava válce



Obr. 32, 33: Hlava válce s odstraněným víkem

Základním úkolem hlavy válce je uzavření válce, uchycení rozvodového mechanismu a zajištění prostoru pro spalování. Model hlavy válce jsem začal vytvořením jader pro sací kanály, jádra spalovacího prostoru a modelem vodního prostoru. Dalším důležitým prvkem bylo umístění součástí rozvodového mechanismu, svíčky a její zapalovací cívky.

Pro řízení modelu hlavy válce jsem vytvořil nový samostatný skeleton. Ten obsahuje jako základ skeleton motoru a přidává k němu další roviny a osy důležité pro model hlavy válce. Jedná se především o roviny umístění ventilů, rovinu vačkových hřídelí a osu svíčky.



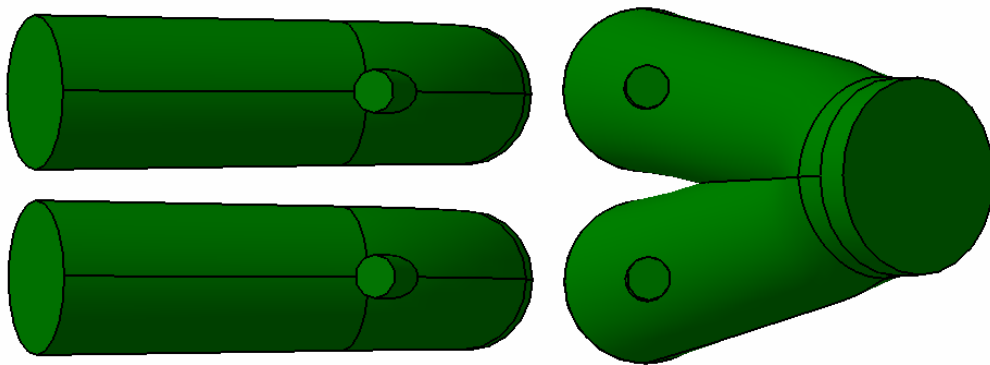
Obr. 34: Skeleton hlavy válce

4.4.1 Sací a výfukové kanály

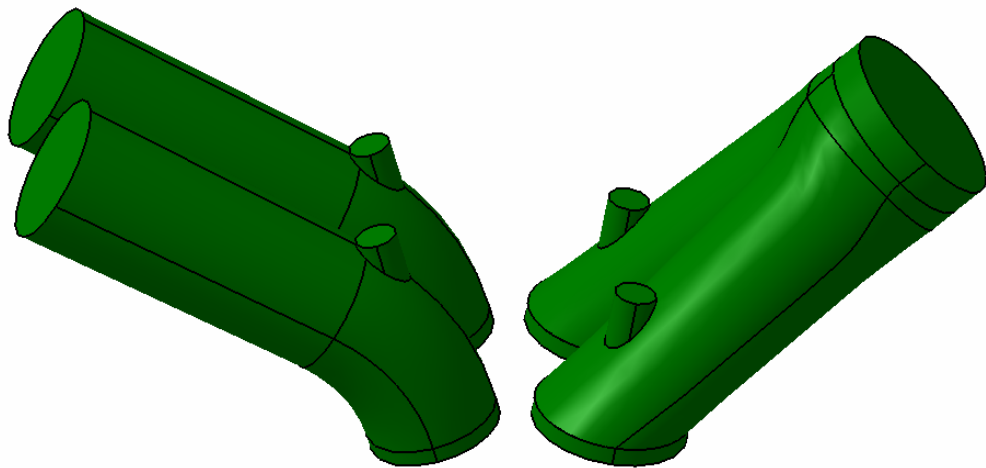
Jako první jádra jsem vymodeloval sací a výfukové kanály. Sklon kanálů od osy válce jsem stejně jako sklon ventilů určil podle [4]. Sklon sacího kanálu je 50° a sklon výfukových kanálů je 45° .

Průřezy kanálů se s rostoucí vzdáleností od sedla ventilů postupně rozšiřují s tím, jak klesá rychlost v sacím/výfukovém kanálu, tak, aby byla zachována rovnice kontinuity.

Sací kanál začíná jako jeden, v hlavě se pak rozděluje k jednotlivým ventilům. Výfukové kanály jsou pro každý ventil samostatné z důvodu jejich lepšího chlazení.



Obr. 35: Výfukové a sací kanály



Obr. 36: Výfukové a sací kanály

4.4.2 Spalovací prostor

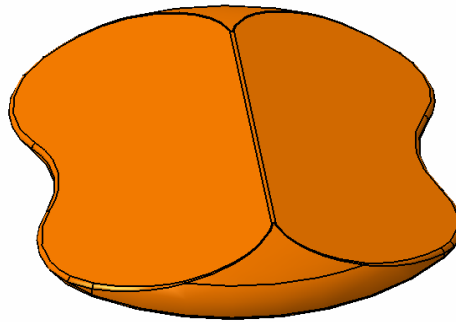
Na spalovací prostor jsou kladeny požadavky, aby měl objem odpovídající kompresnímu poměru a aby byl kompaktní. Kompaktnost spalovacího prostoru je výhodná, kvůli kratší dráze hoření a menší náchylnosti motoru ke klepání.

Mnou navržený spalovací prostor je střešovitý s úhlem 155°, který odpovídá sklonu ventilů. Objem spalovacího prostoru je $V_K = 19,87 \text{ cm}^3$, to odpovídá kompresnímu poměru $\varepsilon = 13,58$.

$$\varepsilon = \frac{V_C}{V_K} = \frac{V_Z + V_K}{V_K} = \frac{249,92 + 19,87}{19,87} = 13,58$$

kde V_c je celkový objem válce a V_z zdvihový objem.

Kompresní poměr 13,58 je v rozmezí kompresních poměrů Hondy a KTM.

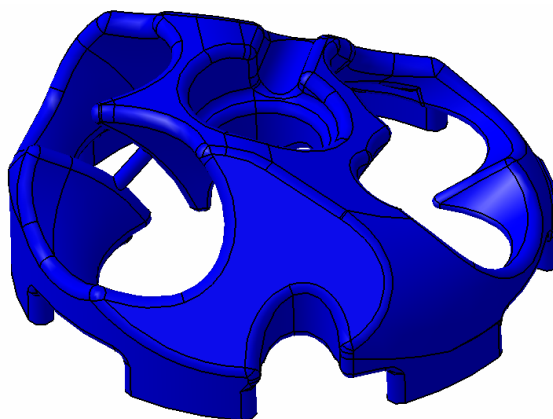


Obr. 37: Spalovací prostor

4.4.3 Vodní prostor

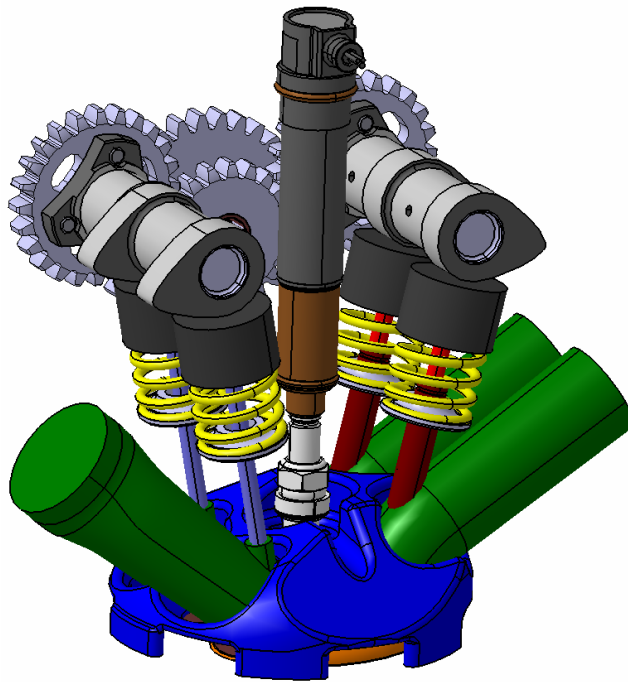
Vodní prostor v hlavě válce má za úkol odvádět teplo z hlavy válce a tím ji chladit. Zároveň se musí vyhnout dílům rozvodového mechanismu, svíče a sacím a výfukovým kanálům se zachováním dostatečné tloušťky stěny, zde 3 mm.

Propojení v oblasti mezi výfukovými kanály je vývrtem vedeným ze spodu hlavy.



Obr. 38: Vodní prostor v hlavě válce

4.4.4 Odlitek hlavy válce

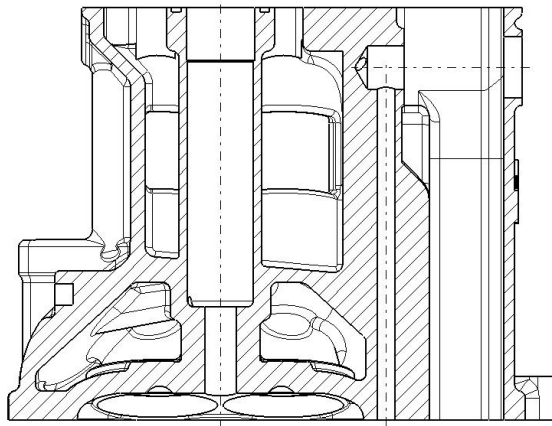


Obr. 39: Jádra pro odlitek hlavy válce

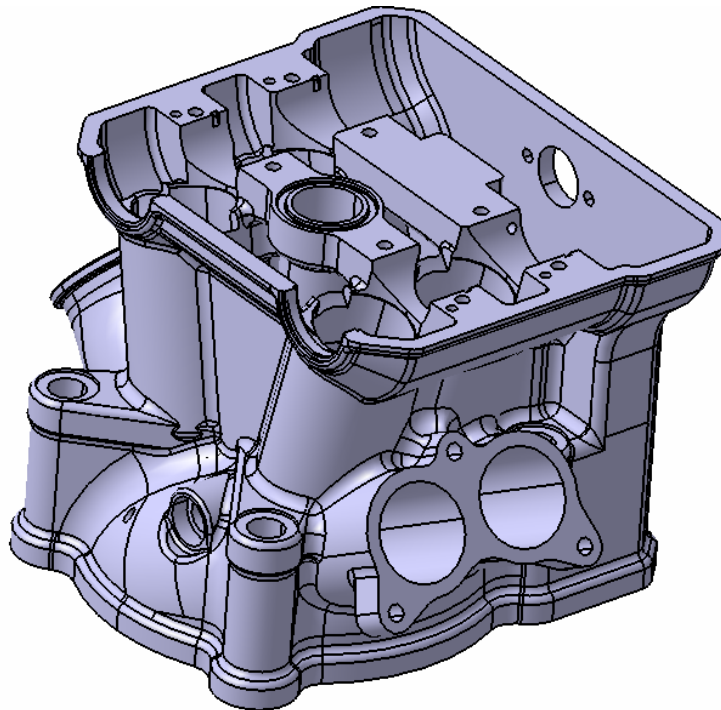
Vlastní odlitek hlavy válce vznikl obalením jader spalovacího prostoru, vodního prostoru a jader kanálů. K tomu se přidal prostor pro ventilové pružiny a zdvihátka a podpěry uložení ložisek vačkových hřídelí. Dalším konstrukčním prvkem je šachta pro svíčku se zapalovací cívkou. Olej pro mazání ložisek vačkových hřídelí je do hlavy přiveden vývrtem ze spodu hlavy a hlavou je veden sloupkem, který slouží zároveň jako úchyt hřídelky pro ozubené kolo rozvodu. Vnitřní prostor má kvůli odtoku oleje z hlavy válce spád směrem k šachtě rozvodového řetězu.

Odlitek je následně pro zajištění správných geometrických přesností obráběn. Nejdůležitější obráběné plochy jsou dosedací plocha hlavy, plochy pro nalisování ložisek vačkových hřídelí a dosedací plochy pro matice hlavových šroubů. Další obráběné plochy jsou rovina těsnění víka hlavy, dosedací plocha pro uchycení hřídelky ozubeného kola rozvodu a příruby sání a výfuku. Do odlitku jsou pak ještě vyvrtány díry pro vedení oleje na mazání ložisek vačkových hřídelí a jehlových ložisek, na kterých se otáčí ozubené kolo rozvodu. Do hlavy válce je také vyvrtána díra pro nalisování trubky odvádějící chladící vody z prostoru hlavy válce. Z důvodu kondenzace vodních par v utěsněném prostoru pro zapalovací cívku je do tohoto prostoru vyvrtána díra pro odvod zkondenzované vody.

Odlitek hlavy válce bude z hliníkové slitiny a jeho předpokládaná hmotnost po obrobení je 1,73 kg.



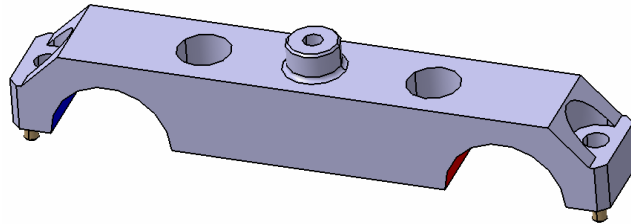
Obr. 40: Řez hlavy válce rovinou procházející osou svíčky



Obr. 41: Obrobený odlitek hlavy válce

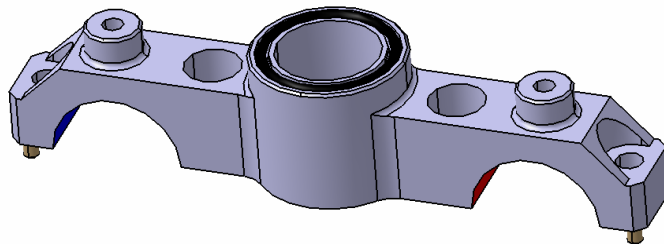
4.4.5 Víčka ložisek vačkových hřídelí

Protože je průměr ložisek vačkových hřídelí menší než průměr kružnice opsané přes vrcholy vaček, je potřeba, aby ložiska vačkových hřídelí byla dělená. Spodní polovina ložiska je nalisována přímo v hlavě válce, horní poloviny jsou pak nalisovány do víček ložisek. Víčka ložisek jsou frézovaná z duralu a jejich správná poloha vzhledem k osám vačkových hřídelí v hlavě válce je zajištěna kolíky. Každé z víček je k hlavě uchyceno pomocí čtyř M5 závrtných šroubů a mitek s dvojitým šestihranem.



Obr. 42: Víčko ložisek vačkových hřídelí

Širší víčko ložisek vačkových hřídelí má uprostřed ještě válcovou část, která navazuje na šachtu zapalovací cívky a je těsněná s hlavou i víkem hlavy pomocí O-kroužků.

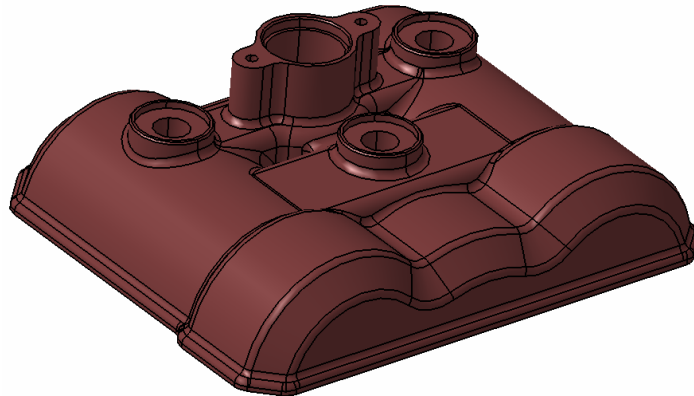


Obr. 43: Víčko ložisek vačkových hřídelí s průchodem pro zapalovací cívku

4.4.6 Víko hlavy válce

Úkolem víka hlavy válce je uzavření hlavy válce a uchycení zapalovací cívky. Víko jsem modeloval jako odlitek z hořčíkové slitiny. Díky tomu víko váží pouhých 155 g. Spojení víka s hlavou je zajištěno pomocí tří šroubů M6 s těsněním. Víko je přišroubováno k víčkům ložisek vačkových hřídelí. Obvod víka hlavy je těsněn gumovým těsněním s půlměsíčky na utěsnění odebrání vzniklého po obrábění dosedacích ploch vačkových ložisek.

Poměrně výraznou součástí víka je sloupek pro zapalovací cívku a její příchytka bránící případnému uvolnění zapalovací cívky ze svíčky.



Obr. 44: Víko hlavy motoru



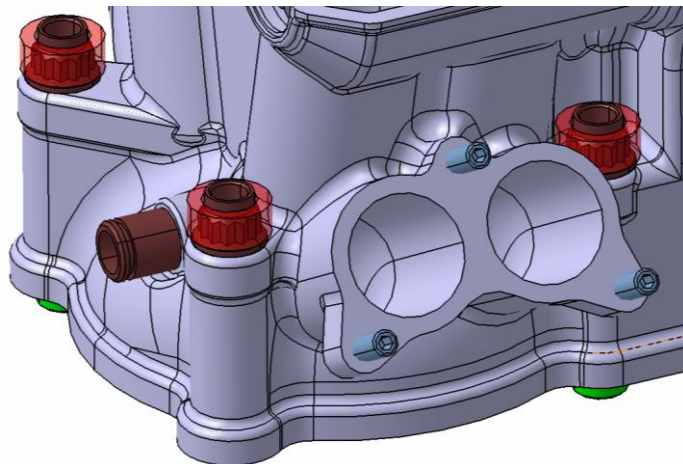
Obr. 45: Těsnění víka hlavy motoru

4.4.7 Propojení hlavy válce s válcem

Spojení hlavy válce s válcem je provedeno pomocí čtyř M10 závrtných šroubů zašroubovaných do bloku motoru. Zajištění správné vzájemné polohy hlavy válce a válce je provedeno dutými kolíky, které jsou umístěny okolo dvou vzájemně úhlopříčných hlavových šroubů. Hlava válce je dále ještě spojena s válcem dvěma závrtnými šrouby M5 okolo šachty rozvodového řetězu. Dosedací plochy matic jsou na odlitku zafrézovány.

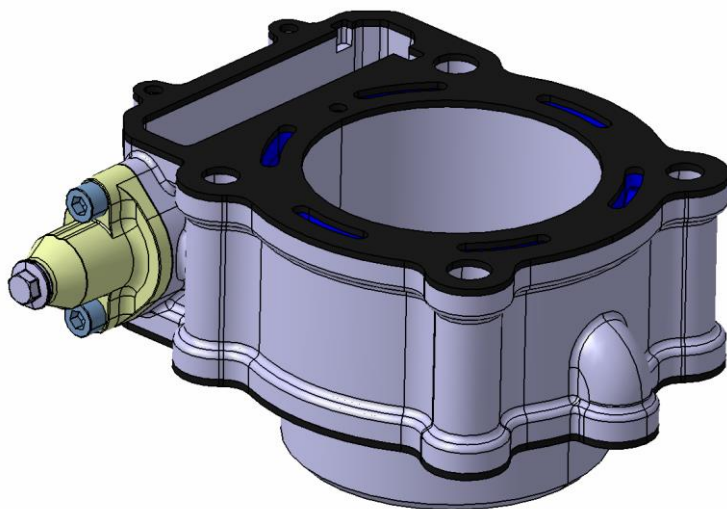
Použité matice jsou ze sortimentu firmy Sobek, jedná se o matice s dvojitým šestihranem, přírubou a krčkem. Dvojitý šestihran má oproti jednoduchému šestihranu výhodu v možnosti většího utahovacího momentu (158% oproti jednoduchému šestihranu).

Při tvorbě modelu hlavy bylo potřeba vzít v potaz i možnosti utahování matic hlavových šroubů. Matice budou utahovány očkovým klíčem, jehož rozměry jsem si okolo matic vytvořil jako pomocnou plochu, pro kontrolu, jestli se klíč půjde na matici nasadit.



Obr. 46: Kontrola prostoru pro klíč okolo matic

4.5 Válec motoru

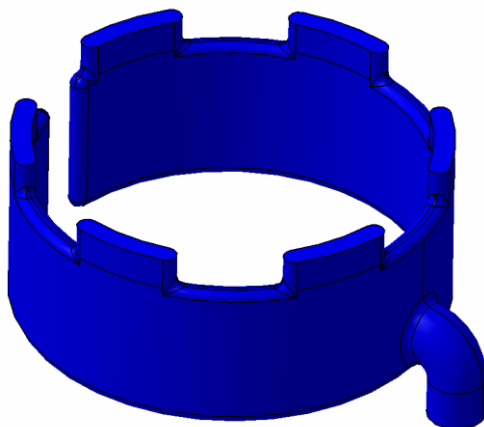


Obr. 47: Sestava válce motoru

Válec motoru je logickým pokračování hlavy válce. Na hlavu navazuje geometricky shodnou přírubou a spojuje hlavu válce s blokem motoru. Uvnitř válce je vodní jádro na chlazení válce, které navazuje na vodní jádro v hlavě. Přívod vody do odlitku válce je zespod, na pravé straně motoru. Vyvrtanou dírou ve válci je pak veden mazací olej do hlavy. Ve válci je zároveň také umístěn mechanismus pro dopnutí rozvodového řetězu. Válec je konstruován jako odlitek o hmotnosti 0,97 kg.

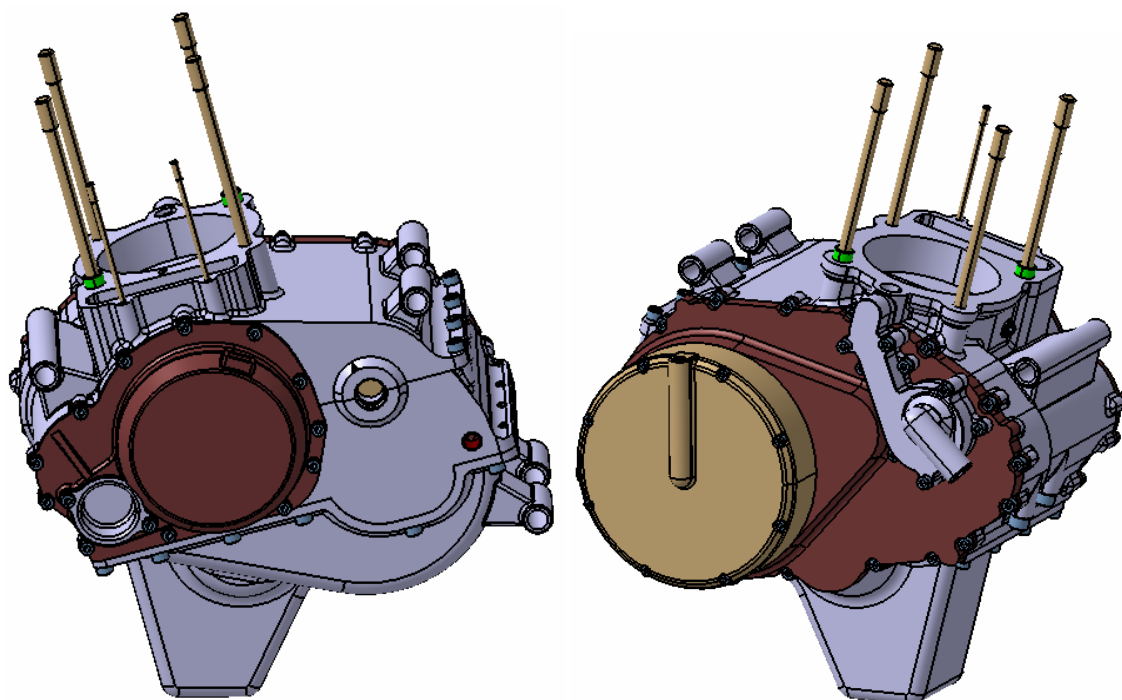
Spojení válce s blokem motoru je provedeno pomocí centrování přímo za vystupující část válce a pomocí dutého kolíku kolem jednoho z hlavových šroubů.

Šachta řetězu má nahoře vyfrézovanou drážku, do které zapadá kolík v horní díře vodítka rozvodového řetězu.



Obr. 48: Vodní prostor ve válci

4.6 Blok motoru



Obr. 49, 50: Sestava bloku motoru

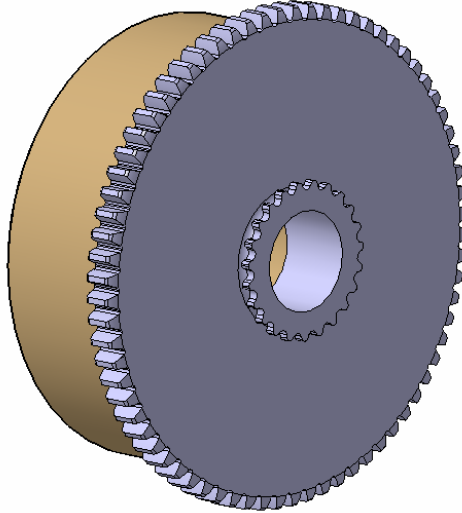
Blok motoru je základní stavební jednotka celého motoru. V bloku motoru jsou uloženy kliková i vyvažovací hřídel, jsou k němu připojeny hlavovými šrouby válec s hlavou motoru a zároveň je v něm uložena převodovka. Blok slouží k uchycení celého motoru k rámu motocyklu. K bloku motoru je přišroubován i blok olejových čerpadel, olejový filtr, olejová vana a pro rozvod oleje jsou v bloku motoru rozváděcí kanálky. K bloku motoru, na jeho pravé boční víko, je pak přišroubováno čerpadlo chladicího okruhu.

Blok jsem se rozhodl udělat jako horizontálně dělený z důvodu snazší montáže hlavních ložisek a kvůli možnosti použít upravená ložiska ze sériových motocyklů. Další výhodou horizontálně děleného bloku je ve snazším vedení oleje na všechna mazaná místa. Dělicí rovina bloku prochází osami klikové a vyvažovací hřídele a dále pak výstupní hřídelí převodovky.

4.6.1 Spojka a převodovka

Spojka i převodovka nejsou modelovány detailně, ale pouze schematicky, kdy pro mě bylo důležité hlavně znát jejich vnější a připojovací rozměry pro potřeby další konstrukce.

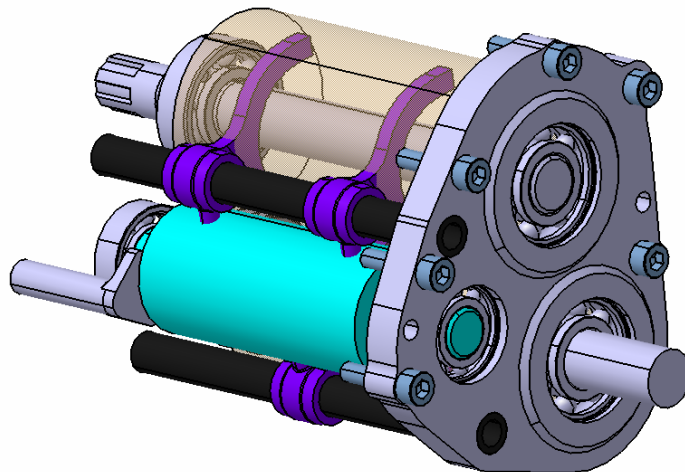
Průměr spojky je odvozen z podobných motorů a je 130 mm. Počet zubů na ozubeném kole na spojce vychází dle zvoleného primárního převodu $i_1 = 2,666$ na 72 zubů modulu 2. Na zadní straně spojky je pak ještě uděláno řetězové kolo sloužící pro pohon olejových čerpadel.



Obr. 51: Spojka s řetězovým kolem pro pohon olejových čerpadel

Převodovka je dvouhřídelová s roztečí hřídelí 55 mm. Převodovka je řešena jako kazetová, kdy jde celá převodovka vyjmout a namontovat převodovka jinými převodovými stupni. Obě hřídele i řadící váleček jsou uloženy v kuličkových ložiskách. Výstupní hřídel převodovky je umístěna do dělicí roviny bloku motoru a vstupní hřídel se spojkou je pak umístěna pod ní. Řadící váleček je pak umístěn směrem dozadu za obě hřídele.

Uchytení převodovky k bloku motoru je pomocí šesti M6 šroubů a správná pozice převodovky, kdy jsou souosá ložiska hřídelí, je zajištěna pomocí dvou kolíků o průměru 6 mm.

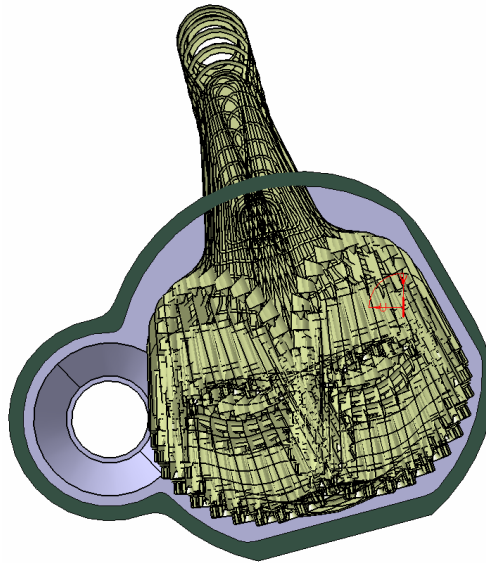


Obr. 52: Převodovka

4.6.2 Vlastní model bloku motoru

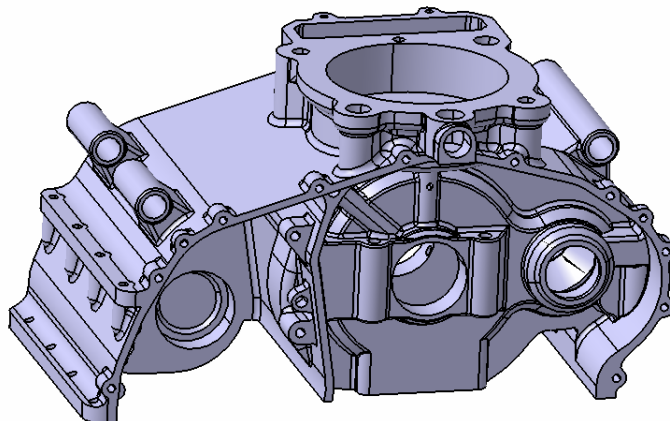
Model bloku motoru jsem začal rozmístěním jednotlivých podsestav do správných pozic, abych věděl, na co musí blok navazovat. S tím mi pomohl skeleton motoru. K modelu klikového mechanismu pak bylo ještě potřeba udělat studii pohybu ojnice.

Vlastní model jsem začal uzavřenou klikovou skříní, ke které jsem postupně přidával další prvky.

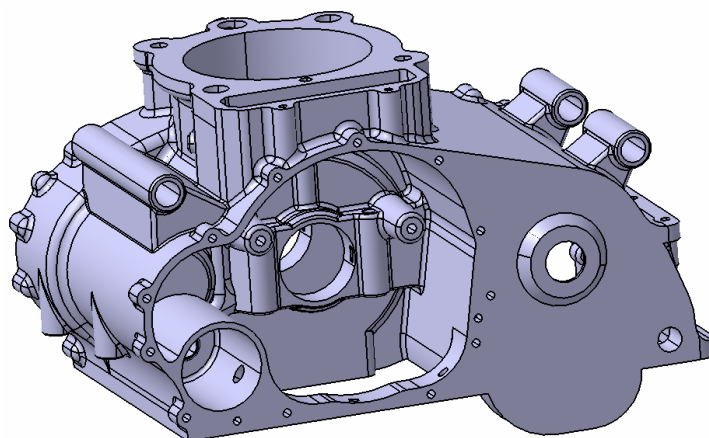


Obr. 53: Kliková skříň se studií pohybu ojnice

V dalším kroku jsem udělal obal převodovky a napojení bloku na válec. Následně jsem model doplnil o prostor pro olejový filtr a kanálky pro rozvod oleje. K bloku jsem pak přidal příruby pro jeho rozdělení na horní a dolní polovinu a přírubu pro uchycení olejové vany. V dalším kroku jsem model bloku motoru doplnil o nálitky na uchycení bočnick vík a k modelu jsem přidal úchyty na rám. Tam, kde to bylo konstrukčně možné, je tloušťka stěn modelu bloku 4 mm.



Obr. 54: Model bloku motoru



Obr. 55: Model bloku motoru

Posledním krokem bylo rozdělení modelu bloku na dvě poloviny, neboť do té doby jsem blok kreslil jako jednu součást. Spojení obou polovin je pomocí šesti M8 šroubů v místě kolem hlavních ložisek a před vyvažovací hřídelí, dále jsou obě poloviny spojeny pomocí čtyř M6 šroubů v zadní části bloku. Zajištění správné vzájemné polohy obou polovin je zajištěno dvěma kolíky průměru 6 mm. K dostatečně pevnému spojení obou polovin pak napomáhají i boční víka.

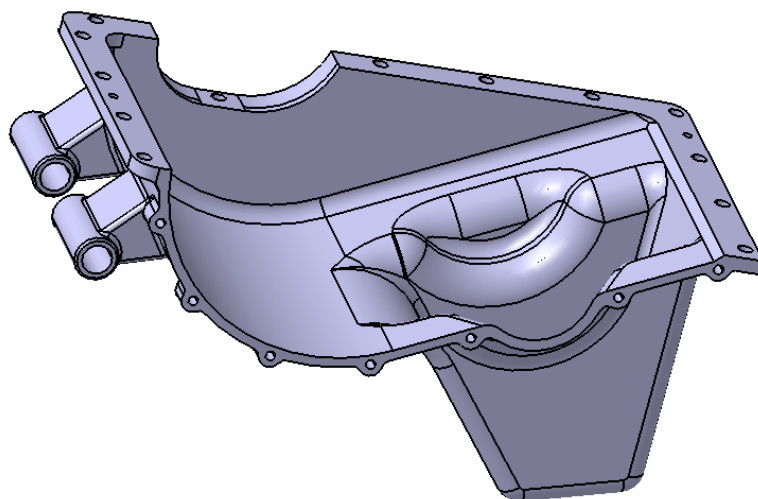
Blok jsem modeloval jako hliníkový odlitek Hmotnost horní poloviny bloku pak je 2,1 kg a hmotnost spodní poloviny je 1,3 kg.

4.6.3 Olejová vana

Olejovou vanu jsem modeloval celou dobu současně s vlastním modelem bloku motoru a od něj ji oddělil až na konci tvorby modelu. Olejová vana je modelována jako odlitek s tloušťkou stěny 4 mm a k bloku motoru je chycena pomocí třinácti M6 šroubů. Protože je vana motoru na pravé straně z části uzavřena bočním víkem a zároveň se na vaně nachází i jeden z úchytů motoru k rámu, je poloha vany vzhledem k spodní polovině bloku zajištěna dvěma kolíky o průměru 4 mm.

Olejová vana je udělaná v místě sacího koše olejového čerpadla úzká a vysoká, aby nedocházelo k velkému přelévání oleje, aby se olej stačil dostatečně uklidnit.

Předpokládaná hmotnost olejové vany je 1,02 kg.

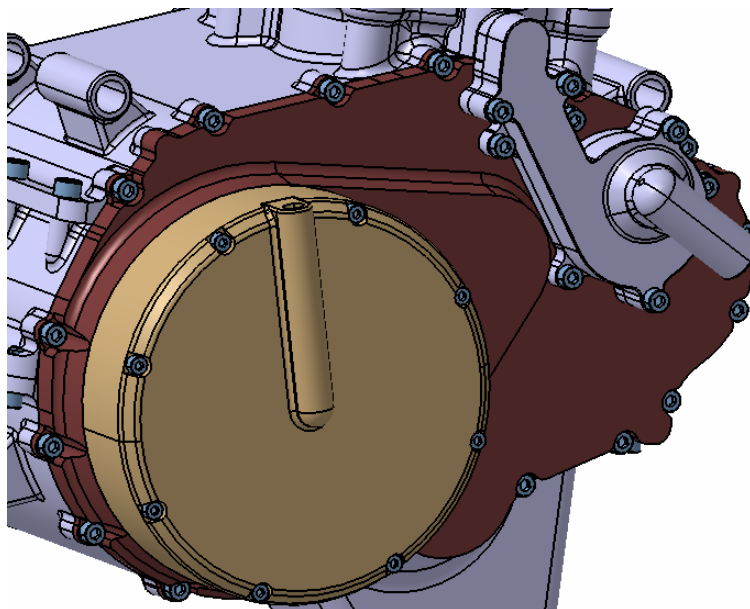


Obr. 56: Olejová vana

4.6.4 Pravé víko

Pravé víko bloku motoru slouží hlavně jako kryt primárního převodu a spojky. Kryt samotné spojky je jako samostatný díl. K pravému víku je ještě přišroubováno čerpadlo chladicího okruhu. Z tohoto důvodu musí být poloha víka vůči bloku jasně vymezená, proto je poloha víka zajištěna dvěma kolíky průměru 4 mm. Víko je pak přišroubováno pomocí sedmnácti M5 šroubů k horní i dolní polovině bloku a k olejové vaně. Kryt spojky je pak k hlavní části víka přišroubován pomocí osmi M4 šroubů.

Kvůli úspoře hmotnosti budou pravé víko i kryt spojky vyrobeny z hořčikové slitiny a jejich hmotnost tak dohromady je 0,77 kg.

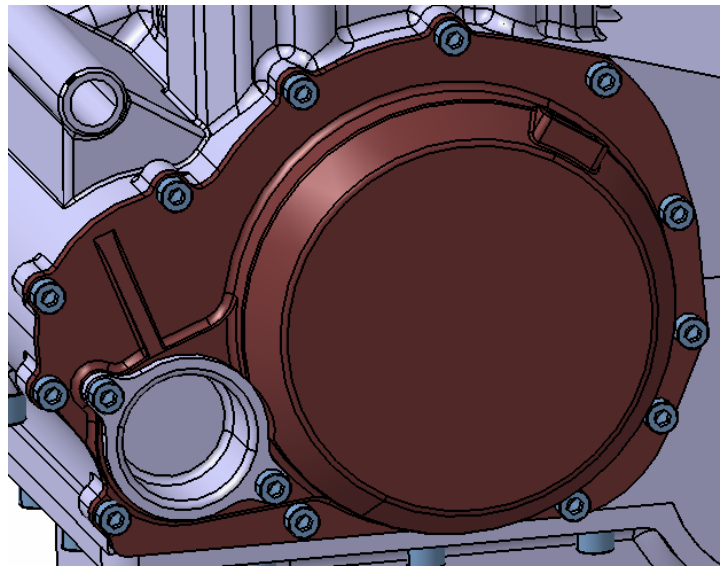


Obr. 57: Pravé víko bloku motoru s krytem spojky a čerpadlem chladicího okruhu

4.6.5 Levé víko

Levé víko bloku motoru slouží hlavně k zakrytí alternátoru a je k němu chycen stator alternátoru. K víku je zároveň chyceno i víčko olejového filtru, které filtr dotlačuje na kužel v dolní polovině bloku motoru a tím zajišťuje průchod oleje filtrem. Kvůli statoru alternátoru musí být pozice víka vzhledem k bloku jasně daná, toho je dosaženo pomocí dvou kolíků průměru 4 mm. Levé víko motoru je k bloku chyceno pomocí dvanácti M5 šroubů.

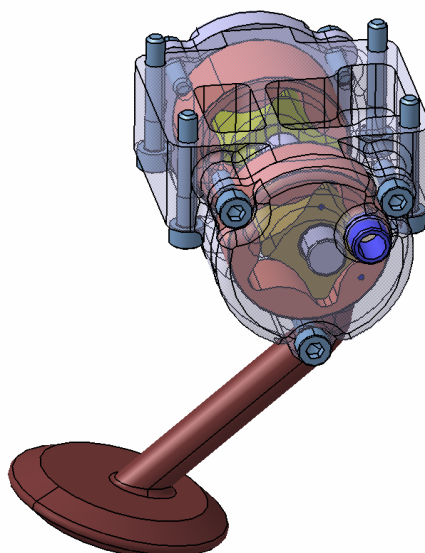
Kvůli úspoře hmotnosti motoru je víko vyrobeno z hořčíkové slitiny a jeho hmotnost je tak pouhých 0,18 kg.



Obr. 58: Levé víko bloku motoru s víčkem olejového filtru

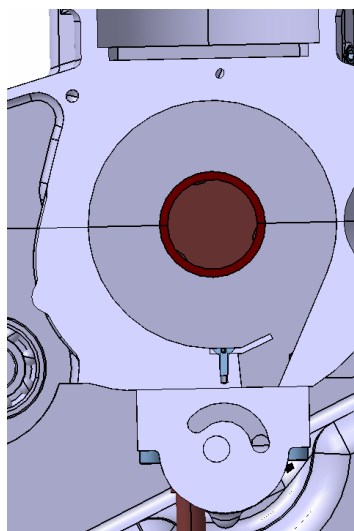
4.7 Rozvod oleje

Rozvod oleje v motoru je zajištěn dvěma trochoidními čerpadly a systémem kanálků a vývrtů. První trochoidní čerpadlo, s vyšším výkonem, odsává olej z klikové skříně a vypouští ho do olejové vany. Druhé olejové čerpadlo, s menším výkonem, nasává olej z olejové vany a skrz olejový filtr ho olejovými kanálky dopravuje do mazaných míst. Olejová čerpadla jsou poháněna řetízkem od tělesa spojky. U motoru se počítá s jednou společnou olejovou náplní pro mazání motoru i převodovky.



Obr. 59: Blok olejových čerpadel

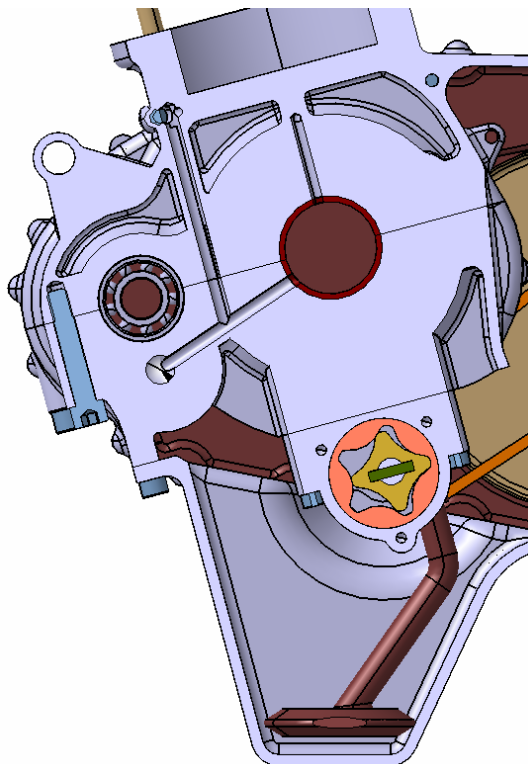
Blok olejových čerpadel je přišroubován k spodní polovině bloku motoru. Olej z klikové skříně je ke vstupu do odsávacího čerpadla přiváděn vybráním v klikové skříní, kde je ještě přišroubovaný plech sloužící jako ostřihová hrana k oddělení oleje rotujícího s klikovou hřídelí v klikové skříní.



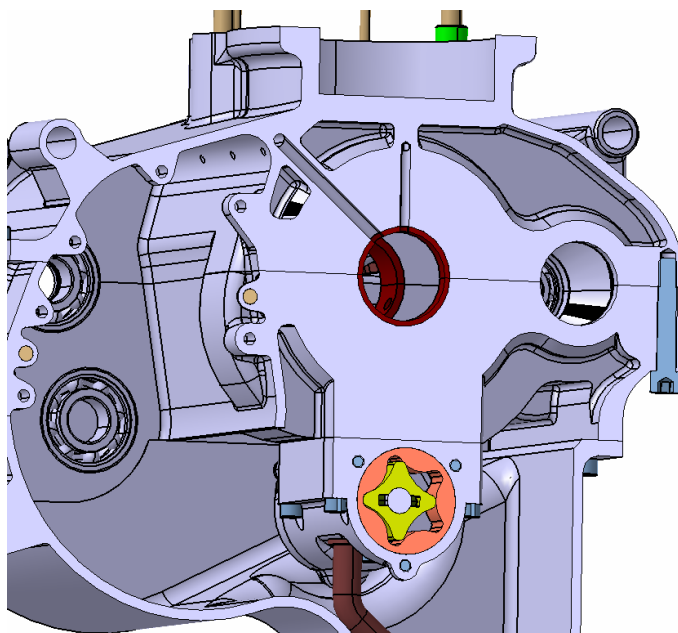
Obr. 60: Odvod oleje z klikové skříně

Sací čerpadlo nasává olej z olejové vany sacím košem a posílá jej dál do olejového filtru. K filtru je olej z čerpadla veden pomocí tlakové trubky se šroubením na koncích. Po průchodu olejovým filtrem je olej už veden kanálky na jednotlivá mazaná místa. Olej z filtru vede kanálkem do levého hlavního ložiska, odkud je dutou klikovou hřídelí veden na mazání ojničního čepu a dál do pravého hlavního ložiska. Z obou ložisek pak vedou kanálky směrem nahoru, které slouží pro vedení oleje na ostřík pístu a s ním spojené mazání pístního čepu. Pravý kanálek pro vedení oleje na ostřík pístu má

ještě jeden otvor, který slouží k mazání ozubených kol primárního převodu. Z pravého ložiska pak ještě vede kanálek na mazání ozubených kol převodovky.



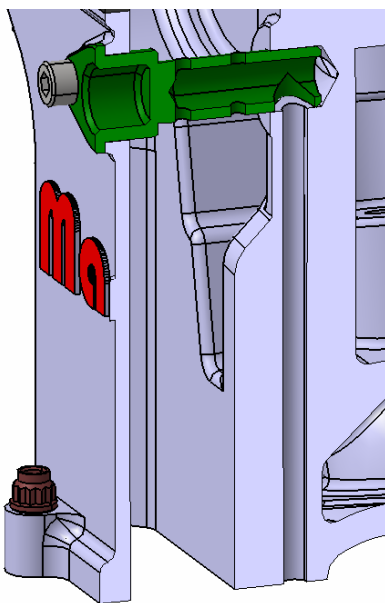
Obr. 61: Řez levým hlavním ložiskem s viditelnými olejovými kanálky



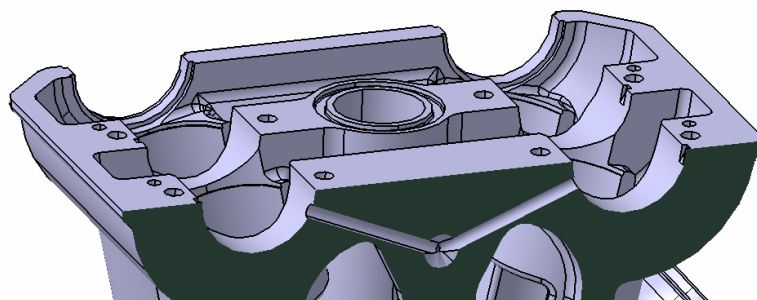
Obr. 62: Řez pravým hlavním ložiskem s viditelnými olejovými kanálky

Do hlavy motoru je olej veden svislým kanálkem odbočujícím z hlavní větve vedoucí olej od filtru k levému hlavnímu ložisku. Tento kanálek pak ústí do z předu

motoru šikmo vrtaného kanálku, který spojuje svislý kanálek vedoucí olej od filtru se svislým vývrtem vedoucím olej do válce motoru. Válcem motoru je pak olej přiveden do hlavy válce, kde slouží k mazání jehlových ložisek vloženého kola převodu rozvodu a k mazání ložisek vačkových hřídelí. K ložiskům vačkových hřídelí, které jsou blíž u ozubených kol, je olej přiveden šikmo vrtanými kanálky a k druhým ložiskům je pak veden dutými vačkovými hřídelemi. Do dutých vačkových hřídelí jsou pak i vyvrtány díry na mazání kontaktu vaček se zdvihátky. Z hlavy motoru je pak olej odváděn šachtou pro rozvodový řetěz.



Obr. 63: Řez hlavou motoru s viditelným přívodem oleje

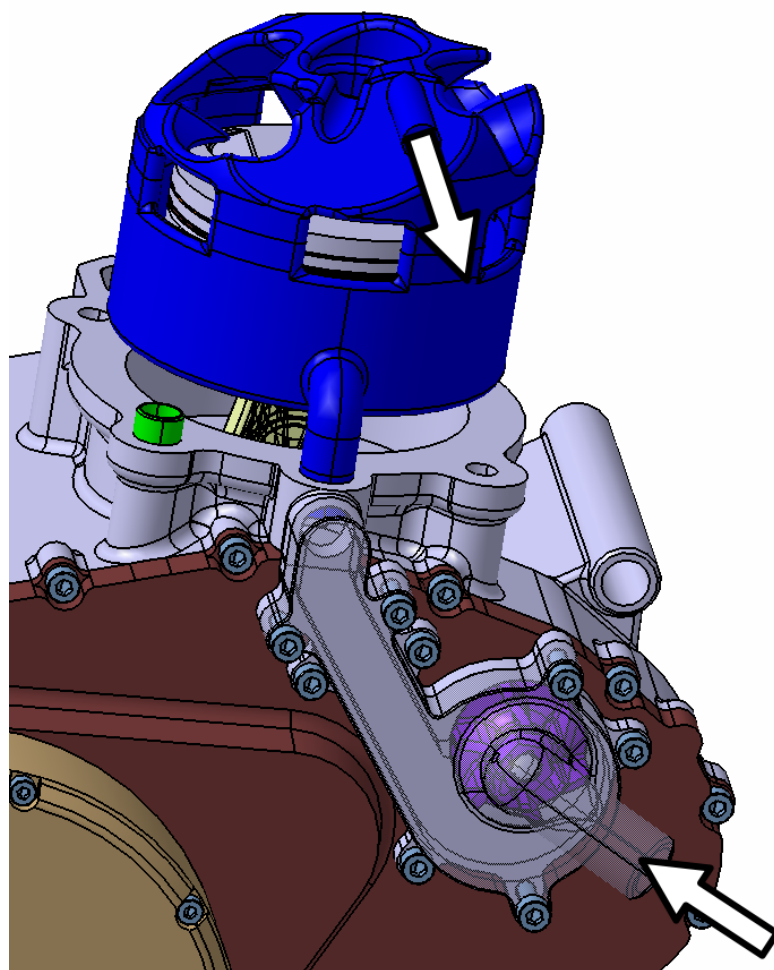


Obr. 64: Přívod oleje do ložisek vačkových hřídelí

4.8 Rozvod chladicí kapaliny

Rozvod chladicí kapaliny v motoru je tvořen čerpadlem chladicí kapaliny a vodními prostory ve válci a v hlavě válce. Čerpadlo je poháněno od vyvažovací hřídele převodem ozubenými koly a je uchyceno zvnějšku na pravé boční víko bloku motoru.

Sání čerpadla je v axiálním směru a jeho výtlak je ve směru radiálním. Oběh chladícího média je tedy skrz čerpadlo do válce a odtud do hlavy motoru. Z hlavy motoru jde teplá chladicí kapalina do chladiče, odkud si ji zase nasává čerpadlo.



Obr. 65: Rozvod chladicí kapaliny s průhledným víkem čerpadla

4.9 Sestava celého motoru

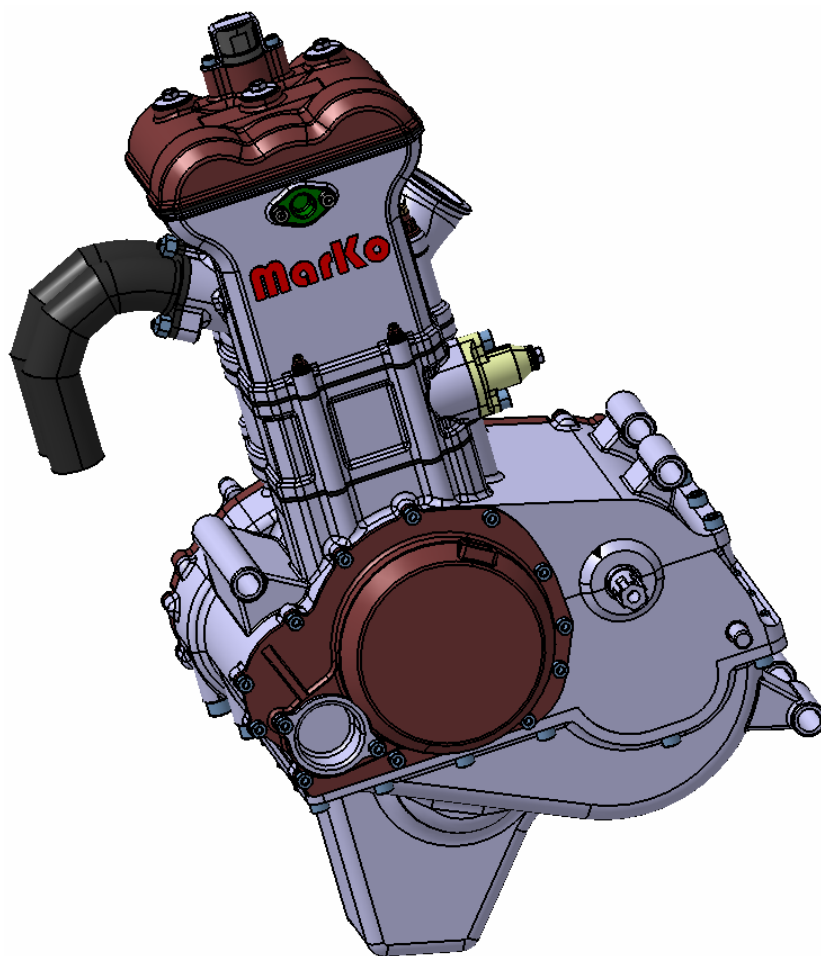
Po vymodelování všech funkčních podsestav jsem z nich složil sestavu celého motoru. K hlavě válce jsem ještě kvůli zjištění vnějších rozměrů motoru připojil model výfuků.

Vnější rozměry motoru (viz Příloha 1) jsou: výška: 509 mm

délka: 413 mm

šířka: 260 mm

Předpokládaná suchá hmotnost celého motoru je 21,6 kg. Hmotnost ještě bude ovlivněna detailním modelem převodovky a spojky.

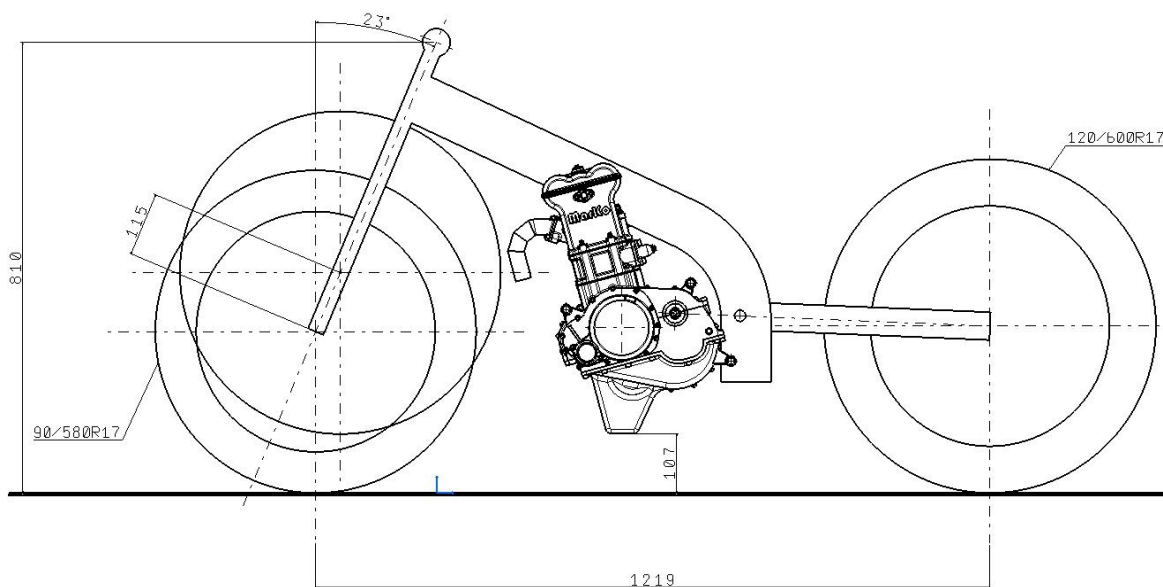


Obr. 66: Sestava celého motoru

4.10 Umístění motoru v rámu motocyklu

Pro studii umístění motoru do rámu motocyklu (viz Příloha 2) jsem musel nakreslit schematicky rám motocyklu. Rozměry rámu jsem převzal z rámu motocyklu Honda NSF250R. Jednalo se hlavně o rozvor, velikost kol, světlou výšku a úhel sklonu přední vidlice. Do modelu jsem zakreslil i polohu předního kola při maximálním propružení přední vidlice.

Motor bude k rámu motocyklu uchycen ve třech místech šrouby velikosti M12.



Obr. 67: Umístění motoru v rámu motocyklu

Ze studie umístění motoru do rámu motocyklu je vidět, že uchycení zadní vidlice je poměrně daleko od osy výstupu převodovky. To má nevýhodu ve velkých změnách napnutí řetězu během propružení motocyklu. Tento problém vznikl už zvolením vzájemného rozložení převodovky se spojkou a primárním převodem. Z důvodu nedostatku času jsem už problém nemohl vyřešit, protože jeho řešení by znamenalo předělání celého bloku motoru. Problém by se dal řešit jiným vzájemným rozložením převodovky se spojkou a primárním převodem. Například takovým rozložením, při kterém by vstupní hřídel převodovky byl v rovině dělení bloku motoru a výstupní hřídel by vystupoval z bloku motoru blíž k ose otáčení zadní vidlice.

5 Výpočtová část

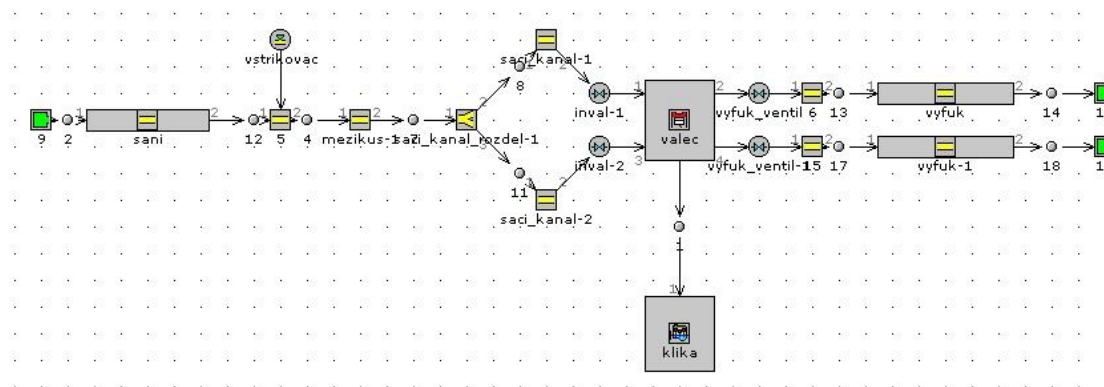
5.1 Základní termodynamický model motoru

Ještě než jsem začal dělat simulační model motoru, spočítal jsem si jeho maximální užitečný výkon motoru, P_e :

$$P_e = \frac{i_v \cdot i_p \cdot V_z \cdot p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,25 \cdot 1,35 \cdot 13500}{30 \cdot 4} = 37,96 \text{ kW}$$

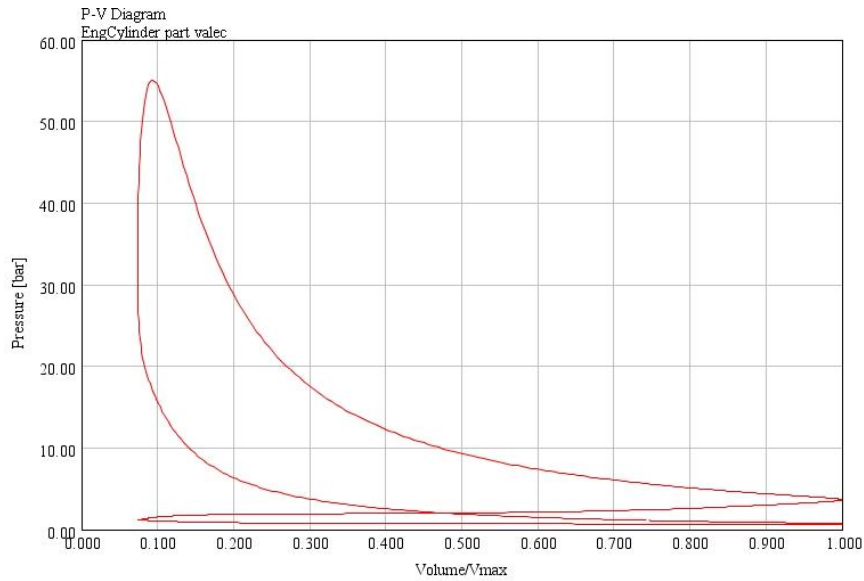
kde $p_e = 1,35 \text{ MPa}$ je střední užitečný tlak. Výkon motoru je dostačující, motor Honda má výkon 35,3 kW, motor KTM má výkon vyšší, 41 kW.

Termodynamický simulační model motoru jsem vytvořil pomocí programu GT Power. Jedná se o 1-D model, který respektuje základní rozměry motoru. V modelu je zanedbáno použití airboxu a tlumiče hluku výfuku. V modelu rovněž není uvažováno laděné sání, kterým by se dal výkon motoru dále navýšit.



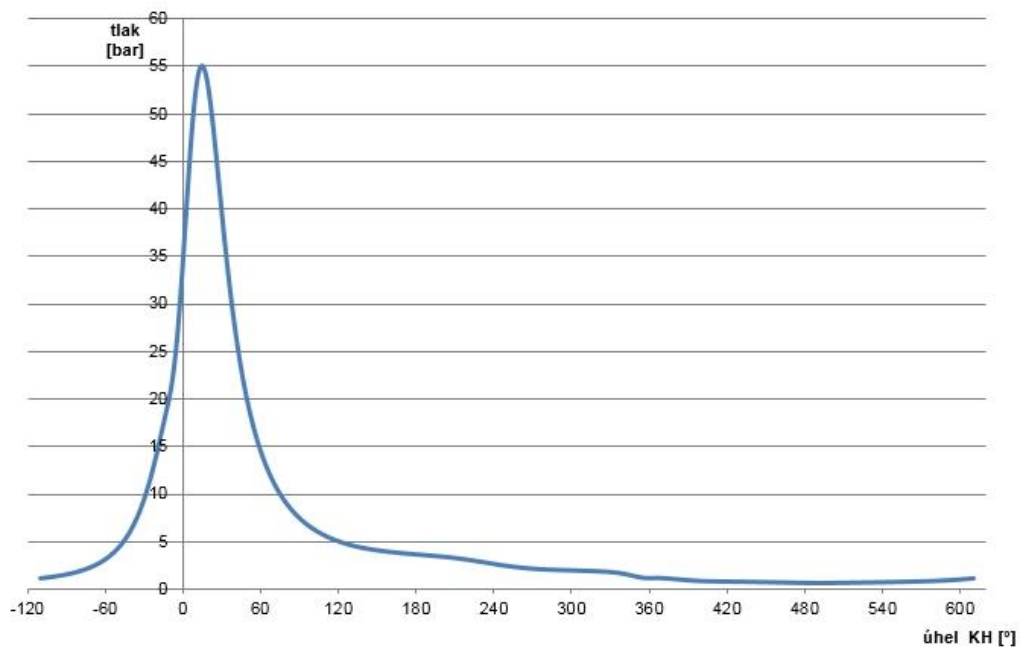
Obr. 68: Model motoru v simulačním programu GT Power

Jedním z výstupů simulačního modelu je p-V diagram, na němž je vidět maximální tlak plynů působící na píst motoru 55 bar.



Obr. 69: *p-V diagram*

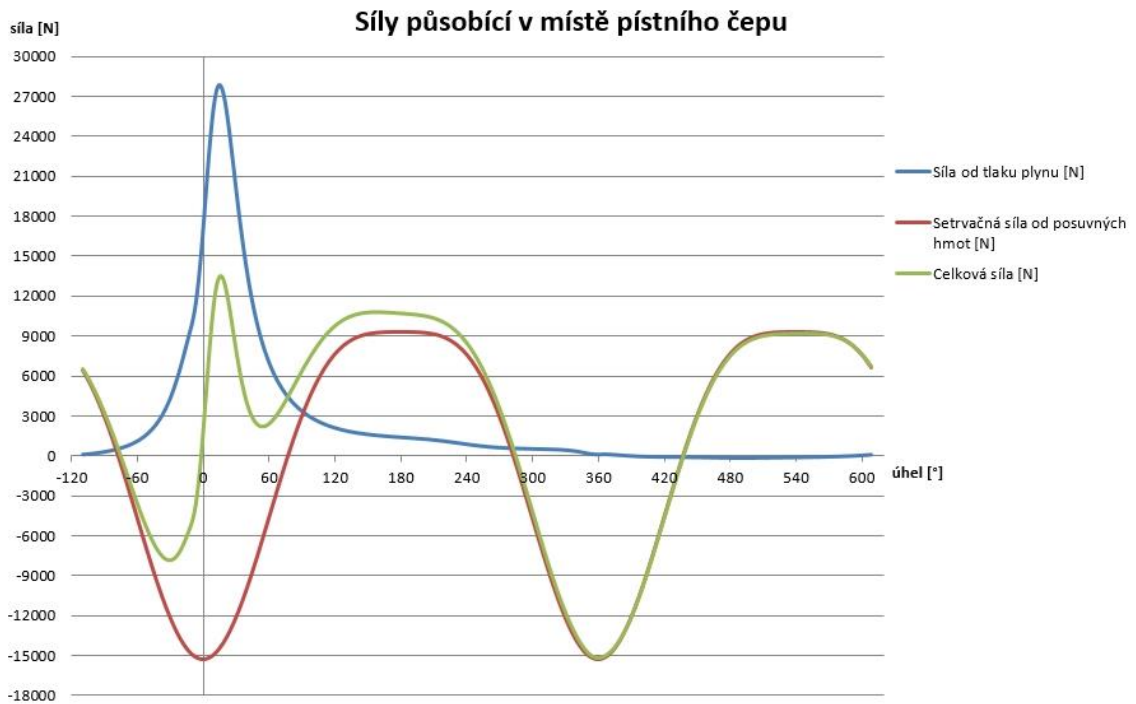
Dalším důležitým výstupem je průběh tlaku ve válci motoru v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele. Z tohoto průběhu jsem pak získal průběh síly od tlaku plynů, kterou potřebuji pro pevnostní kontrolu částí klikového mechanismu. Maximální tlak 55 bar působí na píst v poloze 15° za horní úvratí.



Obr. 70: *Průběh tlaku ve válci motoru v závislosti na otočení klikové hřídele*

5.2 Pevnostní kontrola částí klikového mechanismu

Pro pevnostní kontrolu částí klikového mechanismu bylo rozhodující určit maximální síly působící v místě pístního a ojnicního čepu. V místě pístního čepu působí zároveň síla od tlaku plynů a setrvačná síla posuvných hmot klikového mechanismu. Součtem těchto sil dostanu celkovou sílu působící v místě pístního čepu, jejíž maximální hodnoty jsou důležité pro pevnostní výpočet dílů klikového mechanismu.



Obr. 71: Síly působící v místě pístního čepu

Maximální síla působící ve směru od hlavy motoru směrem ke klikové hřídeli, namáhající ojnici na tlak je 13468 N. Maximální síla působící v opačném směru, namáhající ojnici na tah má hodnotu 15200 N.

5.2.1 Kontrola ojničních šroubů

Kromě statické síly od předpětí F_{PR} působí na ojniční šrouby za provozu motoru ještě setrvačné síly posuvných a rotačních hmot ojnice a pístní skupiny F_S' . Největší zatížení ojničních šroubů je dosahováno v horní úvrati při výměně náplně válce.

Aby nedošlo k odlehnutí dosedacích ploch tělesa ojnice od víka ojnice je potřeba, aby síla od předpětí byla vyšší než setrvačná síla připadající na jeden šroub.

$$F_{PR} > F_{S1}'$$

kde F_{S1}' jsou setrvačné síly působící na jeden ojniční šroub. Celková setrvačná síla namáhající ojniční šrouby F_S' :

$$F_S' = F_{SP} + F_{SR}$$

$$F_{SR} = m_{roj} \cdot r_k \cdot \omega_k^2 = 0,108 \cdot 0,0245 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 13500}{30} \right)^2 = 5288 \text{ N}$$

$$F_S' = 15200 + 5288 = 20488 \text{ N}$$

$$F_{S1}' = \frac{F_S'}{2} = \frac{20488}{2} = 10244 \text{ N}$$

kde $F_{SP} = 15200 \text{ N}$ je setrvačná síla posuvných hmot působící v horní úvrati při výměně náplně válce a F_{SR} je setrvačná síla od rotačních hmot ojnice. m_{roj} je hmotnost rotační hmoty ojnice, r_k je poloměr kliky a ω_k je úhlová rychlost klikové hřídele.

Síla od předpětí šroubu F_{PR} se obvykle volí v rozmezí $(2 \div 3) \cdot F_{S1}'$:

$$F_{PR} = 2,5 \cdot F_{S1}' = 2,5 \cdot 10244 = 25610 \text{ N}$$

Maximální síla namáhající ojniční šroub na tah F_S je pak:

$$F_S = F_{PR} + \chi \cdot F_{S1}'$$

$$\chi = \frac{K_O}{K_O + K_S}$$

kde χ je součinitel zatížení šroubového spoje a K_S a K_O jsou součinitele poddajnosti šroubu a ojnice. Poddajnost ojnice jsem vypočetl a poddajnost ojničního šroubu jsem určil pomocí MKP v programu Catia.

$$K_O = \frac{l_O}{E_O \cdot S_O} = \frac{0,0355}{1,14 \cdot 10^{11} \cdot 120,5 \cdot 10^{-6}} = 2,58 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$$

$$K_S = 3,19 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$$

$$\chi = \frac{2,58 \cdot 10^{-9}}{2,58 \cdot 10^{-9} + 3,19 \cdot 10^{-9}} = 0,447$$

↓

$$F_S = F_{PR} + \chi \cdot F_{S1}' = 25610 + 0,447 \cdot 10244 = 30189 \text{ N}$$

kde l_o je délka otvoru pro ojnicí šroub v materiálu ojnice, E_o je modul pružnosti materiálu ojnice a S_o je plocha, v níž se dotýkají těleso ojnice s víkem ojnice, připadající na jeden šroub.

Šrouby jsem zvolil od firmy Pankl se závitem M9x1 z materiálu MP35N.

MP35N	
Hustota ρ	8430 kg·m ⁻³
Modul pružnosti v tahu E	2,34·10 ⁵ MPa
Modul pružnosti ve smyku G	0,807·10 ⁵ MPa
Mez pevnosti Rm	2068 MPa
Mez kluzu Re	2000 MPa
Mez únavy $\sigma_{C(-1)}$	0,46·Rm = 942 MPa

Tab. 2: Materiálové vlastnosti ojnicích šroubů

Ojnicí šrouby jsem kontroloval a) v místě nejmenšího průřezu dřívku a b) v jádru závitu. Pro obě místa jsem určil maximální a minimální napětí a z nich pak napětí střední σ_m a amplitudu napětí σ_a . Hodnoty jsem pak vynesl do Smithova diagramu a z něj určil bezpečnost. Pro konstrukci Smithova diagramu jsem mez únavy $\sigma_{C(-1)}$ snížil součinitelem $\phi = 4,5$ na $\sigma_{C(-1)}^x$.

$$\sigma_{C(-1)}^x = \frac{\sigma_{C(-1)}}{\phi} = \frac{942}{4,5} = 209,3 \text{ MPa}$$

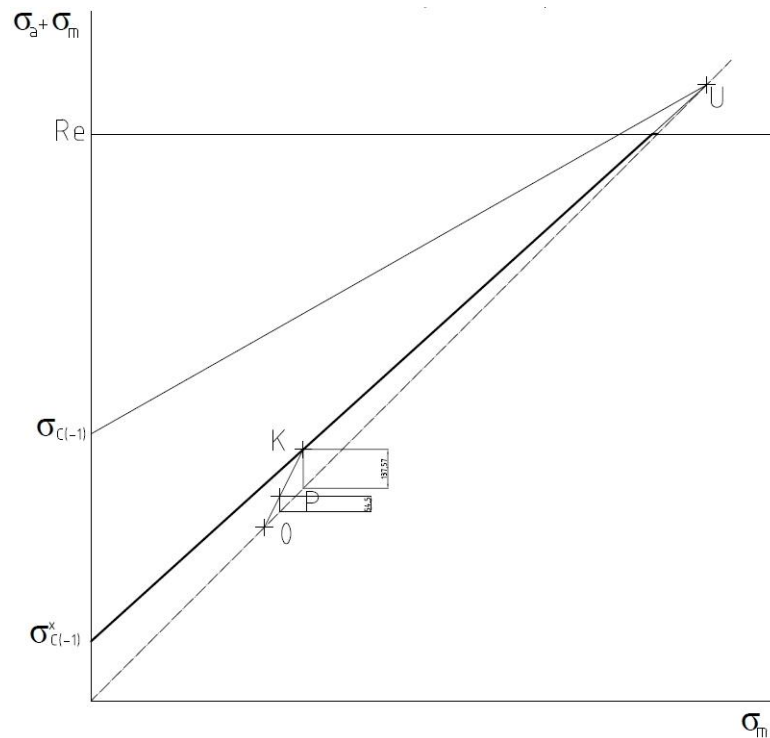
a) v místě nejmenšího průřezu dřívku

$$\sigma_{D \max} = \frac{F_S}{S_{D \min}} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot d_{D \min}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot d_{D \min}^2} = \frac{4 \cdot 30189}{\pi \cdot 7,3^2} = 721 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{D \min} = \frac{F_{PR}}{S_{D \min}} = \frac{F_{PR}}{\frac{\pi \cdot d_{D \min}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{PR}}{\pi \cdot d_{D \min}^2} = \frac{4 \cdot 25610}{\pi \cdot 7,3^2} = 612 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mD} = \frac{\sigma_{D \max} + \sigma_{D \min}}{2} = \frac{721 + 612}{2} = 666,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aD} = \frac{\sigma_{D \max} - \sigma_{D \min}}{2} = \frac{721 - 612}{2} = 54,5 \text{ MPa}$$



Obr. 72: Smithův diagram pro napětí v místě nejmenšího průřezu dřívku

V místě nejmenšího průřezu dřívku vychází bezpečnost:

$$k_D = \frac{\sigma_{AD}}{\sigma_{aD}} = \frac{137,57}{54,5} = 2,52$$

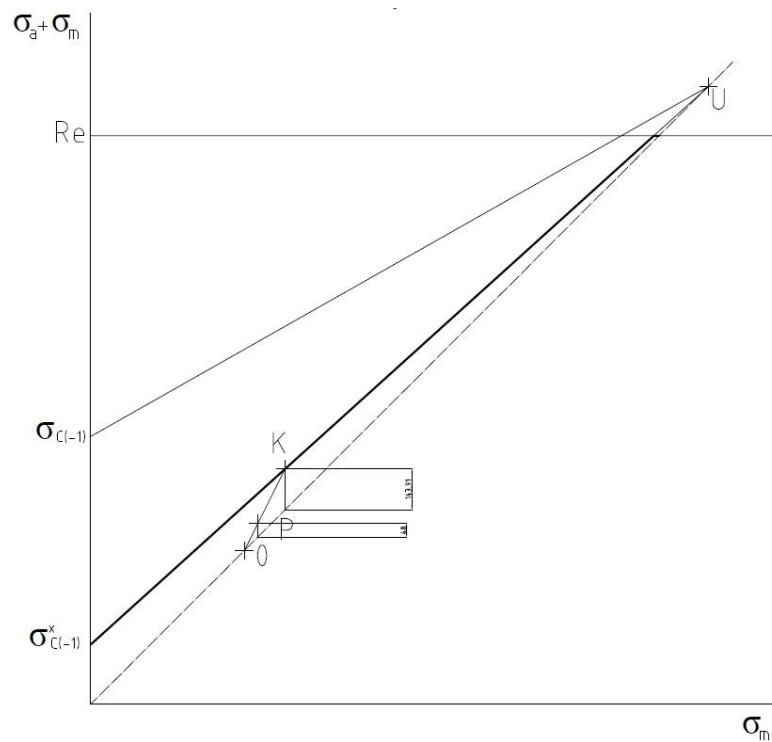
b) v jádru závitů

$$\sigma_{Z \max} = \frac{F_S}{S_{Z \min}} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot d_{3 \min}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_S}{\pi \cdot d_{3 \min}^2} = \frac{4 \cdot 30189}{\pi \cdot 7,773^2} = 636 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Z \min} = \frac{F_{PR}}{S_{Z \min}} = \frac{F_{PR}}{\frac{\pi \cdot d_{3 \min}^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{PR}}{\pi \cdot d_{3 \min}^2} = \frac{4 \cdot 25610}{\pi \cdot 7,773^2} = 540 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mZ} = \frac{\sigma_{Z \max} + \sigma_{Z \min}}{2} = \frac{636 + 540}{2} = 588 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aZ} = \frac{\sigma_{Z \max} - \sigma_{Z \min}}{2} = \frac{636 - 540}{2} = 48 \text{ MPa}$$



Obr. 73: Smithův diagram pro napětí v jádru závitů

V jádru závitů vychází bezpečnost:

$$k_z = \frac{\sigma_{AZ}}{\sigma_{aZ}} = \frac{143,91}{48} = 3$$

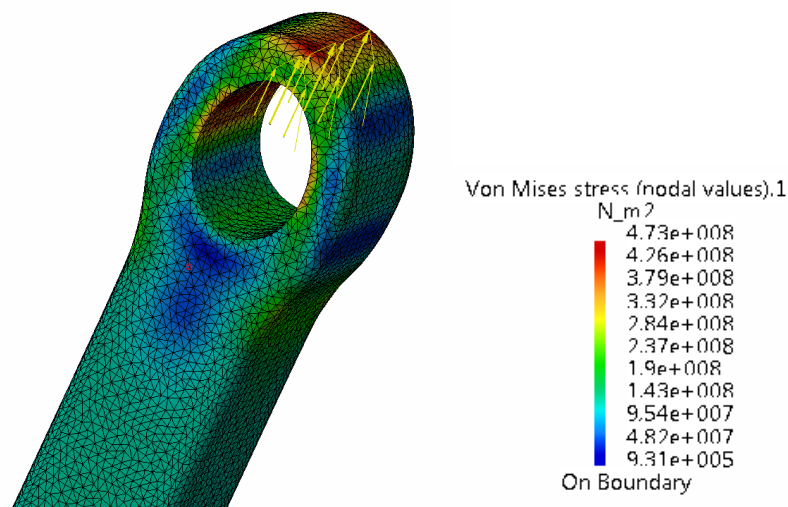
5.2.2 Kontrola ojnice

Na ojnici působí během práce motoru zatížení od odstředivých sil posuvných hmot a zároveň zatížení od tlaku plynů. Nejvíce namáhanou částí ojnice je oko pístního čepu, které je namáhané míjivým tahem. Ojnice je z titanové slitiny Ti-6Al-4V.

Ti-6Al-4V	
Hustota ρ	4430 kg·m ⁻³
Modul pružnosti v tahu E	1,14·10 ⁵ MPa
Modul pružnosti ve smyku G	0,44·10 ⁵ MPa
Mez pevnosti Rm	950 MPa
Mez kluzu Re	880 MPa
Mez únavy $\sigma_{C(-1)}$	510 MPa

Tab. 3: Materiálové vlastnosti ojnice

Nejvyšší tahové zatížení ojnice je v horní úvrati při výměně náplně válce motoru. Na oko pístního čepu zde působí maximální síla od posuvných hmot, 15200 N. Toto zatížení jsem zanesl do MKP modelu v programu Catia. MKP model je zjednodušený oproti skutečnému modelu tím, že ojnice je z jednoho kusu a předpokládám tedy, že nedojde k odlehnutí dosedacích ploch tělesa a víka ojnice. Dalším zjednodušením, se kterým je vytvořen MKP model, je zanedbání rozdílného materiálu ložiska pístního čepu. Průměr díry pro pístní čep v ojnici tedy odpovídá průměru pístního čepu.



Obr. 74: Průběh napětí v pístním oku ojnice od zatížení tahem

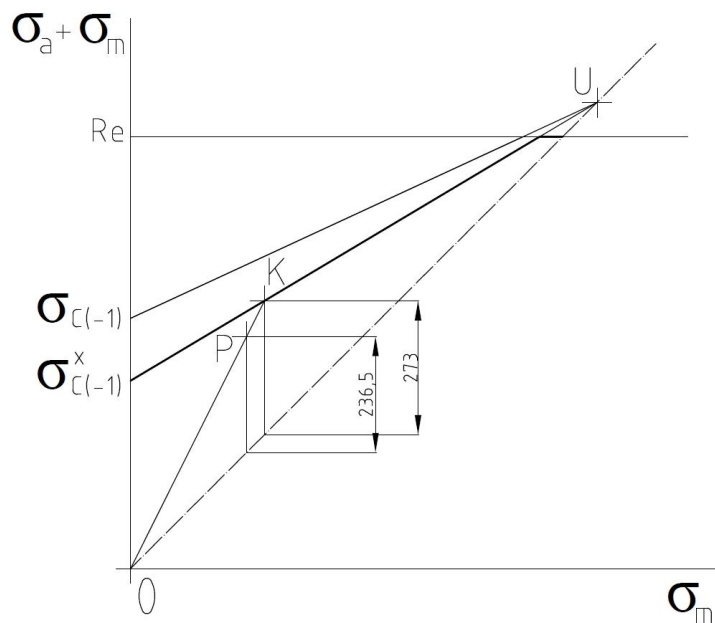
Maximální napětí pak vyšlo 473 MPa. Protože je to maximální hodnota mívajícího napětí, vypočetl jsem ještě jeho střední hodnotu a amplitudu.

$$\sigma_{mO} = \sigma_{aO} = \frac{\sigma_{O\max} + \sigma_{O\min}}{2} = \frac{473 + 0}{2} = 236,5 \text{ MPa}$$

Toto napětí jsem pak vynesl do Smithova diagramu, kde jsem mez únavy materiálu snížil součinitelem jakosti povrchu $\eta_p = 0,75$ na $\sigma_{c(-1)}^x = 383 \text{ MPa}$, součinitel tvaru a velikosti je už zahrnut v hodnotách napětí z MKP modelu. Po srovnání napětí mi vyšla bezpečnost ojnice v místě oka pístního čepu:

$$k_o = \frac{\sigma_{AO}}{\sigma_{aO}} = \frac{273}{236,5} = 1,15$$

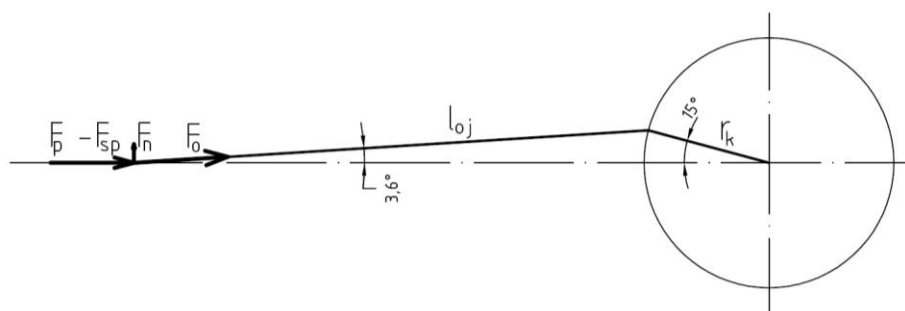
Tato bezpečnost by byla běžně nedostatečná, z důvodu, že se jedná o závodní motor, tak bezpečnost 1,15 je vyhovující.



Obr. 75: Smithův diagram pro napětí v oku pístního čepu

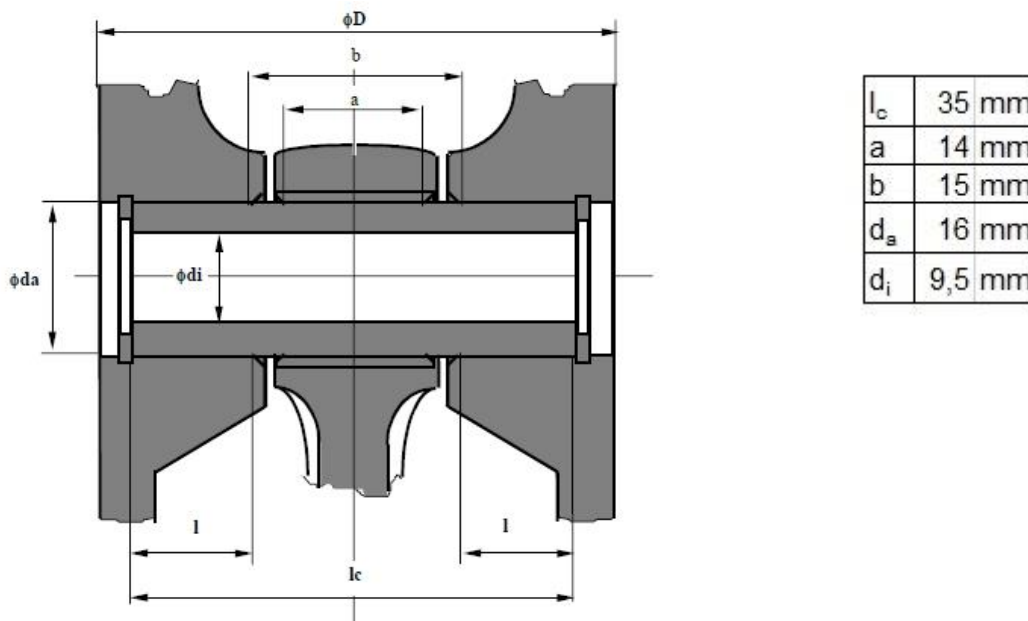
5.2.3 Kontrola pístního čepu

Pístní čep je zatěžován silami od tlaku plynů za současného působení sil setrvačných. Maximální síla působí na pístní čep v okamžiku dosažení maximálního tlaku plynů ve válci. Pístní čep je v tu chvíli namáhán na ohyb a zároveň na smyk. Kontrolní výpočty pístního čepu jsou zjednodušené, předpokládají maximální tlak v horní úvrati. Chyba, které se tímto zjednodušením dopustím je malá, vzhledem k tomu, že maximální tlak působí 15° za horní úvrati, čemuž při mojí geometrii klikového mechanismu odpovídá úhel ojnice $3,6^\circ$. Síly působící na pístní čep se pak dělí kosínem úhlu ojnice, který je 0,998, zanedbání tohoto úhlu tedy způsobí velmi malou chybu.



Obr. 76: Klikový mechanismus při působení maximálního tlaku plynů

Kontrolní výpočty pístního čepu jsem začal kontrolou tlaků mezi pístním čepem a oky v pístu a kontrolou tlaku mezi okem ojnice a pístním čepem.



Obr. 77: Geometrie uložení pístního čepu (zdroj: [9])

Tab. 4: Geometrie uložení pístního čepu

Kontrola tlaku mezi pístním čepem a oky v pístu:

$$p_p = \frac{F'}{2 \cdot d_a \cdot l}$$

$$l = \frac{l_c - b}{2} = \frac{35 - 15}{2} = 10 \text{ mm}$$

$$F' = F_{p \max} - F_{sp}''$$

$$F_{p \max} = 27850 \text{ N}$$

$$F_{sp}'' = m_p'' \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{r_k}{l_{oj}}\right) = 0,187 \cdot 0,0245 \cdot 1413,717^2 \cdot \left(1 + \frac{0,0245}{0,1}\right) = 11276,8 \text{ N}$$

$$F' = F_{p \max} - F_{sp}'' = 27850 - 11276,8 = 16573,2 \text{ N}$$

$$p_p = \frac{F'}{2 \cdot d_a \cdot l} = \frac{16573,2}{2 \cdot 16 \cdot 10} = 51,8 \text{ MPa}$$

kde F_{sp}'' je setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu a $F_{p \max}$ je maximální síla od tlaku plynů.

Pro písty z hliníkových slitin chlazené ostřikem oleje je dle [9] dovolený tlak $39 \div 59 \text{ MPa}$. Tlak mezi pístním čepem a oky pístu vyšel v rozmezí dovolených hodnot.

Kontrola tlaku mezi okem ojnice a pístním čepem:

$$p_o = \frac{F}{d_a \cdot a}$$

$$F = F_{p \max} - F_{sp}'$$

$$F_{sp}' = m_p' \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{r_k}{l_{oj}}\right) = 0,218 \cdot 0,0245 \cdot 1413,717^2 \cdot \left(1 + \frac{0,0245}{0,1}\right) = 13305,8 \text{ N}$$

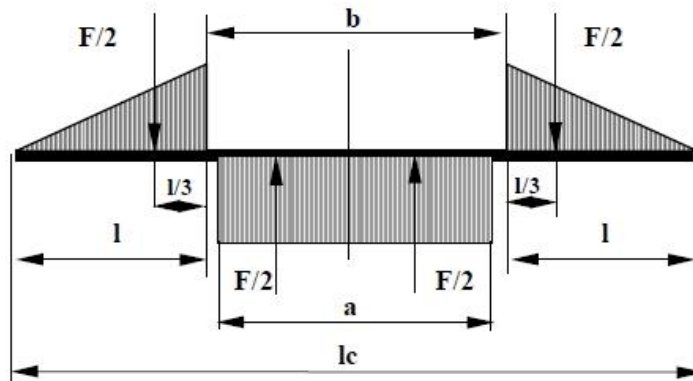
$$F = F_{p \max} - F_{sp}' = 27850 - 13305,8 = 14544,2 \text{ N}$$

$$p_o = \frac{F}{d_a \cdot a} = \frac{14544,2}{2 \cdot 16 \cdot 10} = 65 \text{ MPa}$$

kde F_{sp}' je setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny i s pístním čepem.

Je-li dno pístu chlazené ostřikem oleje je dle [9] dovolený tlak v oku ojnice $59 \div 88 \text{ MPa}$. Tlak mezi pístním čepem a okem ojnice vyšel v rozmezí dovolených hodnot.

Pístní čep je potřeba ještě zkontrolovat na namáhání ohybem. Zatížení pístního čepu odpovídá dle [9] prutový model:



Obr. 78: Namáhání pístního čepu ohybem (zdroj: [9])

Maximum ohybového momentu $M_{o\max}$ působícího na pístní čep je uprostřed jeho délky.

$$M_{o\max} = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{l_c - b}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{a}{4} = \frac{F}{12} \cdot \left(l_c + 2 \cdot b - \frac{3}{2} \cdot a \right)$$

$$M_{o\max} = \frac{14544,2}{12} \cdot \left(35 + 2 \cdot 15 - \frac{3}{2} \cdot 14 \right) = 53328,7 \text{ Nmm} \doteq 53,33 \text{ Nm}$$

Modul průřezu v ohybu pístního čepu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_a^3}{32} \cdot \left(1 - \left[\frac{d_i}{d_a} \right]^4 \right) = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} \cdot \left(1 - \left[\frac{9,5}{16} \right]^4 \right) = 352,15 \text{ mm}^3 = 3,52 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Ohybové napětí pak je:

$$\sigma_{o\max} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{53,33}{3,52 \cdot 10^{-7}} = 152,15 \text{ MPa}$$

Pro pístní čepy ze slitinových ocelí je dle [9] dovolené napětí v ohybu 250 ÷ 500 MPa. Maximální ohybové napětí mi tak vyšlo ještě nižší, než jsou povolené hodnoty.

Další potřebná kontrola pístního čepu je kontrola namáhání smykem. K maximálnímu namáhání pístního čepu smykem dochází v průřezu pístního čepu mezi nálitky v pístu a ojnicím okem. Maximální smykové napětí τ_{\max} je:

$$\tau_{\max} = \frac{\frac{F}{2} \cdot M_s}{I_n \cdot d_a \cdot \left(1 - \frac{d_i}{d_a}\right)}$$

$$M_s = \frac{d_a^3}{12} \cdot \left(1 - \left[\frac{d_i}{d_a}\right]^3\right) = \frac{16^3}{12} \cdot \left(1 - \left[\frac{9,5}{16}\right]^3\right) = 2,7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$I_n = \frac{\pi \cdot d_a^4}{64} \cdot \left(1 - \left[\frac{d_i}{d_a}\right]^4\right) = \frac{\pi \cdot 16^4}{64} \cdot \left(1 - \left[\frac{9,5}{16}\right]^4\right) = 2,816 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

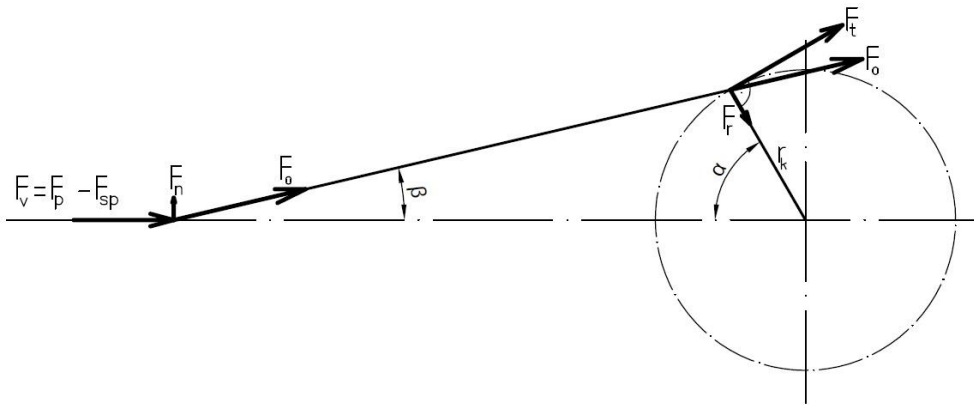
$$\tau_{\max} = \frac{\frac{F}{2} \cdot M_s}{I_n \cdot d_a \cdot \left(1 - \frac{d_i}{d_a}\right)} = \frac{\frac{14544,2}{2} \cdot 2,7 \cdot 10^{-7}}{2,816 \cdot 10^{-9} \cdot 0,016 \cdot \left(1 - \frac{9,5}{16}\right)} \doteq 107,3 \text{ MPa}$$

Pro pístní čepy ze slitinových ocelí je dle [9] dovolené napětí ve smyku 120 ÷ 220 MPa. Maximální smykové napětí mi tak vyšlo ještě nižší, než jsou povolené hodnoty.

5.2.4 Kontrola klikové hřídele

Kliková hřídel je namáhána kombinací napětí od tlaku a od krutu. Kontrolu klikové hřídele jsem provedl ve třech polohách natočení klikové hřídele: a) v poloze odpovídajícímu největšímu točivému momentu, b) v horní úvratí při výměně náplně válce a c) v poloze odpovídající největšímu tlaku plynů ve válci.

Pro určení zatížení a průběhu točivého momentu jsem vypočítal průběh sil působících v místě klikového čepu. Výsledná síla na píst F_v se v pístním čepu rozkládá na dvě složky, na složku kolmou k ose válce F_n a na složku působící v ose ojnice F_o . Ojniční síla se pak přenáší ojnicí na klikový čep a tím vzniká na klikové hřídeli točivý moment. Tato síla má dvě složky, složku tangenciální F_t , která na klikové hřídeli vyvozuje moment a sílu radiální F_r , která pouze zatěžuje ložiska.



Obr. 79: Síly působící v místě klikového čepu

$$F_o = \frac{F_v}{\cos \beta}$$

$$F_t = F_o \cdot \sin(\alpha + \beta) = F_o \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

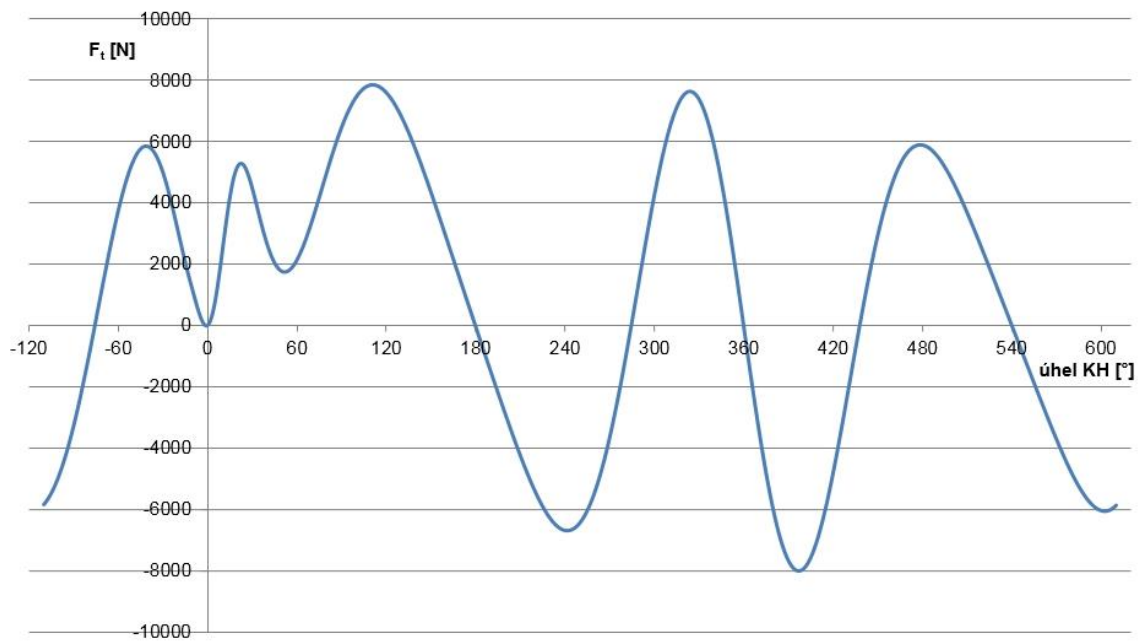
$$F_r = F_o \cdot \cos(\alpha + \beta) = F_o \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Vztahy pro výpočty tangenciální a radiální síly jde zjednodušit, budeme-li předpokládat $\tan \beta \doteq \sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$. Pak dostaneme:

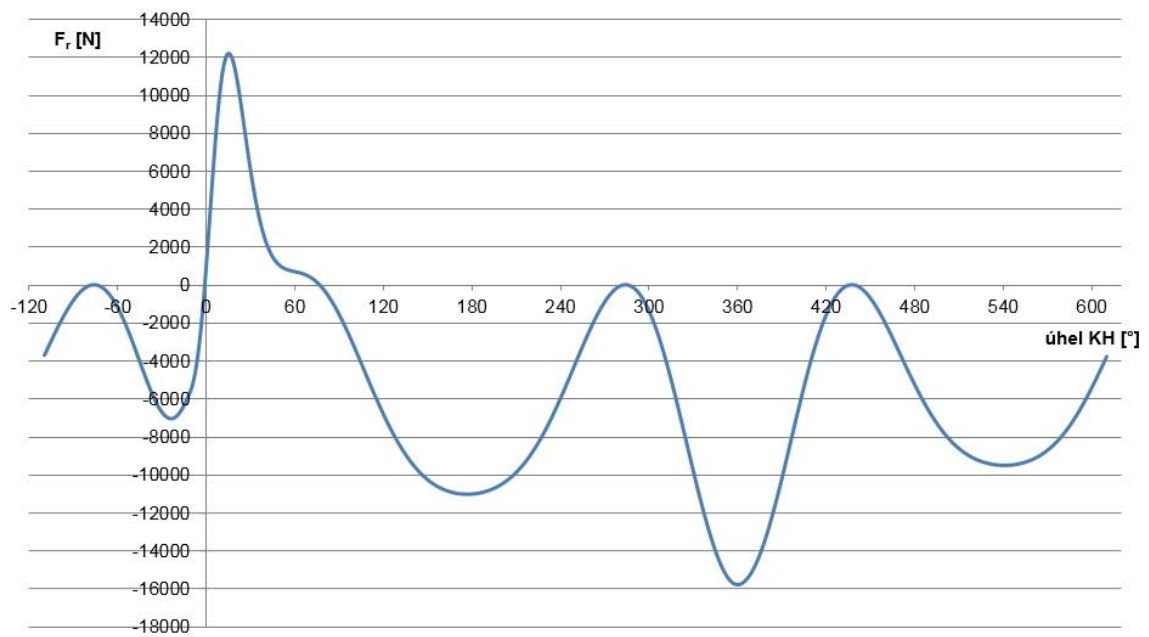
$$F_t = F_v \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

$$F_r = F_v \cdot \left(\cos \alpha - \lambda \cdot \sin^2 \alpha \right)$$

Podle těchto zjednodušených vzorců mi vyšly průběhy tangenciální a radiální síly:



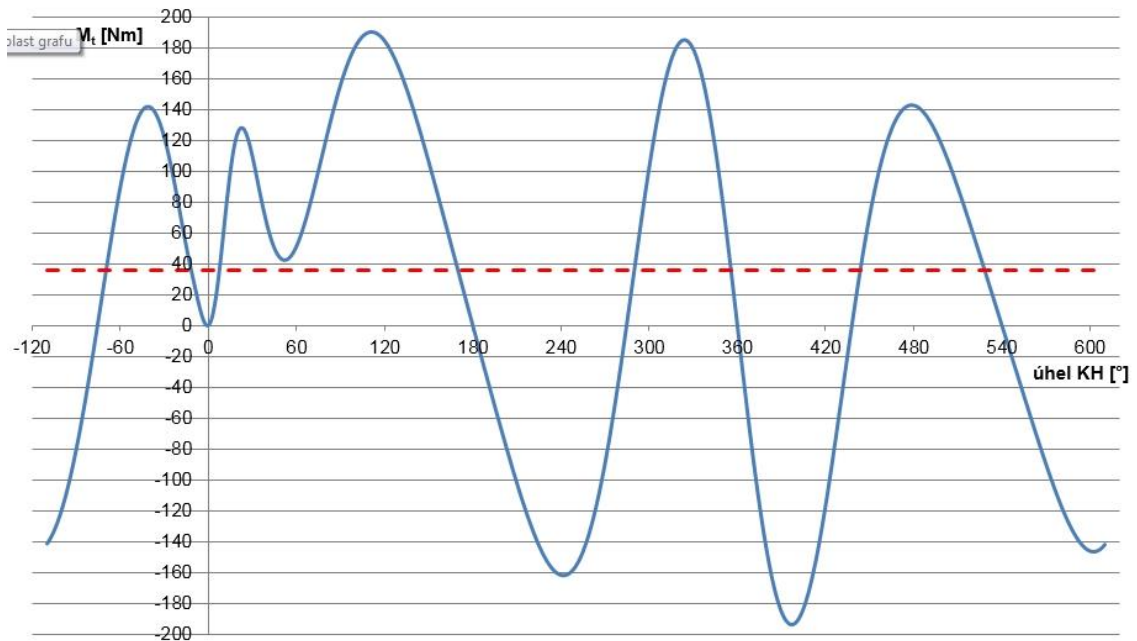
Obr. 80: Průběh tangenciální síly působící na klikovém čepu



Obr. 81: Průběh radiální síly působící na klikovém čepu

Po vynásobení průběhu tangenciální síly ramenem kliky dostaneme točivého momentu M_t :

$$M_t = F_t \cdot r_k$$



Obr. 82: Průběh točivého momentu

kde červená čárkovaná čára značí střední moment 34,2 Nm.

Pro klikovou hřídel jsem zvolil materiál 30CrMoV9, s těmito vlastnostmi:

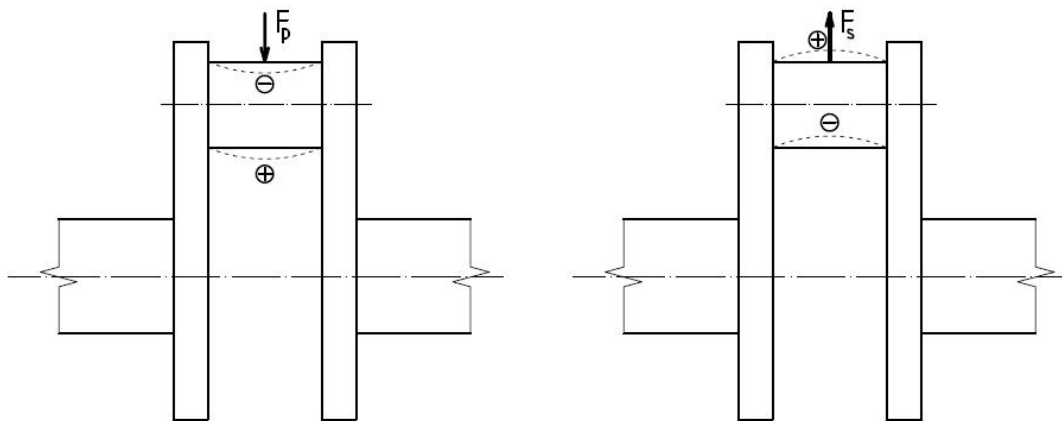
30CrMoV9	
Hustota ρ	7730 kg·m ⁻³
Modul pružnosti v tahu E	2,1·10 ⁵ MPa
Mez pevnosti v tahu R _m	1275 MPa
Mez kluzu v tahu R _e	1080 MPa
Mez únavy v tahu $\sigma_{C(-1)}$	480 MPa
Mez pevnosti ve smyku τ_e	850 MPa
Mez kluzu ve smyku τ_{km}	590 MPa
Mez únavy ve smyku $\tau_{C(-1)}$	360 MPa

Tab. 4: Materiálové vlastnosti klikové hřídele

Pro potřeby pevnostní kontroly klikové hřídele jsem vytvořil v Catii MKP model klikové hřídele, který jsem do prostoru ukotvil pomocí rotační a válcové vazby v hlavních čepch klikové hřídele a proti pootočení jsem klikovou hřídel zajistil reakcí

na ozubení kola primárního převodu. Na model jsem pak přenesl jednotlivá zatížení od tangenciální a radiální síly v každém ze tří vyšetřovaných případů.

Pro potřeby kontroly namáhání jsem kontroloval maximální a minimální napětí v horním a dolním vlákně klikového čepu. MKP model počítá napětí podle hypotézy H.M.H., takže nevím, kde je napětí kladné, vzniklé od zatížení tahem a kde je napětí záporné, vzniklé od zatížení tlakem. Proto jsem udělal předpoklad, že síly od tlaku plynů zatěžují klikový čep tak, že horní vlákno je stlačované, napětí je v něm tedy záporné a napětí ve spodním vlákně, které je natahované bude kladné. Opačný případ nastane při zatěžování klikového čepu setrvačnou silou posuvných hmot.

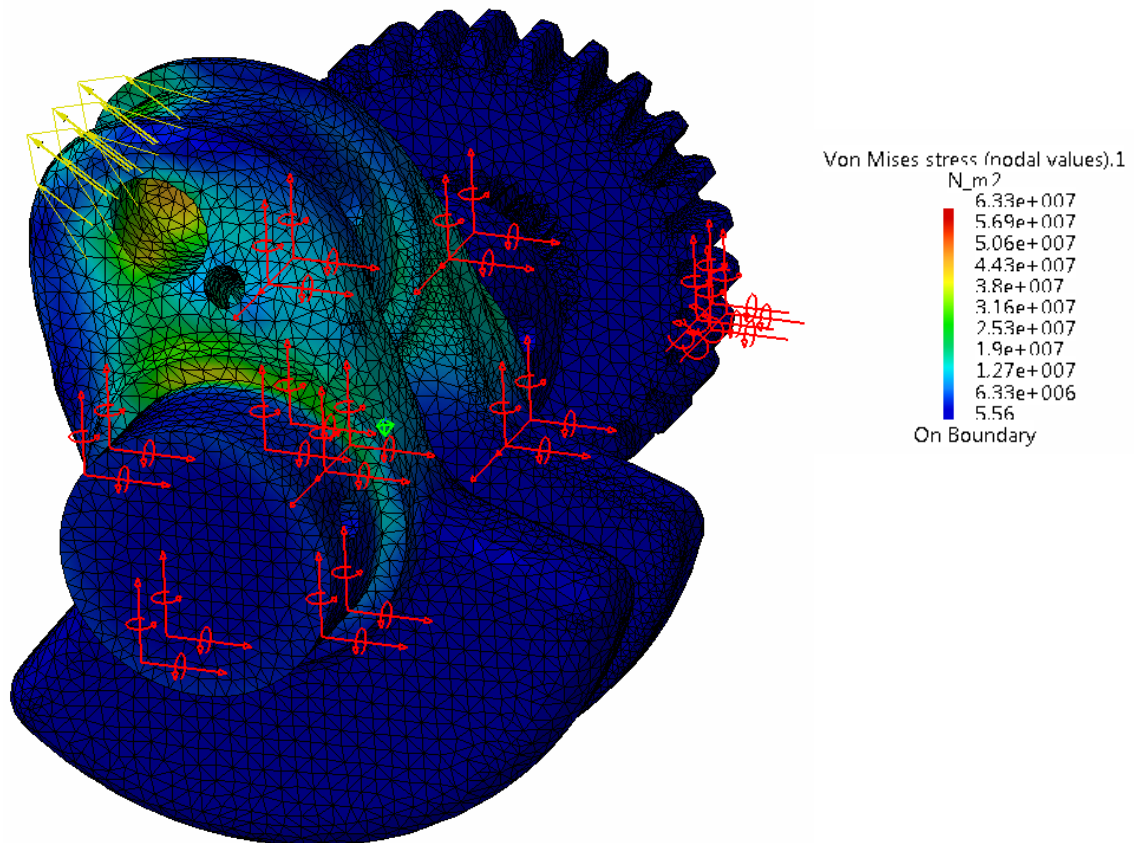


Obr. 83: Napětí na klikové hřídeli od zatěžování tahem a tlakem

Napětí od zatížení klikové hřídele točivým momentem je nejvyšší v místě přechodu hlavního čepu do ramene kliky na straně ozubeného kola primárního převodu.

a) Kontrola klikové hřídele v poloze odpovídající maximálnímu točivému momentu:

Maximální točivý moment 185 Nm od tangenciální složky síly působí v úhlu 111° za horní úvratí. Tomuto maximálnímu momentu odpovídá tangenciální síla $F_{t1} = 7627 \text{ N}$ a radiální síla $F_{r1} = -5014 \text{ N}$. Záporné znaménko u radiální síly znamená působení síly v opačném směru, než je naznačeno na obr. 79.



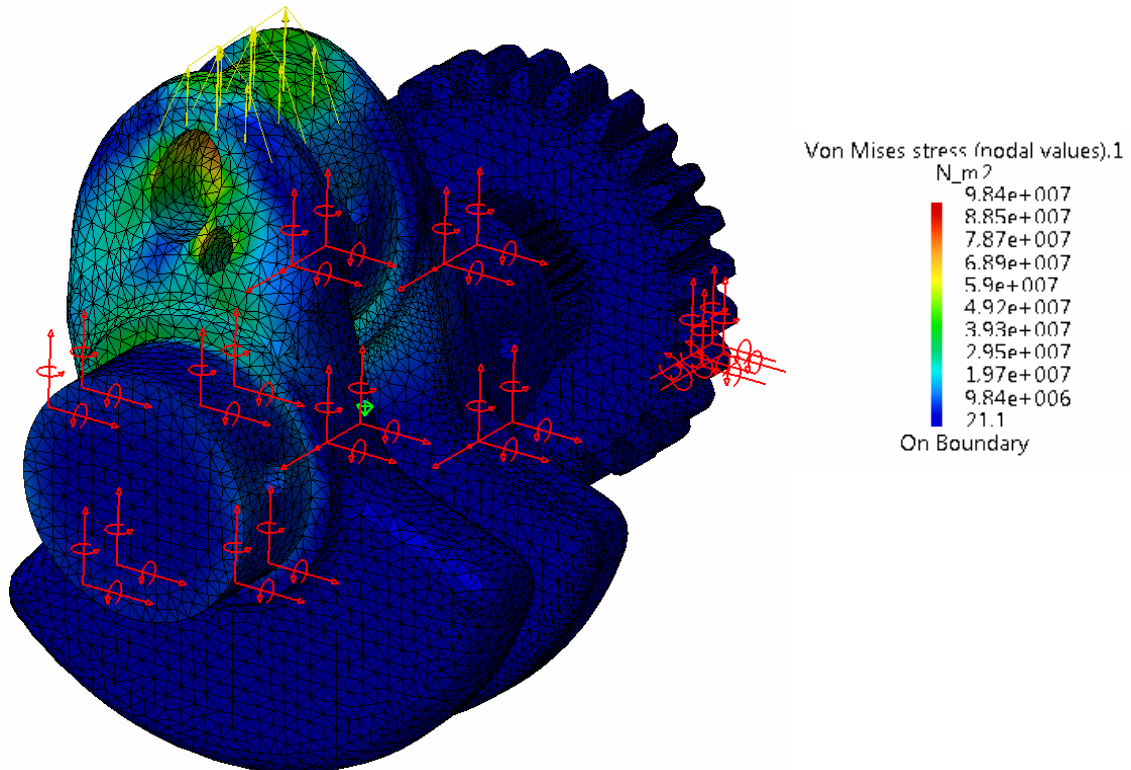
Obr. 84: Průběh napětí na klikové hřídeli v poloze odpovídající maximálnímu točivému momentu

Maximální napětí namáhající klikovou hřídel jsou v tomto případě:

- v horním vlákně: $\sigma_{ha} = +30 \text{ MPa}$
- v dolním vlákně: $\sigma_{da} = -15,5 \text{ MPa}$
- smykové napětí v přechodu hlavního čepu do ramene kliky: 50,2 MPa

b) Kontrola klikové hřídele v horní úvrati při výměně náplně válce:

V horní úvrati při výměně náplně válce působí na klikový hřídel tangenciální síla $F_{t2} = 0 \text{ N}$ a radiální síla $F_{r2} = -15200 \text{ N}$. Záporné znaménko u radiální síly znamená působení síly v opačném směru, než je naznačeno na obr. 79.



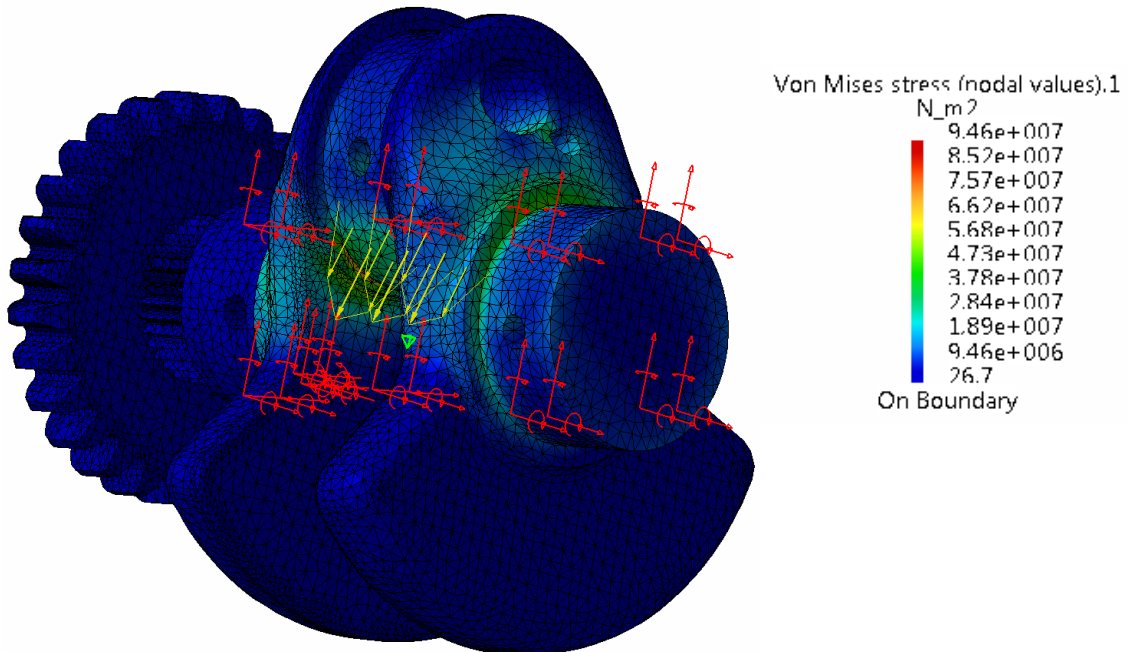
Obr. 85: Průběh napětí na klikové hřídeli v horní úvrati při výměně náplně válce

Maximální napětí namáhající klikovou hřídel jsou v tomto případě:

- v horním vlákně: $\sigma_{hb} = +60 \text{ MPa}$
- v dolním vlákně: $\sigma_{db} = -27,4 \text{ MPa}$
- smykové napětí v přechodu hlavního čepu do ramene kliky: 43,5 MPa

c) Kontrola klikové hřídele v poloze odpovídající maximálnímu tlaku plynů ve válci:

Maximální tlak plynů ve válci 55 bar působí v úhlu 15° za horní úvratí. V této poloze zatěžují klikovou hřídel tangenciální síla $F_{t3} = 4347 \text{ N}$ a radiální síla $F_{r3} = 12735 \text{ N}$.



Obr. 86: Průběh napětí na klikové hřídeli v poloze odpovídající maximálnímu tlaku plynů ve válci
Maximální napětí namáhající klikovou hřídel jsou v tomto případě:

- v horním vlákně: $\sigma_{hc} = -3,5 \text{ MPa}$
- v dolním vlákně: $\sigma_{dc} = +37 \text{ MPa}$
- smykové napětí v přechodu hlavního čepu do ramene kliky: 49,5 MPa

Z výsledků MKP analýzy klikové hřídele ve třech bodech mi vyšlo:

- namáhání v horním vlákně klikového čepu je nesymetricky střídavé, s maximálním napětím 60 MPa a minimálním -3,5 MPa

$$\sigma_{mKH} = \frac{\sigma_{KH \max} + \sigma_{KH \min}}{2} = \frac{60 + (-3,5)}{2} = 28,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aKH} = \frac{\sigma_{KH \max} - \sigma_{KH \min}}{2} = \frac{60 - (-3,5)}{2} = 31,75 \text{ MPa}$$

- namáhání v dolním vlákně klikového čepu je nesymetricky střídavé, s maximálním napětím 37 MPa a minimálním -27,4 MPa

$$\sigma_{mKD} = \frac{\sigma_{KDmax} + \sigma_{KDmin}}{2} = \frac{37 + (-27,4)}{2} = 4,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{aKD} = \frac{\sigma_{KDmax} - \sigma_{KDmin}}{2} = \frac{37 - (-27,4)}{2} = 32,2 \text{ MPa}$$

- namáhání v místě přechodu hlavního čepu do ramene kliky je symetricky střídavé, s amplitudou smykového napětí 50,2 MPa

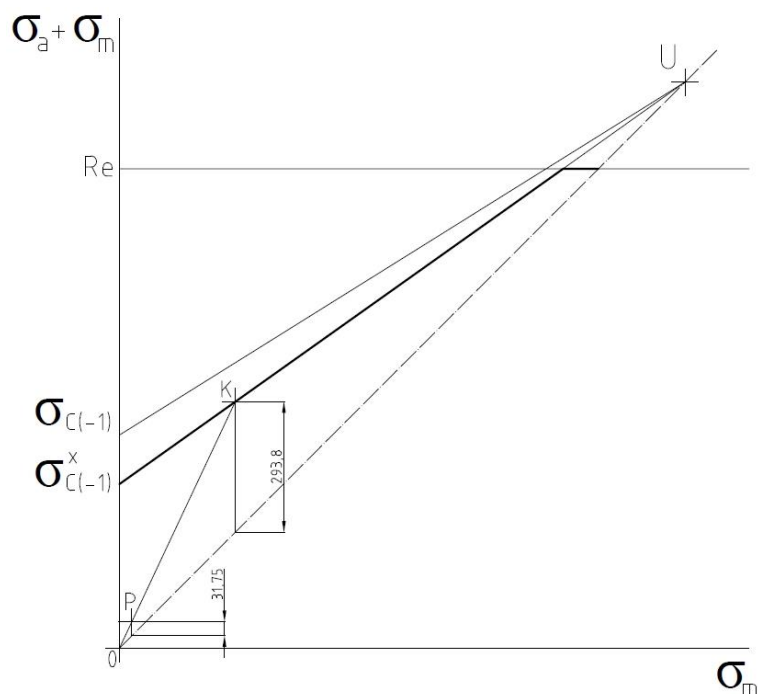
$$\tau_{mK} = \frac{\tau_{Kmax} + \tau_{Kmin}}{2} = \frac{50,2 + (-50,2)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{aK} = \frac{\tau_{Kmax} - \tau_{Kmin}}{2} = \frac{50,2 - (-50,2)}{2} = 50,2 \text{ MPa}$$

Daná napětí jsem pak zakreslil do Smithova diagramu a určil jsem bezpečnosti v jednotlivých místech klikové hřídele. Meze únavy ve Smithových diagramech jsem pak snížil pomocí součinitele jakosti povrchu $\eta_p = 0,77$ pro broušené povrchy.

V horním vlákně klikového čepu pak vyšla bezpečnost:

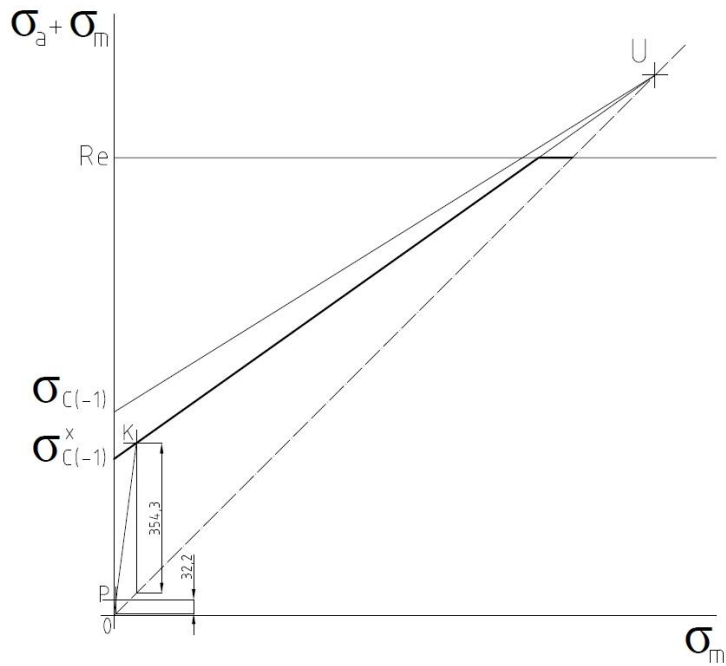
$$k_{KH} = \frac{\sigma_{AKH}}{\sigma_{aKH}} = \frac{293,8}{31,75} = 9,25$$



Obr. 87: Smithův diagram pro napětí v horním vlákně klikového čepu

V dolním vlákně klikového čepu pak vyšla bezpečnost:

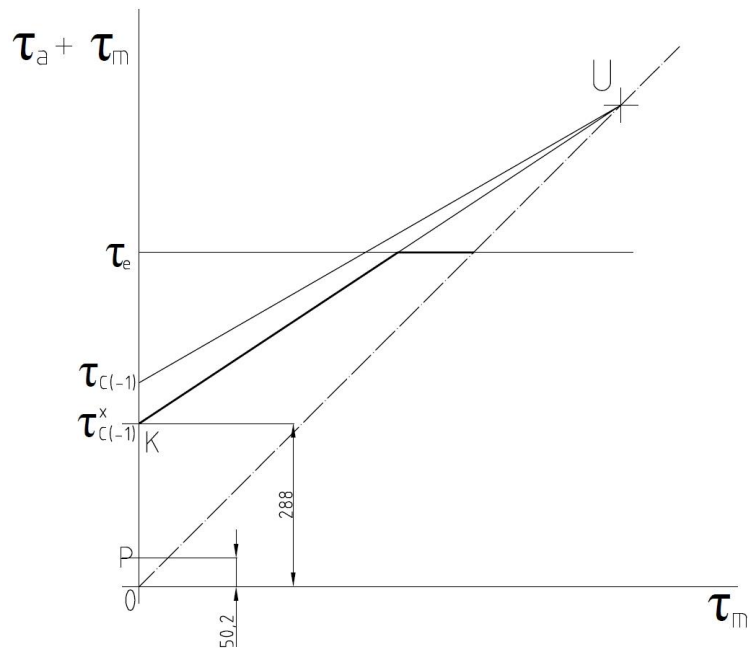
$$k_{KD} = \frac{\sigma_{AKD}}{\sigma_{aKD}} = \frac{354,3}{32,5} = 10,9$$



Obr. 88: Smithův diagram pro napětí v dolním vlákně klikového čepu

V místě přechodu hlavního čepu do ramene kliky pak vyšla bezpečnost:

$$k_K = \frac{\tau_{AK}}{\tau_{aKD}} = \frac{288}{50,2} = 5,7$$

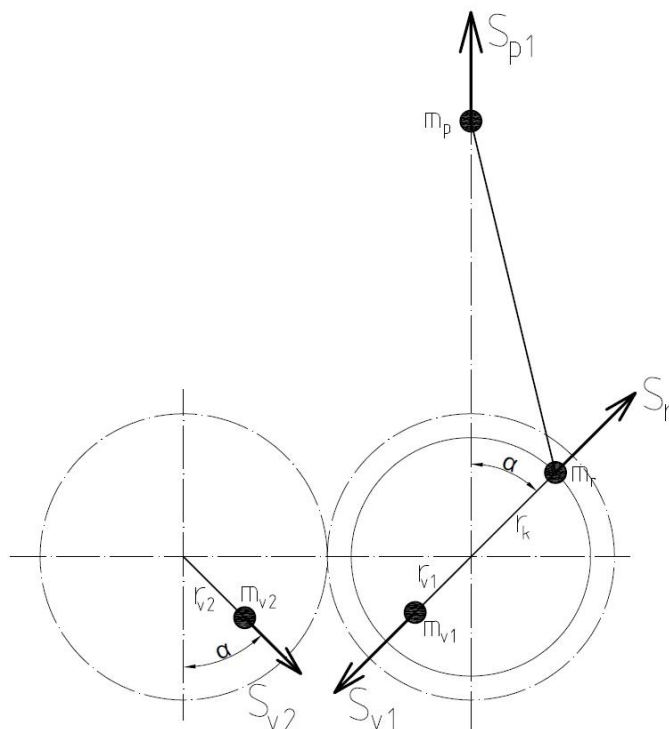


Obr. 89: Smithův diagram pro smykové napětí v místě přechodu hlavního čepu do ramene kliky

5.3 Výpočet vyvážení klikového mechanismu

Účelem vyvážení je úplné nebo alespoň částečné odstranění nepříznivého vlivu volných setrvačných sil a momentů vznikajících při pohybu klikového ústrojí. Protože se jedná o velice rychloběžný motor (max. otáčky 13500 min^{-1}) je vyvážení klikového mechanismu velice důležité.

Klikový mechanismus mnou navrženého motoru má vývažkem na klikové hřídeli vyváženo 100% setrvačné síly rotačních hmot a 50% setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu. Dalších 30% setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu je vyváženo na vyvažovací hřídeli otáčející se stejnou úhlovou rychlostí jako kliková hřídel, ale opačným směrem. Klikový mechanismus tak tedy zůstává částečně nevyvážený a v motoru rotuje vektor nevyváhy velikosti 20% setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu. Výhodou částečně nevyváženého motoru je možnost použití menšího vývažku na vyvažovací hřídeli, která tak může být blíže klikové hřídeli a tím se zmenšuje volný příčný moment vytvářený výslednicí setrvačných sil vývažků.



Obr. 90: Schéma vyvážení klikového mechanismu s vyznačením působících sil

Setrvačná síla rotačních hmot má velikost:

$$S_r = (m_r \cdot r_k + m_{rk} \cdot r_k') \cdot \omega^2 = (m_r \cdot r_k + m_{rk} \cdot r_k') \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2$$

$$S_r = (0,133 \cdot 0,0245 + 0,209 \cdot 0,024) \cdot \left(\frac{\pi \cdot 13500}{30}\right)^2 = 16451,3 \text{ N}$$

kde m_r je hmotnost rotačního podílu ojnice, ojnicích šroubů, kolíků a ojnicního ložiska redukována do místa ojnicního čepu, r_k je poloměr kliky, m_{rk} je hmotnost horní poloviny klikové hřídele a r_k' je vzdálenost těžiště horní poloviny kliky od osy klikové hřídele.

Setrvačná síla posuvných hmot prvního řádu se mění s úhlem natočení klikové hřídele a její velikost je:

$$S_{p1} = m_p \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_p \cdot r_k \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot \cos \alpha$$

$$S_{p1} = 0,263 \cdot 0,0245 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 13500}{30}\right)^2 \cdot \cos \alpha = 12766,8 \cdot \cos \alpha \text{ N}$$

kde m_p je hmotnost posuvných hmot, tedy sestavy pístu s pístním čepem a posuvného podílu hmoty ojnice, α je úhel klikové hřídele měřený od polohy klikové hřídele odpovídající pístu v horní úvrati.

Pro potřeby výpočtu budu počítat s polohou klikové hřídele v horní úvrati, čili $\alpha = 0^\circ$, tedy $\cos \alpha = 1$. Potřebná setrvačná síla vývažku na klikové hřídeli je tedy:

$$S_{v1} = S_r + 50\% \cdot S_{p1} = 16451,3 + 50\% \cdot 12766,8 = 22834,7 \text{ N}$$

$$S_{v1} = m_{v1} \cdot r_{v1} \cdot \omega^2$$

Potřebná setrvačná síla vývažku na vyvažovací hřídeli:

$$S_{v2} = 30\% \cdot S_{p1} = 30\% \cdot 12766,8 = 3830 \text{ N}$$

$$S_{v2} = m_{v2} \cdot r_{v2} \cdot \omega^2$$

Podle potřebných setrvačných sil jsem pak už jen navrhl vhodné velikosti vývažků na klikové a na vyvažovací hřídeli a s pomocí studie pohybu ojnice určil jejich vzájemnou rozteč.

5.4 Výpočet vlastních frekvencí ventilových pružin

Pro správnou funkci rozvodu je nutné, aby ventilové pružiny měly dostatečně vysokou vlastní frekvenci, aby nedošlo k rezonančnímu rozkmitání ventilové pružiny od frekvence otáčení vačkové hřídele. Pokud by k rozkmitání došlo, rozvod by přestal plnit svoji funkci, tedy zavírání a otevírání ventilů ve správný okamžik. Aby nedošlo k rozkmitání ventilových pružin, je potřeba, aby vlastní frekvence ventilových pružin f_p byla alespoň desetkrát větší než frekvence otáčení vačkové hřídele f_v .

$$f_p \geq 10 \cdot f_v \quad [s^{-1}]$$

$$f_p \geq 10 \cdot \frac{n_v}{60} \quad [s^{-1}]$$

$$f_p \geq 10 \cdot \frac{\frac{n_m}{2}}{60} \quad [s^{-1}]$$

$$f_p \geq \frac{n_m}{12} \quad [s^{-1}]$$

$$f_p \geq \frac{13500}{12} \quad [s^{-1}]$$

$$f_p \geq 1125 \quad s^{-1}$$

kde n_v jsou otáčky vačkové hřídele v min^{-1} a n_m jsou otáčky motoru v min^{-1} .

Vlastní frekvence pružiny se vypočte podle vztahu:

$$f_p = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}} \quad [s^{-1}]$$

kde d je průměr drátu pružiny, i je počet činných závitů, D je střední průměr pružiny, G je modul pružnosti ve smyku materiálu pružiny a ρ je hustota materiálu pružiny.

Parametry mých ventilových pružin jsou:

d	3,6 mm
D	19,4 mm
i	6 závitů
G	79,5 GPa
ρ	7800 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Tab. 5: Parametry ventilových pružin

Vlastní frekvence ventilové lineární ventilové pružiny pak vyjde:

$$f_p = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}}$$

$$f_p = \frac{0,0036}{2 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 19,4^2} \cdot \sqrt{\frac{7,95 \cdot 10^{10}}{2 \cdot 7800}}$$

$$f_p = 572,8 \text{ s}^{-1}$$

Tato vlastní frekvence není dostatečná, rozvod by mohl začít kmitat a ztratit tak svoji funkci. Tento problém lze řešit použitím pružiny s nelineární charakteristikou, buď pružiny kuželové, soudečkové nebo pružiny s proměnným stoupáním závitu. Tyto pružiny nemají výrazně vyšší vlastní frekvenci než lineární pružiny, ale jejich výhodou je, že se jejich vlastní frekvence mění v závislosti na zdvihu pružiny. Další možností, jak jde ovlivnit vlastní frekvence ventilových pružin třetího tlumiče mezi vnitřní a vnější ventilovou pružinu.

Protože v mém výpočtu předpokládám použití pouze jedné pružiny na ventil, rozhodl jsem se pro použití pružiny s proměnným stoupáním závitu a zachováním všech ostatních rozměrů. Se stlačováním této pružiny se mění její vlastní frekvence, protože na sebe začnou postupně dosedat jednotlivé závity pružiny.

Pružina	Vlastní frekvence [s⁻¹]
lineární	572,8
nelineární – 1 závit dosedl	687,3
nelineární – 2 závity dosedly	859,2
nelineární – 3 závity dosedly	1145,6
nelineární – 4 závity dosedly	1718,3

Tab. 6: Vlastní frekvence nelineární pružiny

Z průběhu vlastních frekvencí nelineární pružiny v tab. 6 je vidět, že pružina má dostatečnou vlastní frekvenci od chvíle, kdy na sebe dosednou tři závity a z pružiny se tak stane pružina se třemi činnými závity.

5.5 Návrh geometrie ozubení primárního převodu

Návrh geometrie ozubení primárního převodu jsem provedl podle normy ČSN 01 4686 – část 4. Ta popisuje návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol. Návrhový výpočet podle této normy slouží pro předběžné stanovení rozměrů ozubeného soukolí, Zjednodušený kontrolní výpočet podle této normy potom slouží k posouzení provozuschopnosti ozubeného soukolí.

5.5.1 Návrhový výpočet

Návrhovým výpočtem se stanovuje průměr roztečné kružnice pastorku d_1 a přibližná hodnota normálního modulu m_n . Při určování d_1 se vychází z namáhání zubů v dotyku, při určování m_n pak z namáhání zubů v ohybu.

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{(b_{wH} / d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 2 \cdot 1,2 = 2,4$$
$$d_1 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot 34,2}{0,6 \cdot 1200^2} \cdot \frac{2,666+1}{2,666}}$$
$$d_1 = 39 \text{ mm}$$

kde f_H je pomocný součinitel pro přímé zuby, K_H je součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk), K_A je součinitel vnějších dynamických sil, $K_{H\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, (b_{wH}/d_1) je poměr šířky ozubení k roztečnému průměru, σ_{HP} je přípustné napětí v dotyku a i je převodový poměr. Všechny koeficienty pro výpočet jsou brány z tabulek a grafů uvedených v normě.

$$m_n = f_F \cdot \sqrt{\frac{K_F \cdot T_1}{(b_{wF} / m_n) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 2 \cdot 1,2 = 2,4$$
$$m_n = 18 \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 34,2}{10 \cdot 27 \cdot 420}}$$
$$m_n = 1,62$$

kde f_F je pomocný součinitel pro kalená ozubená kola, K_F je součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb), (b_{wF}/m_n) je poměr šířky ozubení k normálnímu modulu, σ_{FP} je přípustné napětí v ohybu a z_1 je počet zubů pastorku. Všechny koeficienty a součinitele pro výpočet jsou brány z tabulek a diagramů uvedených v normě.

Na základě těchto výpočtů volím normální modul $m_n = 2$ a průměr roztečné kružnice pastorku pak je $d_1 = 54 \text{ mm}$.

5.5.2 Kontrolní výpočty

Ozubená kola se kontrolují z hlediska únavy v dotyku, únavy v ohybu, trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení a z hlediska trvalé deformace či vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu nebo křehkého lomu zubu jednorázovým působením největšího zatížení.

a) Kontrola na únavu v dotyku:

pastorek:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad F_t = 2000 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2000 \cdot \frac{34,2}{54} = 1267 \text{ N}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{1267}{10 \cdot 54} \cdot \frac{2,666+1}{2,666}}$$

$$\sigma_{HO} = 682 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 2 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_{H \text{ min}}} = \frac{1500}{1,3} = 1154 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 682 \cdot \sqrt{2,88} = 1158 \text{ MPa} \geq \sigma_{HP} \dots \text{zvětšení } b_w \text{ na } b_w = 12 \text{ mm}$$

↓

$$\sigma_{HO} = 623 \text{ MPa} \rightarrow \sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 623 \cdot \sqrt{2,88} = 1057 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP}$$

kolo na spojce:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{1267}{10 \cdot 144} \cdot \frac{2,666+1}{2,666}}$$

$$\sigma_{HO} = 418 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 418 \cdot \sqrt{2,88} = 709 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP}$$

kde σ_H je napětí v dotyku ve valivém bodě, σ_{HO} je napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů, σ_{HP} je přípustné napětí v dotyku, F_t je obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, $K_{H\alpha}$ je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů, K_{Hv} je součinitel vnitřních dynamických sil, $\sigma_{H \text{ lim}}$ je mez únavy v dotyku a $S_{H \text{ min}}$ je minimální bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů. Všechny koeficienty a součinitele pro výpočet jsou brány z tabulek a diagramů uvedených v normě. Na základě výpočtu jsem zvětšil šířku ozubených kol primárního převodu b_w z 10 mm na 12 mm.

b) Kontrola na trvalé deformace nebo křehký lom povrchové vrstvy boku zubu:

pastorek:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HP \max}$$

$$F_{t1} = K_A \cdot F_t = 2 \cdot 1267 = 2534 \text{ N}$$

$$\sigma_{H \max} = 682 \cdot \sqrt{\frac{2534 \cdot 3,36}{1267}}$$

$$\sigma_{HP \max} = 3 \cdot V_{HV} = 3 \cdot 700 = 2100 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H \max} = 1615 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max}$$

kde σ_{Hmax} je největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1} , F_{t1} je obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici odpovídající prvnímu stupni zatížení, σ_{HPmax} je maximální přípustné napětí v dotyku při největším zatížení a V_{HV} je tvrdost povrchu boku zubu. Všechny koeficienty a součinitele pro výpočet jsou brány z tabulek a diagramů uvedených v normě. V této kontrole stačí kontrolovat pouze pastorek, protože ozubené kolo spojky má menší hodnotu σ_{HO} , takže u něj vyjde i menší σ_{Hmax} .

c) Kontrola na únavový lom v oblasti paty zubu:

pastorek:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 2 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_{F \min}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1267}{12 \cdot 2} \cdot 2,88 \cdot 4,35 \cdot 1 \cdot 0,63$$

$$\sigma_F = 417 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP}$$

kde σ_F je ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu, σ_{FP} je přípustné napětí v ohybu, K_F je součinitel přidavných zatížení, $K_{F\beta}$ je součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce, $K_{F\alpha}$ je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů, K_{Fv} je součinitel vnitřních dynamických sil, Y_{FS} je součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí, Y_β je součinitel sklonu zubu, Y_ϵ je součinitel vlivu záběru profilu a $S_{F \min}$ je minimální bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubu. Všechny koeficienty a součinitele pro výpočet jsou brány z tabulek a diagramů uvedených v normě. V této kontrole stačí také kontrolovat pouze pastorek, protože při kontrole ozubeného kola spojky se změní pouze součinitel Y_{FS} a to sice tak, že se zmenší, napětí σ_F tak vyjde taky menší.

d) Kontrola na trvalou deformaci či vznik počátečních trhlin nebo křehkého lomu v oblasti paty zubu:

pastorek:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FP \max}$$

$$\sigma_{FP \max} = 0,8 \cdot \sigma_{FS_t}$$

$$\sigma_{FS_t} = 2,5 \cdot \sigma_{F \lim} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP \max} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F \max} = 417 \cdot \frac{2534}{1267} = 834 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP \max}$$

kde $\sigma_{F \max}$ je největší ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením F_{t1} , $\sigma_{FP \max}$ je přípustné napětí v ohybu při největším zatížení a σ_{FS_t} je pevnost v ohybu při největším zatížení. V této kontrole stačí kontrolovat pouze pastorek, protože ozubené kolo spojky má menší hodnotu σ_F , takže u něj vyjde i menší $\sigma_{F \max}$.

6 Závěr

V rámci svojí diplomové práce jsem vytvořil 3D koncepční návrh závodního motocyklového čtyřdobého motoru, plně vyhovujícího předpisům FIM pro kategorii Moto3. Motor dosahuje srovnatelných výkonnostních parametrů s motory firem Honda a Oral, motor KTM je na tom výkonnostně o něco lépe.

Před začátkem práce jsem se seznámil s jednotlivými již používanými motory a snažil jsem se z nich použít vždy to nejlepší pro svůj vlastní návrh. Během konstrukčního návrhu jsem provedl návrh rozvodového mechanismu. Výpočty průměrů a zdvihu ventilů jsou počítány pomocí empirických vzorců. V rámci práce jsem provedl pevnostní kontrolu a rozbor vyvážení klikového mechanismu. Během konstrukce jsem se zabýval i výpočtem vlastní frekvence ventilových pružin, které jsem nakonec navrhl jako pružiny s proměnným stoupáním. Ve výpočetní části jsem zároveň provedl návrh ozubení primárního převodu a jeho jednotlivé kontroly.

Prací na této diplomové práci jsem se seznámil s konstrukcí motocyklových motorů a získal zkušenosti s tím, co vše obnáší konstrukční návrh motoru. Během práce jsem byl častokrát nucen měnit již jednou navržené díly, tak aby odpovídaly jiným částem motoru.

6.1 Další pokračování projektu

Dalším pokračováním projektu by byla příprava finální verze modelu pro tvorbu výkresové dokumentace. V rámci této přípravy by se musela provést kompletní termodynamická analýza motoru a analýza proudění v kanálech, ventilech a ve válci. Zároveň by se musela udělat pevnostní kontrola klikového mechanismu ve všech polohách jeho pohybu, aby se vyloučila možnost nejvyššího namáhání v jiné, než v jedné ze tří kontrolovaných poloh klikové hřídele. Důležitá je i simulace rozvodu a jeho kontrola z hlediska kmitání. Další nutná simulace je simulace chlazení motoru, kontrola dostatečného průtoku chladicí kapaliny čerpadlem a návrh správné velikosti chladiče. Stejně tak je potřeba udělat analýzu mazání motoru z hlediska jeho dostatečného tlaku a dostatečného mazání všech mazaných míst a stanovit objem olejové náplně.

Kromě těchto simulací a analýz je ještě potřeba detailně se věnovat částem motoru, které byly v konstrukční části zpracovány pouze schematicky. Konkrétně se jedná o spojku a o převodovku. Na spojce je potřeba určit dostatečný počet lamel, aby byla schopna přenést krouticí moment motoru, a u převodovky bude potřeba na základě vnější čáry charakteristiky motoru navrhnout vhodné převodové stupně.

Za předpokladu dostatku času by bylo vhodné zvážit změnu pozice převodovky, která by zajistila vyústění hřídele pastorku sekundárního převodu blíž k ose otáčení zadní vidlice. Tím by se omezil vliv propružení zadní vidlice na napnutí řetězu sekundárního převodu.

Na základě těchto analýz a simulací by se musela případně upravit konstrukce motoru. Pak by již bylo možné začít zpracovávat výkresovou dokumentaci. Konstrukce je navržena tak, aby bylo motor možno vyrábět v České republice. Pokud by se zajistila spolupráce s některou z firem zabývajících se konstrukcí a výrobou rámu motocyklů, mohla by vzniknout série těchto motocyklů vhodných pro výchovu mladých jezdců.

7 Zdroje

- [1] MACEK, Jan: *Spalovací motory*. 2.vyd. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2012. 262s. ISBN 978-80-01-05015-6
- [2] MACKERLE, Julius: *Motory závodních automobilů*. 2.vyd. Praha: SNTL, 1980. 196s.
- [3] MANNING, John: *Internal combustion engine design*. 1.vyd. Shoreham by Sea: Ricardo UK Limited, 2012. 658s. ISBN 978-0-9573292-0-1
- [4] TRZESNIOWSKI, Michael: *Rennwagentchnik*. 1.vyd. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008. 866s. ISBN 978-3-8348-0484-6
- [5] HEYWOOD, John B.: *Internal combustion engines fundamentals*. 1.vyd. New York: McGraw-Hill, 1988. 930s. ISBN 0-07-028637-X
- [7] GROHE, Heinz: *Benzínové a naftové motory*. 1.vyd. Bratislava: Alfa, 1985. 192s.
- [8] Kolektiv pracovníků VÚNM a ČKD: *Naftové motory čtyřdobé 1. díl*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1955. 417s.
- [9] RAUSCHER, Jaroslav: *Ročníkový projekt*. 1.vyd. Brno: VUT, 2005. 154s.
- [10] ČSN 01 4686: *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Český normalizační institut, 1988

8 Seznam příloh

1. Sestavový výkres motoru
2. Studie zástavby motoru do rámu motocyklu
3. CD s CAD daty a výpočty