

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Čtyřdobý jednoválcový motocyklový motor o objemu 250 ccm

Autor: **David NOVÁK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2014/2015

**ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**  
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. David NOVÁK**  
Osobní číslo: **S13N0026P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Čtyřdobý jednoválcový motocyklový motor o objemu 250 ccm**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte návrh čtyřdobého jednoválcového kapalinou chlazeného motoru závodního motocyklu dle současných pravidel FIM pro třídu MX2. Jednotlivé části motoru, s výjimkou převodovky, spojky a zapalovacího systému, zpracujte v prostředí CAD. Dále vypracujte výkres vybrané komponenty motoru a celkové sestavy, ve které uvedete pouze hlavní zástavbové rozměry.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Současní výrobci motocyklů pro třídu MX2
3. Stanovení hlavních parametrů motoru a jeho hrubý konstrukční návrh
4. Konstrukční návrh vybrané komponenty motoru
5. Zhodnocení výsledků

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**MACKERLE, I. J.** *Motory závodních automobilů.* Praha: SNTL, 1980

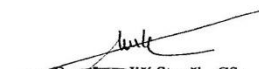
**RAUSCHER, J.** *Spalovací motory.* Brno: VUT, 2005

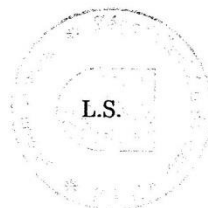
**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojího inženýra.* Praha: Computer-Press,


*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Michalec**  
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**  
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Věclava Lasová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval Ing. Petrovi Michalcovi za strávený čas při konzultacích a velice profesionální rady, které mi pomohly při tvorbě diplomové práce.

Dále děkuji Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. za vedení této diplomové práce.

Také bych chtěl poděkovat celé své rodině za podporu po celou dobu mého studia na vysoké škole.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> Novák	<b>Jméno</b> David	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Doc. Ing. Němec, CSc.	<b>Jméno</b> Ladislav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Čtyřdobý jednoválcový motor o objemu 250 ccm		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	176	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	112	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	64
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce představuje současné výrobce motokrosových motorů třídy MX2. Ukazuje postup návrhu základních parametrů a hrubý konstrukční návrh motoru v prostředí CAD. Dále obsahuje ověření některých částí motoru.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Motocykl, motor, motokros, MX2, návrh, konstrukce, CAD, design, počítačová simulace</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Novák	<b>Name</b> David	
<b>FIELD OF STUDY</b>	23-35-8 “Transport and handling machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Němec, CSc.	<b>Name</b> Ladislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Single cylinder 250 ccm four-stroke motorcycle engine		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	176	<b>TEXT PART</b>	112	<b>GRAPHICAL PART</b>	64
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma thesis introduces contemporary producers of MX2 class motocross engines. It describes a process of projecting basic parameters and a rough constructional design of an engine in a CAD environment. Furthermore, it includes verifications of some parts of the engine.
<b>KEY WORDS</b>	Motorcycle, engine, motocross, MX2, project, CAD, design, computer simulation

## Obsah

Prohlášení o autorství .....	4
Poděkování .....	5
Seznam obrázků .....	5
Seznam tabulek .....	7
1. Úvod .....	8
2. Současní výrobci motorů třídy MX2 .....	9
2.1 Honda CRF 250 .....	9
2.1.1 Uspořádání motoru .....	9
2.1.2 Mazání .....	11
2.1.3 Chlazení .....	12
2.2 Yamaha YZ250F .....	13
2.2.1 Uspořádání motoru .....	13
2.2.2 Mazání .....	14
2.2.3 Chlazení .....	14
2.3 Kawasaki KX250F .....	15
2.3.1 Uspořádání motoru .....	15
2.3.2 Mazání .....	17
2.3.3 Chlazení .....	18
2.4 Suzuki RM-Z 250 .....	19
2.4.1 Uspořádání motoru .....	19
2.4.2 Mazání .....	21
2.4.3 Chlazení .....	22
2.5 KTM SXF 250 .....	22
2.5.1 Uspořádání motoru .....	22
2.5.2 Mazání .....	24
2.5.3 Chlazení .....	24
2.6 Husqvarna FC 250 .....	25
2.7 TM Racing MX 250 .....	26
2.7.1 Uspořádání motoru .....	27
2.8 Porovnání vybraných výrobců z hlediska výkonu .....	29
3. Základní parametry motoru .....	31
3.1 Základní požadavky .....	31



3.2	Návrh základních parametrů motoru .....	31
3.2.1	Vrtání a zdvih válce.....	31
3.2.2	Kompresní poměr .....	32
3.2.3	Rozvržení ventilů .....	33
3.2.4	Tvar spalovacího prostoru .....	34
3.2.5	Maximální otáčky a střední pístová rychlost.....	34
3.2.6	Průměry sání a výfuku.....	36
3.2.7	p- $\alpha$ a p-V diagram .....	37
3.2.8	Výpočet efektivního výkonu: .....	39
4.	Koncepce motoru .....	40
4.1	Návrh koncepce motocyklu .....	40
4.2	Hlava.....	42
4.2.1	Skeleton a postup modelování hlavy.....	42
4.2.2	Spalovací prostor .....	43
4.2.3	Sací a výfukové kanály .....	45
4.2.4	Sací kanál .....	46
4.2.5	Výfukový kanál .....	47
4.2.6	Jádro chladicí kapaliny hlavy válce .....	47
4.2.7	Šrouby hlavy .....	50
4.2.8	Zapalovací svíčka .....	52
4.2.9	Uložení rozvodového mechanismu .....	53
4.2.10	Držáky vačkových hřídelů .....	54
4.2.11	Víko hlavy .....	55
4.2.12	Další části hlavy .....	56
4.3	Rozvodový mechanismus .....	58
4.3.1	Vačkové hřídele.....	58
4.3.2	Ventily .....	59
4.3.3	Průměr talířku ventilů.....	60
4.3.4	Úhel sklonu ventilů .....	60
4.3.5	Dřík ventilů .....	60
4.3.6	Vačky .....	60
4.3.7	Zdvihátka.....	63
4.3.8	Ventilové pružiny .....	63

4.3.9	Sedla ventilů .....	64
4.3.10	Misky a zámky ventilů .....	65
4.3.11	Vodítka ventilů .....	66
4.3.12	Rozvodový řetěz.....	66
4.3.13	Řetězová kola .....	67
4.3.14	Napínák řetězu.....	68
4.3.15	Napínací vodící lišta.....	68
4.3.16	Uklidňovací vodící lišta .....	69
4.4	Klikový mechanismus .....	70
4.4.1	Píst.....	70
4.4.2	Pístní kroužky.....	72
4.4.3	Pístní čep .....	72
4.4.4	Ojnice .....	73
4.4.5	Ojniční čep .....	75
4.4.6	Klikový hřídel .....	76
4.4.7	Vyvažování.....	79
4.4.10	Vyvážení daného motoru pro třídu MX2 .....	81
4.4.11	Vyvažovací hřídel .....	84
4.5	Válec.....	86
4.6	Skříň.....	88
4.6.1	Pravá skříň.....	88
4.6.2	Levá skříň.....	90
4.6.3	Víko spojky .....	91
4.6.4	Spojka.....	92
4.6.5	Převodovka.....	92
4.6.6	Odvětrání klikové skříně .....	93
4.7	Mazání .....	94
4.7.1	Návrh olejového čerpadla dle (23) .....	96
4.8	Chlazení .....	99
5.	Ověření koncepce motoru .....	101
5.1	Ověření klikového mechanismu .....	101
5.1.1	Nalisování ojničního čepu .....	101
5.1.2	Síly působící v klikovém mechanismu.....	104

5.1.3	Měrný tlak mezi pístním čepem a okem ojnice.....	104
5.1.4	Měrný tlak mezi pístním čepem a pístem.....	105
5.1.5	Smykové a ohybové namáhání ojničního čepu .....	105
5.1.6	MKP ojnice .....	106
5.2	Kontrola rozvodového mechanismu .....	108
6.	Závěr.....	109
	Literatura .....	110
	Seznam příloh.....	112
	Seznam příloh na CD .....	112

## Seznam obrázků

obr. 1 - Honda CRF 250 - model 2015.....	9
obr. 2 - Řez motoru staršího modelu Honda CRF (1) .....	10
obr. 3 - Mazací oběh motoru Honda (2).....	11
obr. 4 - Yamaha YZ250F - model 2015 .....	13
obr. 5 - Kawasaki KX250F - model 2015 (4) .....	15
obr. 6 - duální vstřikování paliva KX250F 2015 (4).....	16
obr. 7 - klikový hřídel KX250F (5).....	16
obr. 8 - mazací systém KX250F (6) .....	17
obr. 9 - Suzuki RM-Z 250 - model 2015 (7) .....	19
obr. 10 - řez motorem Suzuki RMZ-250 (2014) (8).....	20
obr. 11 - mazání Suzuki RM-Z 250 (9) .....	21
obr. 12 - KTM SX-F 250 model 2015 (10) .....	22
obr. 13 - Soustava mazání KTM SX-F 250 model 2007 (11) .....	24
obr. 14 - Husqvarna FC 250 - model 2015 (12) .....	25
obr. 15 - TM MX 250 Fi - model 2015 (13) .....	26
obr. 16 - Model TM 2015 v barvách české značky ČZ (14) .....	27
obr. 17 - motor motocyklu TM MX250F z roku 2006 (15) .....	28
obr. 18 - motor motocyklu TM MX250F z roku 2006 (15) .....	28
obr. 19 - srovnání výkonů jednotlivých motorů (16) .....	29
obr. 20 – srovnání průběhů krouticích momentů (16).....	30
obr. 21 - Závislost tepelné účinnosti tepelného oběhu $\eta_t$ na kompresním poměru $\varepsilon$ (17).....	33
obr. 22 - Rozdělení ztrát v motocyklovém motoru NSU R 11-52 (17).....	34
obr. 23 - Hodnoty získané ze simulace programu Lotus .....	37
obr. 24 - p-alpha diagram motoru této práce .....	38
obr. 25 - p-V diagram motoru této práce.....	38
obr. 26 – první návrh rámu.....	41
obr. 27 - Rozvržení moto.....	41
obr. 28 - Skeleton hlavy a rozvodového mechanismu .....	42
obr. 29 - Navržený kulovitý spalovací prostor .....	43
obr. 30 - modifikovaný kulovitý spalovací prostor .....	44
obr. 31 - Střechovitý spalovací prostor .....	44
obr. 32 - Modifikovaný model střechovitého spalovacího prostoru .....	45
obr. 33 - Sací kanál.....	46
obr. 34 - Výfukový kanál .....	47
obr. 35 - Jádro chlazení .....	48
obr. 36 - Znamky jádra chlazení.....	48
obr. 37 - Odvodnění zapalovací svíčky .....	49
obr. 38 - Výstup chladicí kapaliny .....	49
obr. 39 - Rozvržení šroubů hlavy .....	50
obr. 40 - Umístění zapalovací svíčky .....	52
obr. 41 - Pohled shora do hlavy válce .....	53

obr. 42 - Držáky vačkových hřídelů.....	54
obr. 43 - Držáky vačkových hřídelů - pohled ze spodu .....	55
obr. 44 - Víko hlavy .....	55
obr. 45 - Těsnění víka hlavy.....	56
obr. 46 - Výfuková příruba (vpravo) a příruba sání (vlevo).....	56
obr. 47 - Těsnění hlavy.....	57
obr. 48 - Řez šrouby hlavy .....	57
obr. 49 - Rozvodový mechanismus .....	58
obr. 50 - Vačkový hřídel .....	58
obr. 51 - Sací a výfukový ventil .....	59
obr. 52 - Řez uchycením ventilu. ....	61
obr. 53 - Diagram časování ventilů .....	62
obr. 54 - Zdvihátko ventilu.....	63
obr. 55 - Korekční Wahlův součinitel $\varphi$ v závislosti na $D/d$ .....	64
obr. 56 - Sedlo sacího ventilu.....	65
obr. 57 - Zámek (vlevo) a miska ventilu .....	65
obr. 58 - Vodítko ventilu s těsněním .....	66
obr. 59 - Rozměry rozvodových řetězů DID (21) .....	67
obr. 60 - Napínací lišta .....	68
obr. 61 - Uklidňovací lišta.....	69
obr. 62 - Řez pístem .....	70
obr. 63 - Píst - pohled zesponu .....	71
obr. 64 - Píst z vrchu .....	71
obr. 65 - Drážky pro pístní kroužky .....	72
obr. 66 - Řez spojením pístu a ojnice .....	73
obr. 67 - Ojnice - pohled zepředu.....	73
obr. 68 - I - profil ojnice .....	74
obr. 69 - Horní oko ojnice .....	75
obr. 70 - Řez spodním okem ojnice.....	75
obr. 71 - Zobrazení ojnicního čepu v řezu .....	76
obr. 72 - Pravé a levé rameno klikového hřídele.....	77
obr. 73 - Obálka pístu.....	78
obr. 74 - Klikový mechanismus .....	79
obr. 75 - Vyvážení setrvačných sil posuvných I. a II. řádu u jednoválcového motoru (17) ...	80
obr. 76 - Rozložení hmotnosti ojnice .....	83
obr. 77 - Finální model obou závaží klikového hřídele.....	84
obr. 78 - Vyvažovací hřídel.....	84
obr. 79 - Model válce .....	86
obr. 80 - Model jádra chlazení .....	87
obr. 81 - Válec s klikovým mechanismem .....	87
obr. 82 - Pravá skříň - vnitřní strana.....	89
obr. 83- Pravá skříň - vnější strana.....	89
obr. 84 - Levá skříň - vnitřní část .....	90

obr. 85 - Levá skříň - vnější část .....	90
obr. 86 - Víko spojky – vnější strana .....	91
obr. 87 - Víko spojky - vnitřní strana .....	91
obr. 88 - Model spojky .....	92
obr. 89 - Schéma převodovky .....	93
obr. 90 - Odvětrání skříně .....	93
obr. 91 - Mazání ve skříní motoru .....	94
obr. 92 - Plnopřtokový olejový filtr Hiflo .....	94
obr. 93 - Přívod oleje k ojnicnímu ložisku .....	95
obr. 94 - Mazání v hlavě motoru .....	96
obr. 95 - Schéma olejového čerpadla .....	98
obr. 96 - Chladicí oběh .....	99
obr. 97 - Čerpadlo chladicí kapaliny .....	100
obr. 98 - Schéma naliseování ojnicního čepu .....	101
obr. 99 - Schéma uložení pístního čepu v pístu .....	104
obr. 100 - Diskretizovaná ojnice .....	107
obr. 101 - Diagram překrytí ventilů s diagramem zdvihu pístu .....	108
obr. 102 - Detail diagramu překrytí ventilů .....	108

## Seznam tabulek

Tabulka 1 - Rozdělení motokrosových tříd podle zdvihového objemu .....	8
Tabulka 2 - Charakteristika motoru Honda CRF 250 .....	12
Tabulka 3 - Charakteristika motoru Yamaha YZ250F .....	14
Tabulka 4 - Charakteristika motoru Kawasaki KX250F .....	18
Tabulka 5 - Charakteristika motoru Suzuki RM-Z 250 .....	21
Tabulka 6 - Charakteristika motoru KTM SXF 250 .....	23
Tabulka 7 - Charakteristika motoru TM MX 250F .....	29
Tabulka 8 - Srovnání středních pístových rychlostí současných výrobců .....	36
Tabulka 9 - Navržené parametry motoru .....	39
Tabulka 10 - Tabulka používaných svíček NGK .....	52
Tabulka 11 - Používané zdvihy ventilů .....	62
Tabulka 12 - Rozměry ojnic současných výrobců .....	74
Tabulka 13 - Rozměry používaných ložisek klikového hřídele .....	77
Tabulka 14 - Hmotnosti jednotlivých částí klikového mechanismu .....	82
Tabulka 15 - Vstupní parametry převodu .....	85
Tabulka 16 - Výsledné hodnoty převodu .....	85
Tabulka 17 - Parametry zvoleného olejového čerpadla .....	97
Tabulka 18 - Rozměry zvoleného olejového čerpadla .....	97
Tabulka 19 - Výsledky analýzy MKP .....	106

## 1. Úvod

Motokros se začal plně rozvíjet v poválečném období. Tehdy se ještě jezdilo na čtyřdobých motocyklech s hmotností okolo 160 kilogramů. Největších úspěchů dosahovali jezdci i stroje z Velké Británie. V polovině šedesátých let se začínají vyrábět dvoudobé motory a s nimi se do popředí dostává i česká značka ČZ. Dvoudobé stroje disponovaly menší hmotností, velkým výkonem a v důsledku malé hmotnosti i lepší ovladatelností. Díky těmto vlastnostem získala značka ČZ několik mistrovských titulů. V sedmdesátých letech, však přichází na scénu japonské stroje, které postupně ovládly prostředí motokrosu a dominují mu dodnes.

Dlouhá léta se pro pohon motokrosových motocyklů používaly dvoudobé motory. Typické byly tři kubatury: 125ccm, 250ccm, a 500 ccm. Na začátku 21. století se začaly do motokrosu znovu vracet čtyřdobé stroje. Prvním průkopníkem v tehdejší třídě 125 ccm byla Yamaha. Později se k této značce přidaly další a čtyřdobé motory opět ovládly motokrosové závody. Vznikly tak nové mistrovské kubatury: MX1, MX2 a MX3. Přehled kubatur je zobrazen v tabulce 1.

Tabulka 1 - Rozdělení motokrosových tříd podle zdvihového objemu

Název kubatury	Povolený zdvihový objem pro dvoudobé motory [cm <sup>3</sup> ]	Povolený zdvihový objem pro čtyřdobé motory [cm <sup>3</sup> ]
50	do 50	Nevyrábí se
65	od 50 do 65	Nevyrábí se
85	od 65 do 85	od 75 do 150
MX2	od 100 do 125	od 175 do 250
MX1	od 175 do 250	od 290 do 450
MX3	od 175 do 500	od 290 do 650

Čtyřdobé motory vytlačily dvoudobé hlavně proto, že vykazují lepší průběh výkonu a krouticího momentu v průběhu celých otáček, a tím i lepší schopnost přenesení výkonu na terén. Další výhodou jsou nižší emise a při využití moderních materiálů i srovnatelná hmotnost. V současné době se u motorů používá vstřikování paliva, které ještě zlepšuje průběh výkonu.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem motoru do motokrosového motocyklu třídy MX2. Zhodnocuje současný stav motokrosových motorů na trhu a měla by ukázat základní postup při navrhování jejich jednotlivých částí. Konstrukční návrh bude zpracován v CAD prostředí a po zhotovení budou některé jeho části ověřeny pomocí základních výpočtů.

## 2. Současní výrobci motorů třídy MX2

### 2.1 Honda CRF 250

Společnost Honda nacházející se poblíž japonského Tokia se zabývá výrobou motocyklů se čtyřtákními motory pro motokrosovou třídu MX2 od roku 2004. Tento motor je zvláštní tím, že používá tzv. UNICAM – rozvodový mechanismus s jednou vačkovou hřídelí v hlavě válců.



obr. 1 - Honda CRF 250 - model 2015

#### 2.1.1 Uspořádání motoru

Honda používá od samého začátku výroby klasické uspořádání válce tj. stojaté. U modelu 2015 je válec postavený téměř kolmo k zemi viz obr. 1. Sání a výfuk jsou umístěny proti sobě v obvyklém uspořádání, u kterého je vyústění výfuku nasměrováno do směru jízdy. Sání je přivedeno z airboxu uloženého pod sedlem a jeho přívod do hlavy válce je mírně vyosený na levou stranu. Výfuk je také veden mimo osu a jeho vyústění z hlavy válce je umístěno lehce vpravo.

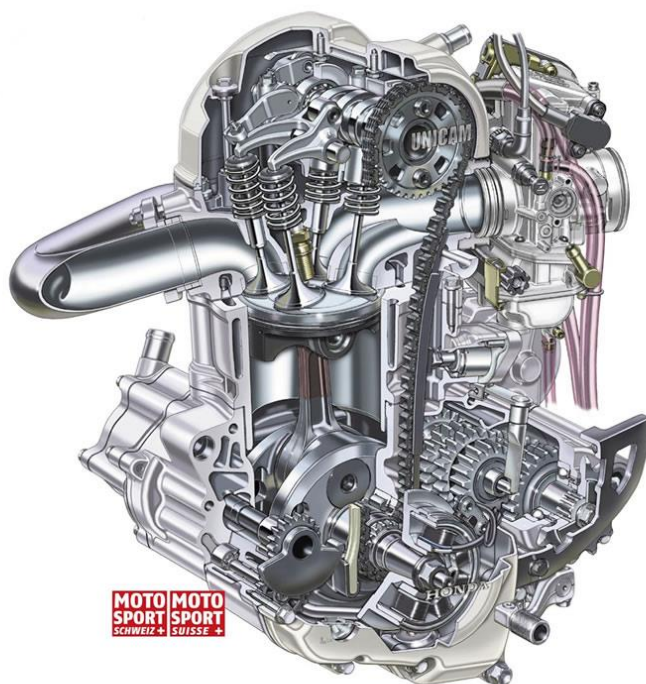
Příprava směsi je realizována pomocí nepřímého vstřikování paliva, řízeného řídicí jednotkou umístěnou v přední části motocyklu za čelní tabulkou. Model 2015 nově dostal možnost volby ze tří jízdních režimů, které lze měnit jedním stisknutím tlačítka. Jízdní režimy jsou rozděleny na standartní, jemný a agresivní průběh výkonu.



V hlavě válce jsou umístěny čtyři ventily a již zmíněná jedna vačková hřídel, poháněná od klikového hřídele pomocí zubového řetězu. Vačková hřídel je uložena na dvou kuličkových ložiskách. Rozvodový řetěz je veden v plastových vodičkách a přes jedno z nich je napínán pomocí napínáku.

Klikový hřídel je navržen jako dělený, na levé straně ve směru jízdy je umístěn elektrický generátor a na pravé drážkování pro ozubené kolo, pohánějící spojkový koš. Spojení klikového hřídele je řešeno dutým čepem, na který je nasazena ojnice přes jehlové ojnicí ložisko a boční podložky, zabraňující tření s klikovou hřídelí. Ojnice je nedělená, kovaná z oceli. Píst je k ojnici připojen přes další dutý čep a jejich otočná vazba je zajištěna kluzným ložiskem nalisovaným v ojnici. Píst je z hliníkové slitiny a jsou v něm vyfrézovány tři drážky pro dva těsnící a jeden stírací kroužek. Na plochem dně pístu jsou vyfrézována malá zahloubení, aby nedošlo ke kontaktu s otevřenými ventily. V klikové skříni je také umístěna vyvažující hřídel, která je určena k tlumení vibrací. Tato hřídel je vlevo uložena na jehlovém ložisku a na pravé straně na kuličkovém. Vývažek je pouze jeden a byl umístěn na levou stranu. Vyvažovací hřídel je poháněna od klikové hřídele pomocí ozubeného kola na pravé straně. Na hřídeli jsou ještě další dvě ozubená kola. První, nasazené na poháněcím kole, je určeno k pohonu vodní pumpy a druhé, umístěné u vývažku, pohání olejové čerpadlo motoru.

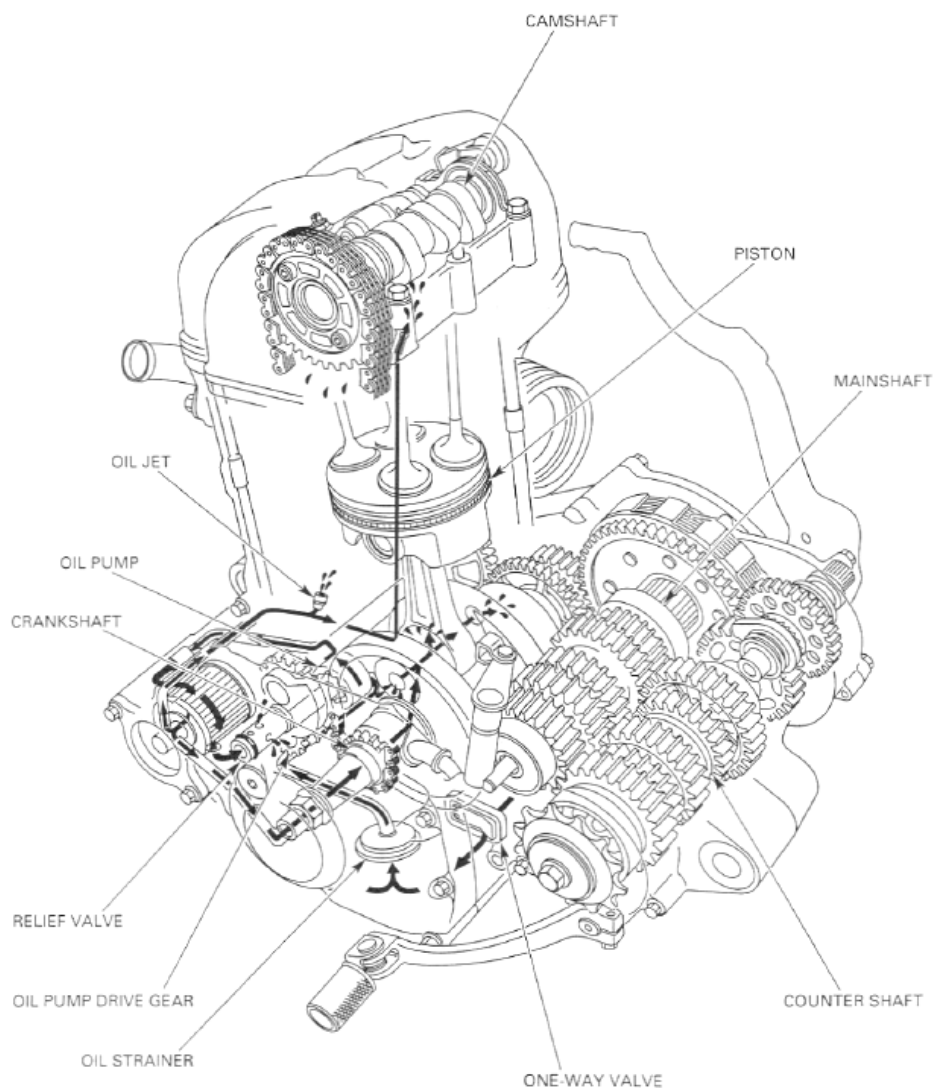
Spojkový koš je společně se startovacím mechanismem umístěn na pravé straně motoru. Nachází se v olejové lázni a má osm lamel. V převodovce se nachází pět rychlostních stupňů.



obr. 2 - Řez motoru staršího modelu Honda CRF (1)

### 2.1.2 Mazání

Honda CRF 250 má oddělené mazací soustavy převodovky a motoru. Převodovka společně se spojkou má vlastní olejovou lázeň, která zajišťuje jejich mazání. Motor je mazán nuceným oběhem. Přes sací koš je zubovým čerpadlem s vnitřním ozubením nasáván olej z levé strany motoru. Čerpadlo je poháněno vyvažovací hřídelí. Dále je olej tlačěn přes plno-průtokový čistící filtr s papírovou čistící vložkou. Odsud je kanálky rozveden do klikového hřídele, ojníčního ložiska, k trysce na ostřík dna pístu a do hlavy válce, kde maže rozvodový mechanismus. Poté olej skapává do prostoru, ve kterém se nachází sací koš. Od ojnice, pístu a klikové hřídele je olej kvůli pění veden přes jednocestný ventil.



obr. 3 - Mazací oběh motoru Honda (2)

### 2.1.3 Chlazení

Chladicí soustava se skládá z kapalinového čerpadla, hadic a dvou chladičů. Čerpadlo je poháněno přes ozubené kolo vyvažovacího hřídele. Kapalinové čerpadlo je uloženo v pravém krytu motoru v kuličkovém ložisku a utěsněno těsněním, aby do něj nevnikl olej ze spojkové skříně. Od čerpadla je chladicí kapalina rozváděna hadicemi do trubkových chladičů, kde dochází nápořem vzduchu k ochlazení kapaliny. Chladiče jsou umístěny před motorem nad úrovní hlavy. Z chladičů je kapalina rozváděna do hlavy, válce a zpět k čerpadlu.

Současná modelová řada (2015) má parametry motoru uvedené v Tabulka 2.

Tabulka 2 - Charakteristika motoru Honda CRF 250

Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	76,8 x 53,8 mm
Zdvihový objem	249 ccm
Kompresní poměr	13,5:1
Maximální výkon	28kW (11000 ot./min)
Maximální krouticí moment	26,5 Nm (8500 ot./min)
Počet převodových stupňů	5
Rozvod	SOHC
Počet ventilů	4

## 2.2 Yamaha YZ250F

Yamaha je japonská firma založená v japonském městě Gakki. Původně se firma zabývala výrobou hudebních nástrojů, od čehož také vzniklo její logo tři zkřížených ladiček. Od roku 1955 byla rozšířena o výrobu motocyklů (3).



obr. 4 - Yamaha YZ250F - model 2015

### 2.2.1 Uspořádání motoru

Čtyřtákní motokrosové motocykly o objemu 250 cm<sup>3</sup> vyrábí od roku 2001. Dlouhou dobu byly tyto motocykly osazovány pěti ventily na válec. Od roku 2014 značka přešla na čtyřventilové provedení a po vzoru silnější YZF 450 otočila válec tak, že je sání umístěno zepředu motocyklu a výfuk vyúsťuje ze zadní strany válce. Jak je patrné z obr. 4, válec je umístěn na stojato s osou mírně nahnutou dozadu. Přívod vzduchu je tedy umístěn před sedlem, ne pod sedlem jak bývá zvykem. Díky tomuto uspořádání je vzduch veden do válce téměř přímou cestou a jsou minimalizovány ztráty vířením. Taktéž od roku 2014 používá Yamaha pro YZF 250 nepřímé vstřikování paliva, řízené elektronickou řídicí jednotkou umístěnou mezi hlavou válce a palivovou nádrží.

V hlavě válce jsou umístěny dvě vačkové hřídele, uložené z jedné strany na kuličkových a z druhé strany na kluzných ložiskách a jsou poháněny zubovým řetězem od klikového hřídele. Aby nedošlo k přeskočení rozvodového řetězu na ozubeném kole, je tento řetěz veden v plastových vodících pásech a dopínán přes bezúdržbový napínák.

Klikový hřídel je uložen na kuličkových ložiskách a je řešen podobně jako u Hondy, stejně tak píst a ojnice jsou podobné. Yamaha podobně jako Honda používá vyvažovací hřídel poháněnou ozubeným kolem od klikového hřídele a uloženou na dvou kuličkových ložiskách. Vyvažovací hřídel u YZF 250 ovšem obsahuje dva vývažky.

Spojkový koš je umístěn na pravé straně motoru a spojka je devíti lamelová v olejové lázni. Převodovka má pět převodových stupňů.

Tabulka 3 ukazuje parametry motoru Yamaha YZ250F.

Tabulka 3 - Charakteristika motoru Yamaha YZ250F

Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	77 x 53,6 mm
Zdvihový objem	250 ccm
Kompresní poměr	13,5:1
Maximální výkon	výrobce neuvádí
Maximální krouticí moment	výrobce neuvádí
Počet převodových stupňů	5
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4

### 2.2.2 Mazání

Motor YZ250F má společné mazání prostoru motoru a převodovky. U starších modelů používala Yamaha mazání z externí olejové nádrže. Od roku 2014 již používá mazání z klikové skříně jako ostatní výrobci. K rozvádění oleje slouží trochoidní olejové čerpadlo umístěné mezi klikovou hřídelí a převodovkou ve spodní části motoru. K čištění oleje je používán plno-  
průtokový čistící filtr s papírovou vložkou.

### 2.2.3 Chlazení

Chlazení je kapalinové a skládá se ze stejných částí jako u Hondy. Kapalinové čerpadlo je umístěno na pravé straně motoru a je poháněno od klikové hřídele. Od čerpadla proudí kapalina do chladičů, z chladičů do hlavy válců a přes válec zpět do čerpadla.

## 2.3 Kawasaki KX250F

Kawasaki je japonskou firmou se sídly poblíž Kobe a Tokia. Společnost je pojmenována po svém zakladateli, který se jmenuje Shōzō Kawasaki, nikoli po městě Kawasaki a zabývá se nejen výrobou motocyklů, ale i těžkým strojírenstvím, výrobou lodí a dalšími průmyslovými odvětvími. Motocykly Kawasaki se vyrábějí od konce druhé světové války.

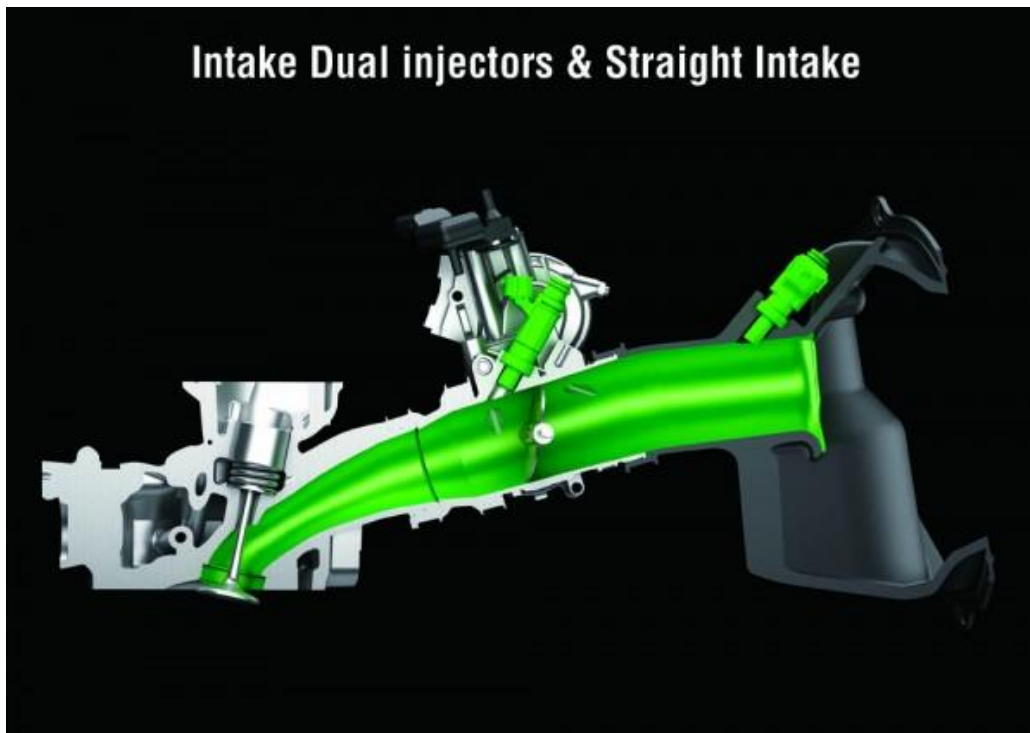


obr. 5 - Kawasaki KX250F - model 2015 (4)

### 2.3.1 Uspořádání motoru

Model KX250F se vyrábí od roku 2005. Zpočátku byla vyvíjena společně se Suzuki RM-Z 250. Později se Kawasaki vydala vlastní cestou a od roku 2011 používá elektronicky řízené vstřikování paliva.

Z obr. 5 je zřejmé, že Kawasaki používá klasické uspořádání válce, tj. sání je vedeno z airboxu z podseda motocyklu, podobně jako u Hondy, a výfuk vyústí uje vpředu. Příprava směsi je realizována nepřímým vstřikováním paliva, které je řízeno řídicí jednotkou umístěnou zepředu rámu. Model 2015 nabízí možnost změny palivových map ve třech režimech (standart, hard, soft) a používá duální vstřikování paliva, viz. obr. 6.



obr. 6 - duální vstřikování paliva KX250F 2015 (4)

V hlavě válce jsou umístěny dvě vačkové hřídele (rozvod DOHC), uložené na straně blíže k rozvodovému řetězu v kuličkovém ložisku. Na straně mezi vačkami jsou hřídele uloženy kluzně. Rozvodový řetěz je zubový podobně jako u Yamahy a nachází se na levé straně motoru. Vedení a napínání rozvodového řetězu je řešeno opět podobně jako u konkurenčních výrobců. Jsou použity plastové vodící pásy a bezúdržbový napínák řetězu.

Klikový hřídel je podobně jako u konkurence dělený, slisovaný pomocí ojnicního čepu a uložený na dvou kuličkových ložiskách. Píst a ojnice se téměř neliší od ostatních výrobců. Tvar setrvačnicků klikového hřídele se však odlišuje (seřiznutý kruhový tvar viz obr. 7). Tento tvar napomáhá vyvážení motoru, protože Kawasaki nepoužívá vyvažovací hřídel.

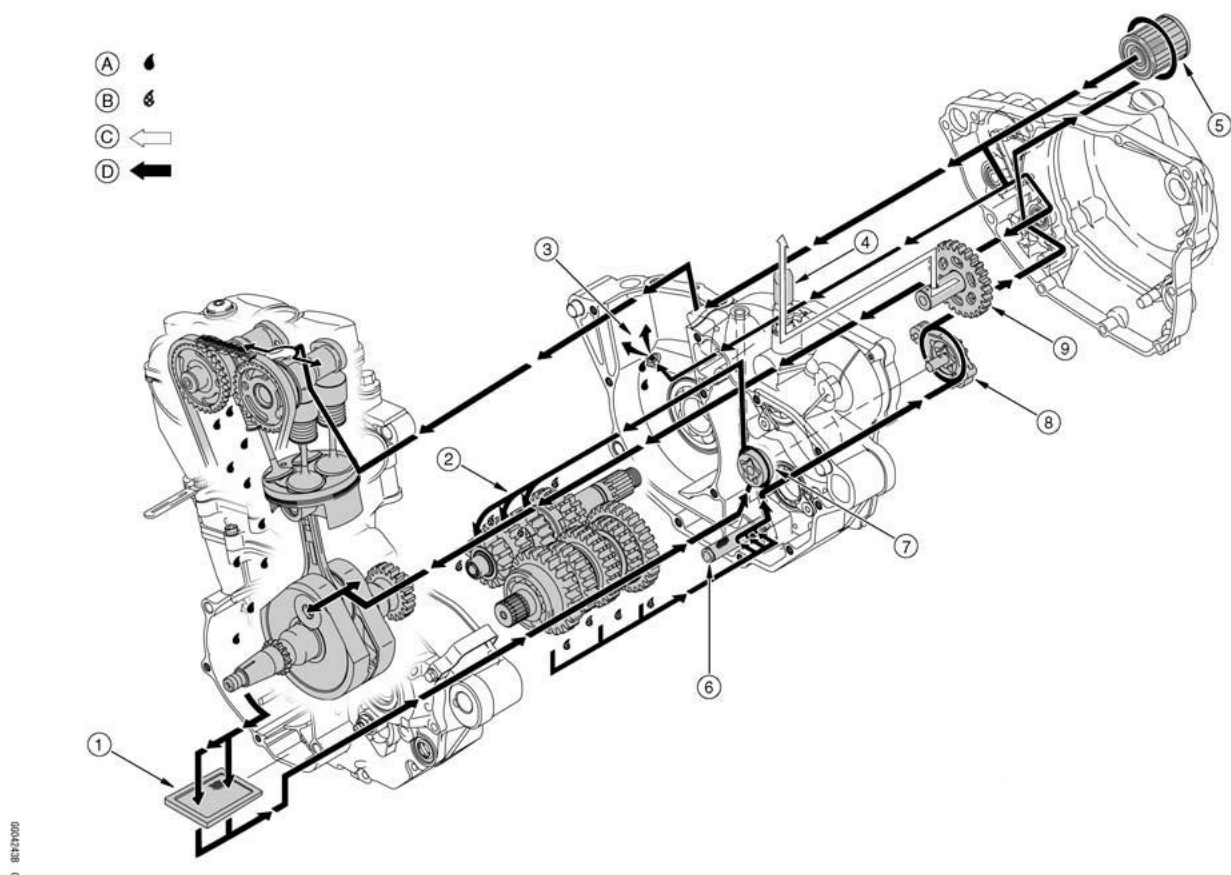


obr. 7 - klikový hřídel KX250F (5)

Spojka je osmi lamelová v olejové lázni a nachází se na pravé straně. V převodovce je pět rychlostí.

### 2.3.2 Mazání

Mazací olej u KX250F je společný pro prostor motoru i převodovky. Mazací okruh je zobrazen na obr. 8. Motor však používá dvě trochoidní olejová čerpadla: odsávací a dávkovací. Odsávací čerpadlo je umístěno v převodové skříně a slouží k rozvádění oleje v převodovce. Odtud olej skape a je dále hnán dávkovacím čerpadlem přes plno-průtokový papírový filtr do klikové skříně, pod píst a do hlavy válce. Poté olej z těchto míst skape do spodní části motoru přes čistící sítko a je opět nasán odsávacím čerpadlem.



obr. 8 - mazací systém KX250F (6)

1. Oil Screen (Scavenge) – olejové sítko (v odsávacím okruhu)
2. Oil Shower to Transmission – rozstřík oleje do převodovky
3. Piston Oil Nozzle – tryska zásobující píst olejem
4. Breather Hose – hadice oddychu
5. Oil Filter – olejový filtr
6. Oil Screen (Feed) – olejové sítko (v dávkovacím okruhu)



- 7. Oil Pump (Scavenge) – olejové čerpadlo (odsávací)
- 8. Oil Pump (Feed) – olejové čerpadlo (dávkovací)
- 9. Kick Starter Idle Gear – převodové mezikolo startovací páky
- A: Crank Room Oil – olej klikové skříně
- B: Transmission Room Oil – olej převodovky
- C: Blowby Gas – vzlínající plyn
- D: Engine Oil – motorový olej

### 2.3.3 Chlazení

Kawasaki využívá jako ostatní kapalinové chlazení motoru. Čerpadlo je opět umístěno na pravé straně a čerpá kapalinu z prostoru hlavy a válce do chladičů, kde dojde ke zchlazení kapaliny nápořem vzduchu. Poté kapalina proudí opět do čerpadla přes hlavu a válec.

Tabulka 4 - Charakteristika motoru Kawasaki KX250F

Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	77 x 53,6 mm
Zdvihový objem	249 ccm
Kompresní poměr	13,8:1
Maximální výkon	výrobce neuvádí
Maximální krouticí moment	výrobce neuvádí
Počet převodových stupňů	5
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4

## 2.4 Suzuki RM-Z 250

Suzuki je japonský výrobce hlavně automobilů, motocyklů a lodních motorů. Firma byla založena Michiem Suzukim v roce 1909 a sídlí ve městě Hamamatsu v kraji Shizuoki. Motocykly se ve firmě Suzuki vyrábějí od roku 1952.

Na obr. 9 je fotografie současného nejnovějšího modelu Suzuki RM-Z 250.

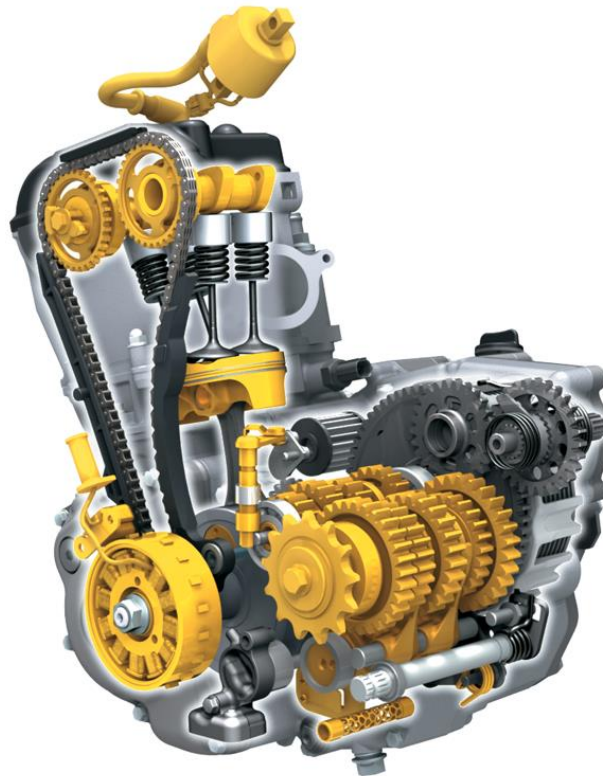


obr. 9 - Suzuki RM-Z 250 - model 2015 (7)

### 2.4.1 Uspořádání motoru

Jak již bylo zmíněno Suzuki byla zpočátku vyvíjena společně s Kawasaki. Vstřikování paliva má RM-Z od roku 2010. Motor je klasické koncepce, kdy sání je přivedeno ze spodu sedla a výfuk směřuje do předku motocyklu. Osa válce je stejně jako u Kawasaki nahnuta mírně dopředu. Suzuki ovšem používá jen jeden vstřikovač paliva a nabízí možnost přepnutí pouze dvou palivových map. Na

obr. 10 se nachází průhledný model motoru Suzuki RM-Z 250 modelová řada 2014.



obr. 10 - řez motorem Suzuki RMZ-250 (2014) (8)

Hlava válce je téměř shodná jako u KX250F tzn. rozvod DOHC, vačkové hřídele uložené na jednom kuličkovém a jednom kluzném ložisku, zubový rozvodový řetěz vedený v plastových vodících pásech a napínání řešené bezúdržbovým napínákem řetězu.

Klikový hřídel je opět dělený, spojený přes ojnicí čep. Rotační vazba ojnice s klikovým hřídelem je zajištěna pomocí jehlového ložiska. Píst je připojen přes pístní čep kluzně. V pístu jsou vybrání pro jeden těsnící a jeden stírací kroužek. Na dně pístu jsou mírná válcová vyfrézování pro zamezení kontaktu s ventily. Setrvačníky jsou kruhového tvaru s vyfrézovanými odlehčeními, která napomáhají vyvážení chodu motoru. Motor nemá vyvažovací hřídel.

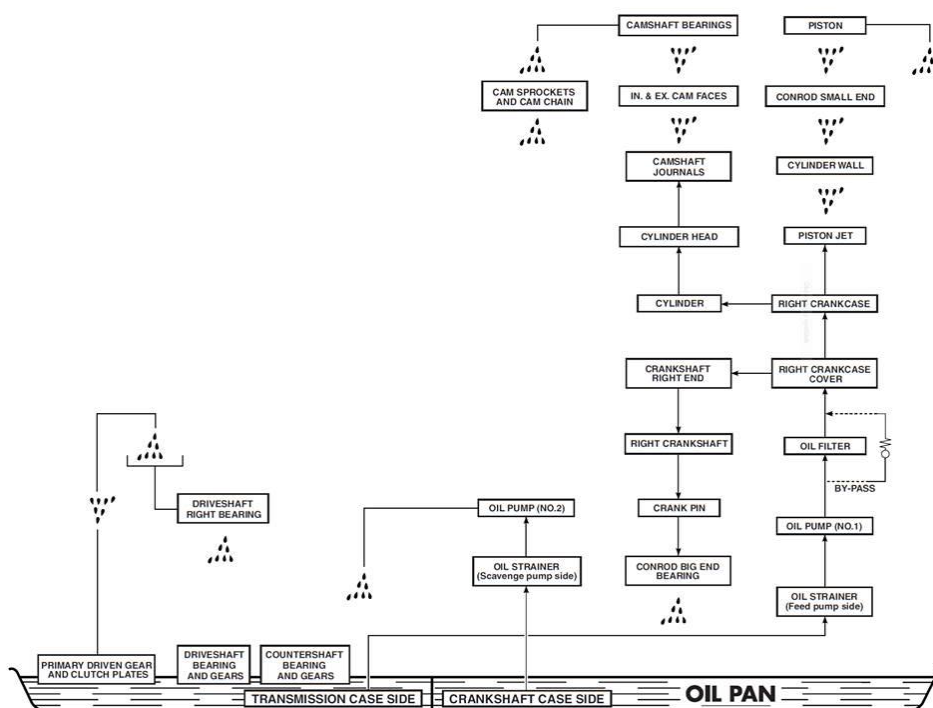
Spojka je osmi lamelová v olejové lázni a převodovka pětistupňová.

Tabulka 5 - Charakteristika motoru Suzuki RM-Z 250

Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	77 x 53,6 mm
Zdvihový objem	249 ccm
Kompresní poměr	13,5:1
Maximální výkon	výrobce neuvádí
Maximální krouticí moment	výrobce neuvádí
Počet převodových stupňů	5
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4

### 2.4.2 Mazání

Schéma mazání je zobrazeno na obr. 11. Olej je stejný pro mazání převodovky i motoru. Stejně jako u Kawasaki je u Suzuki použito čerpadlo odsávací a dávkovací. Odsávací čerpadlo používá olej, který stekl z prostoru hlavy, válce a klikové skříně, a zásobuje olejem převodovku. Dávkovací čerpadlo používá olej z převodovky a maže prostor válcové jednotky. Olej je čištěn přes plno-průtokový papírový filtr umístěný v okruhu za dávkovacím čerpadlem.



obr. 11 - mazání Suzuki RM-Z 250 (9)

### 2.4.3 Chlazení

Chlazení je založeno na stejné koncepci jako u ostatních motorů. Kapalinové čerpadlo je umístěno na pravé straně motoru. Okruh chlazení je vedený od hlavy a válce, kde dochází k přestupu tepla do chladicí kapaliny, poté kapalina proudí přes čerpadlo do chladičů, kde se nápořem vzduchu ochlazuje a opět proudí zpět do válce a hlavy.

## 2.5 KTM SXF 250

Rakouská firma KTM sídlící v Mattighofenu nabízí motocykly se čtyřtákním motorem do 250 ccm od roku 2005. KTM je prakticky jedinou evropskou firmou na trhu, která dokáže konkurovat japonským výrobcům. V posledních deseti letech zažívá tato firma velký vzestup a to díky marketingovým tahům (např. jako jediná nabízí motor o objemu 350ccm, silně podporuje motokrosově týmy soutěžící na mistrovství světa atd.)



obr. 12 - KTM SX-F 250 model 2015 (10)

### 2.5.1 Uspořádání motoru

KTM má osu válce nakloněnou dopředu tzn., že sání je přivedeno ze zádi motocyklu a výfuk je veden dopředu. Od japonských výrobců se odlišuje hlavně tím, že na startování používá elektrický startér a ne nožní startovací páku, která u SX-F 250 vůbec není. Startér je umístěn mezi sáním a skříní převodovky. SX-F 250 se vyrábí od roku 2005 a nepřímé vstřikování pa-

liva řízené elektronickou řídicí jednotkou má od roku 2011. Na obr. 12 je nejnovější model pro třídu MX2.

Rozvodový mechanismus je typu DOHC. Vačkové hřídele jsou uloženy na kluzném a valivém ložisku. Zubový rozvodový řetěz je na rozdíl od ostatních motorů umístěn na pravé straně motoru. Pohon rozvodového řetězu je realizován pomocí ozubeného převodu přes klikový hřídel. Vedení rozvodového řetězu zajišťují plastová vodítka společně s bezúdržbovým pákovým napínákem.

Kliková hřídel je dělená a uložena na kuličkových ložiskách. Spoj klikové hřídele je řešen přes nalisovaný ojnicí čep, jako u ostatních výrobců. Setrvačníky klikové hřídele jsou kruhové s vyfrézovanými odlehčeními. Píst je navržen s jedním stíracím a jedním těsnícím kroužkem a společně s ojnicí se nijak výrazně neliší od konkurence.

Zajímavostí je u KTM vyvažovací hřídel, která je spojená s pohonem rozvodového řetězu a dále pohání chladicí čerpadlo motoru. Na vyvažovací hřídeli se nachází jedno závaží a spoj s poháněcím ozubeným kolem je zajištěn přes Woodruffovo pero. Naproti závaží je v hřídeli vyříznut závit, který slouží k připevnění rotoru kapalinového čerpadla.

Spojka se nachází v olejové lázni a je osmi-lamelová. Převodovka je šesti stupňová.

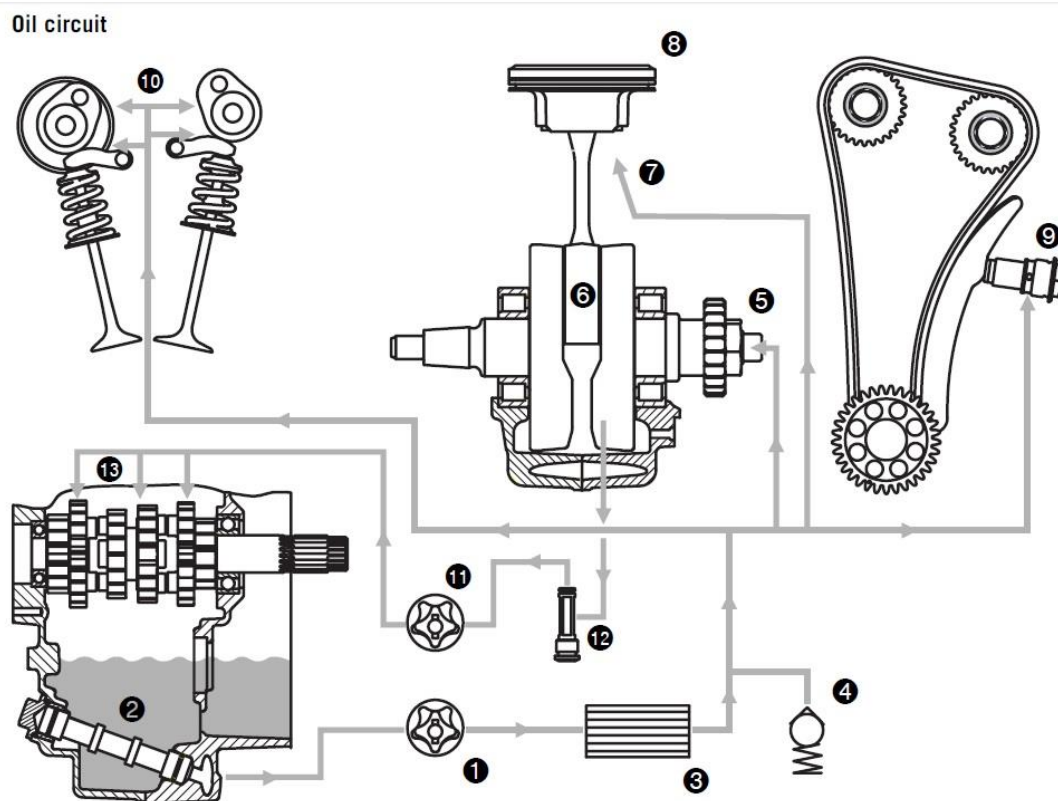
Parametry motoru modelu 2015 jsou uvedeny v Tabulka 6.

Tabulka 6 - Charakteristika motoru KTM SXF 250

Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	78 x 52,3 mm
Zdvihový objem	249,91 ccm
Kompresní poměr	13,9:1
Maximální výkon	výrobce neuvádí
Maximální krouticí moment	výrobce neuvádí
Počet převodových stupňů	6
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4

### 2.5.2 Mazání

Na obr. 13 je zobrazen mazací systém starší SX-F 250. Princip mazání je u nové KTM stejný a pro účel popsání mazacího systému je postačující starší schéma.



obr. 13 - Soustava mazání KTM SX-F 250 model 2007 (11)

U SX-F 250 je pro mazání motoru i převodovky použit stejný olej. Ovšem prostor motoru a převodovky je oddělen pomocí filtračních sítok podobně jako u Kawasaki a Suzuki. Proto je i zde použito dvou trochoidních čerpadel, jedno pro mazání převodovky a druhé pro motor. Olejová čerpadla jsou spojena společnou hřídelí a pohání je ozubený převod vedený od spojky. Olejové čerpadlo zásobující motor čerpá olej přes plno-průtokový papírový olejový filtr do míst klikového hřídele, pístu a rozvodů. Poté olej skape z těchto míst a je nasáván přes filtrační sítko čerpadlem zásobujícím převodovku. Z převodovky je olej opět přes filtrační sítko nasáván čerpadlem zásobujícím motor a koloběh se opakuje.

### 2.5.3 Chlazení

Chladicí systém funguje na stejném principu jako u všech ostatních motorů. Konstrukce jednotlivých dílů je také téměř shodná, až na výjimku pohonu čerpadla, na které se přenáší hnací moment vyvažovací hřídelí.

## 2.6 Husqvarna FC 250

Husqvarna je švédská značka původně založená jako zbrojovka. V padesátých letech vznikla divize věnující se výrobě endurových a motocyklových strojů. Postupem času se tato divize stala majetkem nejprve Elektroluxu, poté Cagivy, MV Agusty, BMW a nedávno ji odkoupila již zmíněná společnost KTM. Po několik let se Husqvarna v motokrosových závodech téměř nevyskytovala, nicméně nyní za pomoci KTM zažívá vzestup a je třeba s ní počítat i na mistrovství světa. Své týmy obsazuje velice talentovanými jezdci, a proto o této značce bude v příštích letech určitě mnohokrát slyšet.

Parametry současných motorů jsou stejné jako u KTM.



obr. 14 - Husqvarna FC 250 - model 2015 (12)



## 2.7 TM Racing MX 250

TM je Italskou značkou, kterou založili dva kamarádi Claudio Flenghi a Francesco Battistelli v roce 1977. Již od začátku své existence se zabývá výrobou motokrosových motocyklů a hlavní filosofií firmy je, že na motocykly musí být použity velmi kvalitní materiály a kvalita zpracování jednotlivých dílů musí být taktéž velmi dobrá.

Čtyřtákní motocykly o objemu do 250 cm<sup>3</sup> dělá TM od roku 2006. Nový model motocyklu TM pro třídu MX2 je zobrazen na obrázku obr. 15.



obr. 15 - TM MX 250 Fi - model 2015 (13)

Jen pro zajímavost, v současné době společnost TM uvažuje o znovuzrození české značky ČZ. V barvách ČZ by byly realizovány pouze dvoutákní stroje. Na obr. 16 je zobrazen model renovované ČZ. Jedná se o závodní enduro, avšak TM má v plánu zrealizovat pod značkou ČZ i motokrosově stroje. Ovšem tyto stroje se již liší od strojů TM pouze grafickou úpravou plastů, víka spojky a dalších drobných detailů. Po konstrukční stránce se stroje nijak neliší. Přínosem pro českou značku ČZ by mohlo být, že neupadne do zapomnění. TM by tímto krokem mohla zaujmout příznivce české značky ČZ a zvednout tak své tržby.

6)



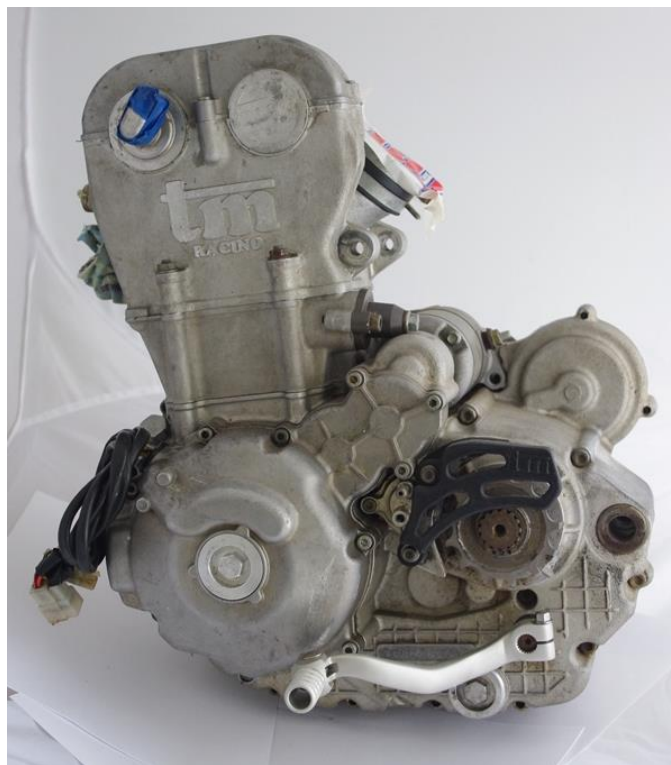
obr. 16 - Model TM 2015 v barvách české značky ČZ (14)

### 2.7.1 Uspořádání motoru

Motocykly TM se na současné scéně motokrosu moc nevyskytují, proto je velmi těžké o nich získat nějaké informace. Nicméně podle obr. 17 a obr. 18 lze nějaké informace zjistit. Např. osa válce je nakloněna dopředu, v hlavě válce budou dvě ventilové vačky a ventily jsou dle výrobce 4. Sací box je umístěný pod sedlem a výfuk začíná před motorem. Pohon rozvodu je zajištěn rozvodovým řetězem na levé straně motoru. K nastartování lze použít elektrický startér nebo startovací páku.

O přípravu směsi se stará řídicí jednotka.

Chlazení je kapalinové, podobné konstrukce jako u všech výrobců.



obr. 17 - motor motocyklu TM MX250F z roku 2006 (15)



obr. 18 - motor motocyklu TM MX250F z roku 2006 (15)

Tabulka 7 - Charakteristika motoru TM MX 250F

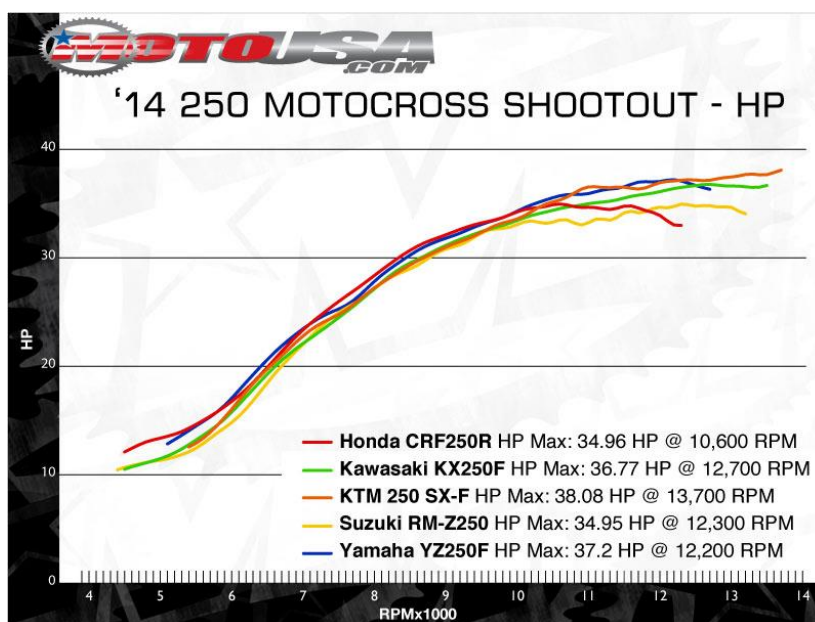
Typ motoru	čtyřdobý kapalinou chlazený jednoválec
Vrtání x zdvih	77 x 53,6 mm
Zdvihový objem	249 ccm
Kompresní poměr	13,2:1
Maximální výkon	výrobce neuvádí
Maximální krouticí moment	výrobce neuvádí
Počet převodových stupňů	5
Rozvod	DOHC
Počet ventilů	4

## 2.8 Porovnání vybraných výrobců z hlediska výkonu

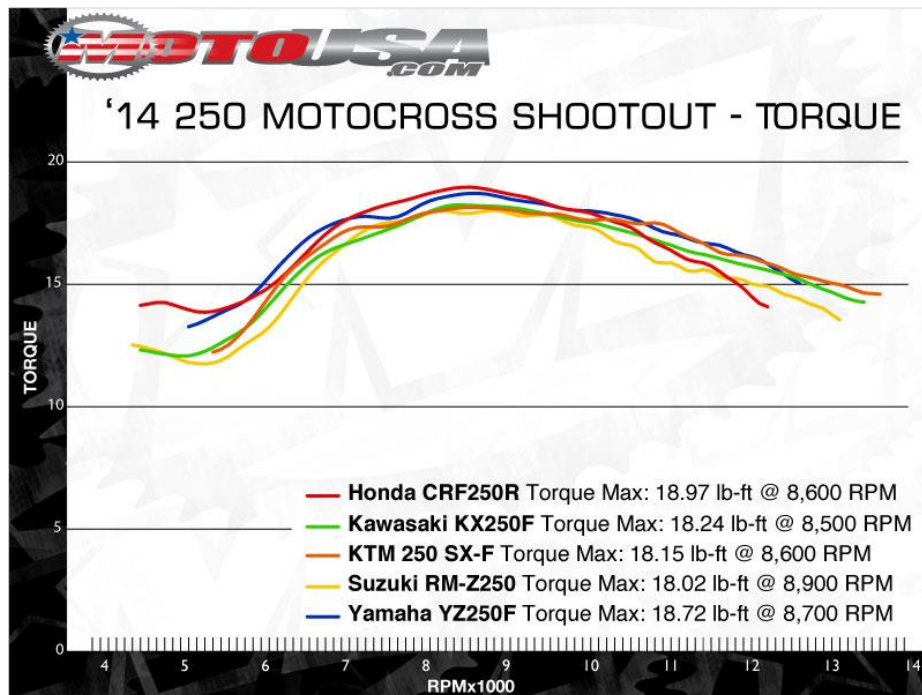
Magazín MotoUSA ze Spojených států amerických provedl porovnání parametrů předních výrobců motokrosových motocyklů.

Motory z motokrosových motocyklů modelové řady 2014 o objemu do 250 cm<sup>3</sup> byly měřeny na motorové brzdě. Poté byly výsledné grafy zaneseny do jednoho komplexního, ze kterého je patrné, jak který výrobce obstál.

Výsledky porovnání jsou zobrazeno na obr. 19 a obr. 20.



obr. 19 - srovnání výkonů jednotlivých motorů (16)



obr. 20 – srovnání průběhů krouticích momentů (16)

Z těchto výsledků je patrné, že největší maximální výkon má motor od značky KTM. Ovšem pokud se zaměříme na výkon ve středních otáčkách (cca od 6000 do 10000 otáček za minutu), tak zjistíme, že mají mírný náskok značky Honda a Yamaha. Tyto dvě značky vykazují i největší krouticí moment, a to jak v rozmezí těchto otáček, tak celkově. Nejhůře z tohoto testu vychází Suzuki, u které byly naměřeny v obou případech nižší hodnoty než u ostatních.

### 3. Základní parametry motoru

#### 3.1 Základní požadavky

- jedná se o zážehový, čtyřdobý, jednoválcový, kapalinou chlazený motor
- dosáhnout srovnatelného výkonu v porovnání s konkurenčními motory
- minimalizovat zástavbový prostor motoru
- dosáhnout životnosti srovnatelné s konkurencí
- objem válce maximálně 250 cm<sup>3</sup>

#### 3.2 Návrh základních parametrů motoru

##### 3.2.1 Vrtání a zdvih válce

Jako první je třeba navrhnout průměr vrtání a velikost zdvihu válce.

Poměr mezi zdvihem a vrtáním válce se nazývá zdvihový poměr  $\xi$

$$\xi = \frac{z}{D} [-] \quad [1]$$

kde:  $\xi$  - zdvihový poměr

$z$  – zdvih

$D$  – vrtání válce

Větší zdvihový poměr snižuje tepelné ztráty, tepelné zatížení stěn, namáhání klikového ústrojí a zvyšuje mechanickou účinnost. Avšak zvyšuje délku motoru a snižuje otáčky motoru.

Pro závodní účely je lepší použít motor s menším zdvihovým poměrem. Díky menšímu zdvihovému poměru se dosáhne většího poměru objemu k povrchu válce. Tím se sníží tepelné ztráty stěnami spalovacího prostoru, které spotřebovávají část efektivního výkonu motoru. Z tohoto důvodu lze použít menší chladicí systém, který dovolí zmenšit zástavbový prostor.

Základním požadavkem je vysoký výkon a malý zástavbový prostor, proto bude zdvihový poměr motoru menší než 1. Konkrétně bylo zvoleno vrtání s průměrem 77 mm a zdvih o délce 53,6 mm. Zdvihový poměr se pak rovná:

$$\xi = \frac{z}{D} = \frac{53,6}{77} = 0,696 \cong 0,7 \quad [2]$$

Zdvihový objem  $V_Z$  se vypočítá takto:

$$V_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 7,7^2}{4} \cdot 5,36 = 249,6 \text{ cm}^3 \quad [3]$$

Z toho plyne, že objem válce vyhovuje požadavku v zadání.

### 3.2.2 Kompresní poměr

Dalším parametrem je kompresní poměr  $\varepsilon$ .

$$\varepsilon = \frac{V_Z + V_K}{V_K} \quad [4]$$

kde:  $V_Z$  – zdvihový objem válce

$V_K$  – objem kompresního prostoru

$\varepsilon$  - kompresní poměr

Kompresní poměr udává podíl objemu válce v dolní úvrati pístu k objemu válce v horní úvrati pístu. Zásadně ovlivňuje tepelnou účinnost, mechanickou účinnost a živostnost motoru.

Tepelná účinnost  $\eta_t$  pro ideální cyklus je rovna:

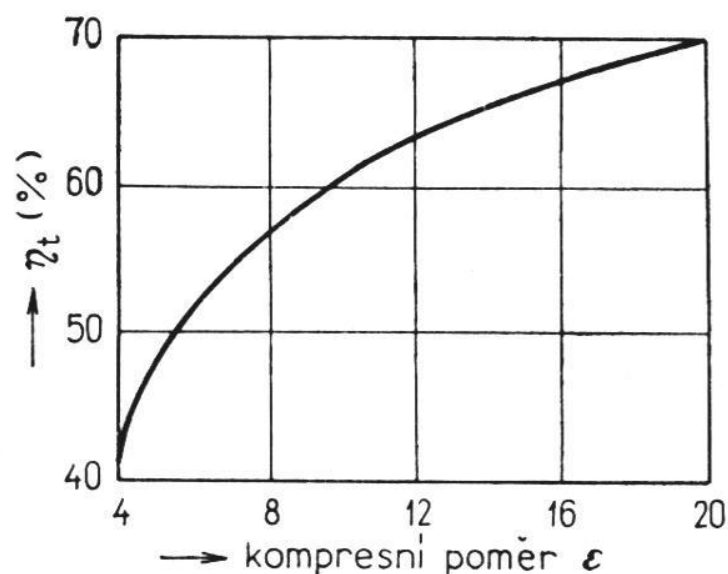
$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1} \quad [5]$$

kde  $k$  je poměr měrných tepel při konstantním tlaku a objemu a je rovno asi 1,4.

Z obr. 21, kde je zobrazena závislost kompresního poměru na tepelné účinnosti, je patrné, že s rostoucím kompresním poměrem roste i tepelná účinnost motoru. Proto by se zdálo výhodné mít co nejvyšší kompresní poměr. Ovšem s rostoucím kompresním poměrem, také roste mechanické opotřebení motoru a zvyšuje se riziko vzniku detonace. Pravděpodobnost vzniku detonací je závislá na mnoha vlivech, převážně na oktanovém čísle paliva, kompresním poměru a otáčkách motoru.

Protože předpokládáme vysoké otáčky motoru (nad 10000 ot./min.), používání paliva s oktanovým číslem 95 a vyšším a nižší živostnost než u nezávodních motorů, budeme se snažit mít co nejvyšší kompresní poměr.

Nárůst účinnosti se od vyšších kompresních poměrů zvyšuje jen málo, a proto je zbytečné se snažit dosáhnout extrémních hodnot. Reálně je uvažovat hodnotu kompresního poměru od 11:1 do 15:1. K vypočtení kompresního poměru je zapotřebí nejdříve navrhnout spalovací prostor. Návrhem spalovacího prostoru se zabývá stať 4.1, ve které byl vybrán střežovitý spalovací prostor s kompresním poměrem 14,4:1.



obr. 21 - Závislost tepelné účinnosti tepelného oběhu  $\eta_t$  na kompresním poměru  $\epsilon$  (17)

### 3.2.3 Rozvržení ventilů

Pro závodní motory se nejvíce hodí rozvody OHC nebo DOHC. Rozvod OHV je velmi pružný, protože se při zdvihu ventilů deformují rozvodové tyčky a vahadla. Při vysokých otáčkách dojde k rozkmitání rozvodu a to naruší pravidelný průběh otvírání ventilu. Rozvod SV komplikuje vytvoření kompresního prostoru a motory s tímto uspořádáním dosahují malé plnicí účinnosti.

Již ve stati zabývající se vrtáním a zdvihem bylo zmíněno, že předpokládáme vysoké otáčky motoru. S vysokými otáčkami roste zrychlení ventilů a tím i setrvačná síla působící na ventily. Z hlediska pevnosti a životnosti jsou s narůstající setrvačnou silou kladeny nároky na materiál. Proto se budeme snažit setrvačné síly na ventilech minimalizovat. Nejjednodušším způsobem je použít více ventilů na jeden válec. Tak se jednotlivé ventily zmenší a sníží se jejich hmotnost a tím i setrvačné síly. Použití víceventilového provedení má ještě další výhody:

- více ventilů pokrývá větší plochu spalovacího prostoru, a proto lze zmenšit jejich zdvih za průtoku stejného množství vzduchu
- menší výfukové ventily se lépe chladí a méně se deformují vlivem teploty
- při použití více ventilů lze zlepšit mísení paliva a tím zlepšit průběh hoření

Víceventilové provedení má ovšem i jednu zásadní nevýhodu a to takovou, že při zvyšujícím se počtu ventilů, také roste počet potřebných vaček. Při velkém počtu ventilů na válec jsou pak také větší nároky na rozměry, složitost, pevnost a cenu rozvodového mechanismu (složitější vačkové hřídele, více ventilových pružin a zdvihátek, více opotřebovávajících se dílů).

S uvážením výhod a nevýhod volíme čtyřventilové provedení.



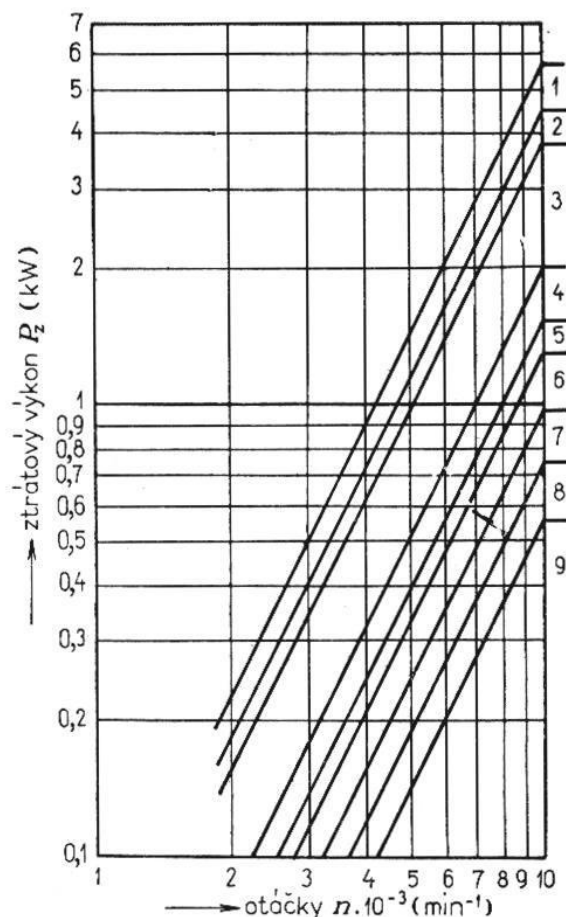
### 3.2.4 Tvar spalovacího prostoru

Spalovací prostor by měl být kompaktní, aby byly malé tepelné ztráty stěnami a krátké dráhy hoření. Zapalovací svíčka by měla být co nejblíže středu spalovacího prostoru, aby se minimalizovala dráha hoření směsi. Protože jsme si zvolili čtyřventilový rozvod, je výhodné, aby byl spalovací prostor střešovitý nebo kulovitý, protože jednoduše lze umístit zapalovací svíčku do středu spalovacího prostoru a také proto, že přírůstek objemu v závislosti na prohořívací dráze je veliký.

Pro dosažení co nejvyšší účinnosti motoru je zapotřebí, aby se z výfukových plynů po opuštění válce odvádělo do chladicího média co nejmenší množství tepla. Protože čím větší je teplo přivedené do chladicího systému, tím větší je potřebný chladicí výkon, který je odebíraný z klikového hřídele. Z tohoto důvodu je dobré, aby byl výfukový kanál co nejpřímější a nejkratší.

Konkrétní návrh spalovacího prostoru je v části Koncepce motoru.

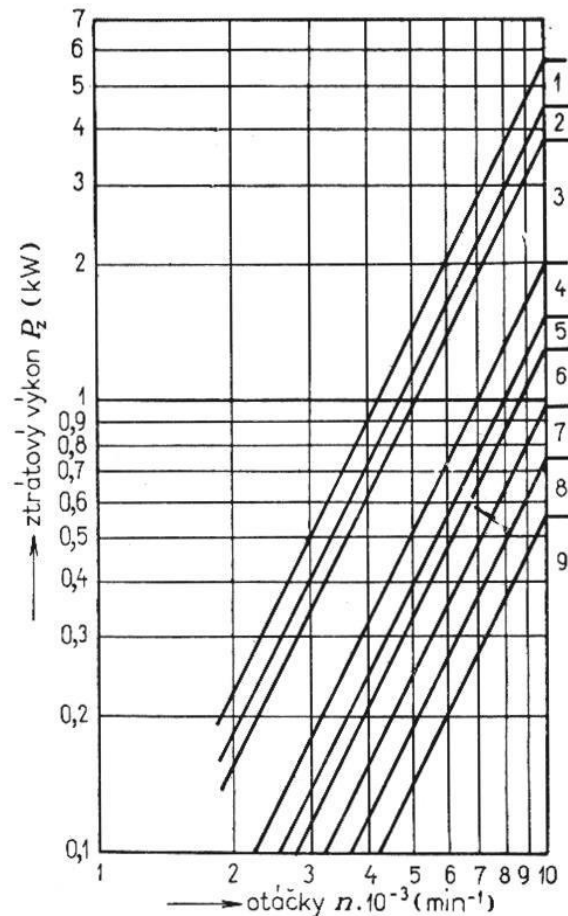
### 3.2.5 Maximální otáčky a střední pístová rychlost



obr. 22 - Rozdělení ztrát v motocyklovém motoru NSU R 11-52 (17)

1 – ztráta vyplachováním, 2 – tření pístních kroužků, 3 – tření pístů, 4 – ojnicí ložisko, 5 – ovládání ventilů, 6 – pohon rozvodu, 7 – pohon magneta, 8 – olejová čerpadla, 9 – hlavní ložiska a víření oleje

**3.2.6** Pro dosažení maximálního výkonu je třeba počítat s vysokými otáčkami motoru. Ovšem s přibývajícím otáčkami roste ztrátový výkon (závislost ztrátového výkonu na otáčkách motoru ukazuje záznam z měření, který je na



obr. 22) a nároky na kvalitu materiálů jednotlivých komponent.

Otáčky motoru tak není možné zvyšovat do nekonečna. Dobrým měřítkem pro stav, kdy jsou ztráty a požadavky na materiál ještě přijatelné, je střední pístová rychlost, jež se vypočte takto:

$$c_s = \frac{z \cdot n}{30000} = [m \cdot s^{-1}] \quad [6]$$

kde:  $n$  – otáčky motoru

$c_s$  – střední pístová rychlost

$z$  – zdvih

Při zvyšování střední pístové rychlosti se také zvyšují rychlosti a zrychlení klikového a vačkového mechanismu. Tím se zvyšují i setrvačné účinky, které jsou mimo rychlosti (odstředivá síla) a zrychlení (setrvačná síla) závislé na hmotnosti. Rychlost a zrychlení chceme co nejvyšší a tak je třeba snižovat hmotnost. Dalším limitujícím faktorem jsou pružiny ventilového

rozvodu (pokud se nejedná o rozvod desmodromický), které při příliš vysokých otáčkách nedokáží vyvinout dostatečné zrychlení, aby uzavřely ventily.

U velmi dobře propracovaných závodních motorů se střední pístová rychlost pohybuje kolem 24 m/s, průměrně dosahuje hodnot 18 – 22 m/s. U sériových motorů bývá střední pístová rychlost do 16 m/s.

Ze stati Současní výrobci motorů třídy MX2 a obr. 19 lze odhadem vypočítat, jakých hodnot střední pístové rychlosti dosahují konkurenční motory. Výsledný odhad je zobrazen v Tabulka 8.

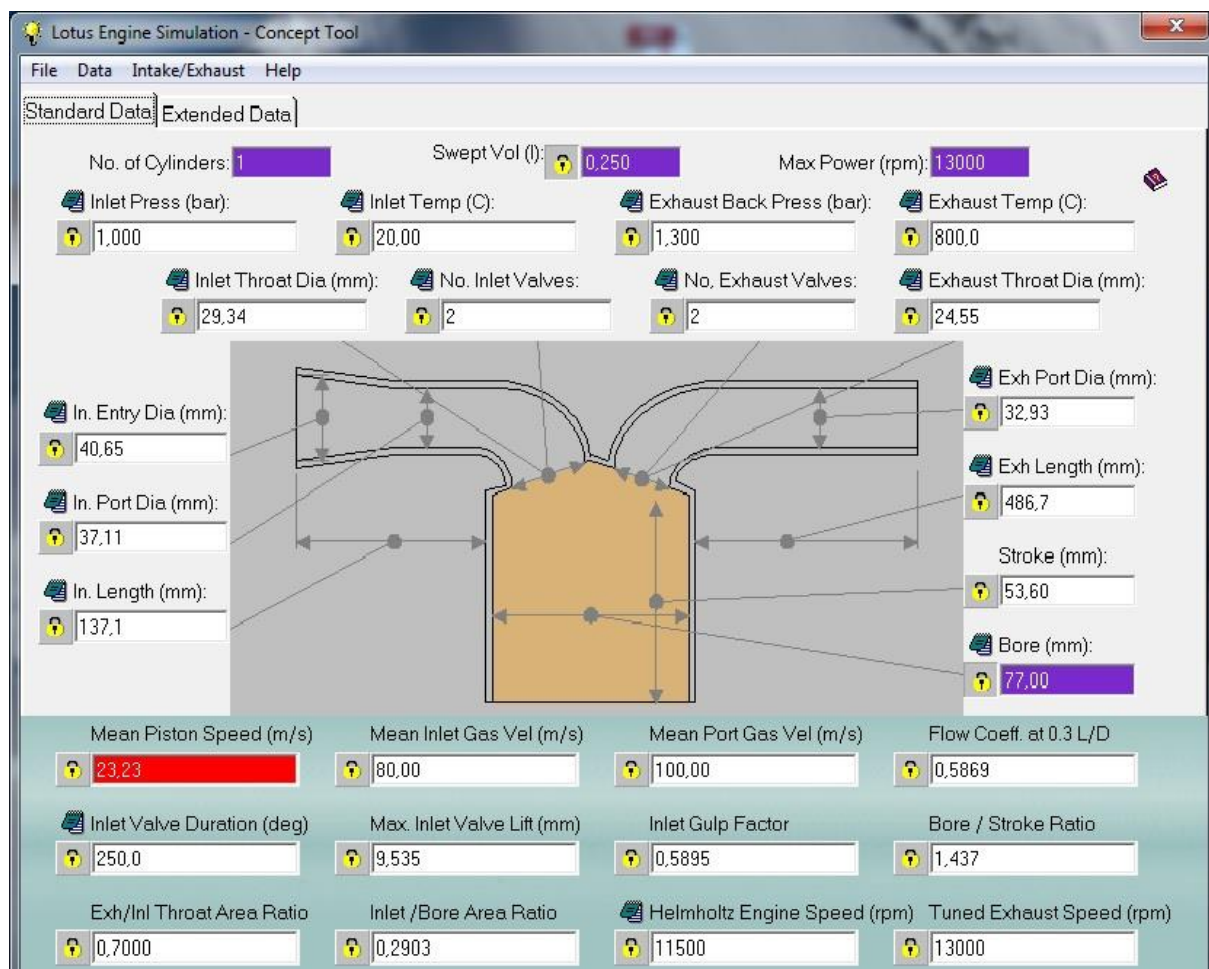
Tabulka 8 - Srovnání středních pístových rychlostí současných výrobců

Výrobce	Zdvih [mm]	Maximální otáčky [ot/min]	Vypočtená stř. pístová rychlost [m/s]
Honda	53,6	12300	22,0
Yamaha	53,8	12500	22,4
Kawasaki	53,6	13500	24,1
Suzuki	53,6	13200	23,6
KTM	52,3	13800	24,1

Na základě těchto poznatků byly zvoleny maximální otáčky motoru na 13000 za minutu, které budou na této hodnotě omezeny elektronickým omezovačem otáček. Střední pístová rychlost je tedy rovna 23,2 m/s.

### 3.2.7 Průměry sání a výfuku

V programu Lotus engine simulation byly zadány hodnoty zdvihového objemu, vrtání, počtu válců a maximálních otáček, získané v předchozí části. Program navrhl hlavně průměry sání a výfuku a další hodnoty viditelné na obr. 23.



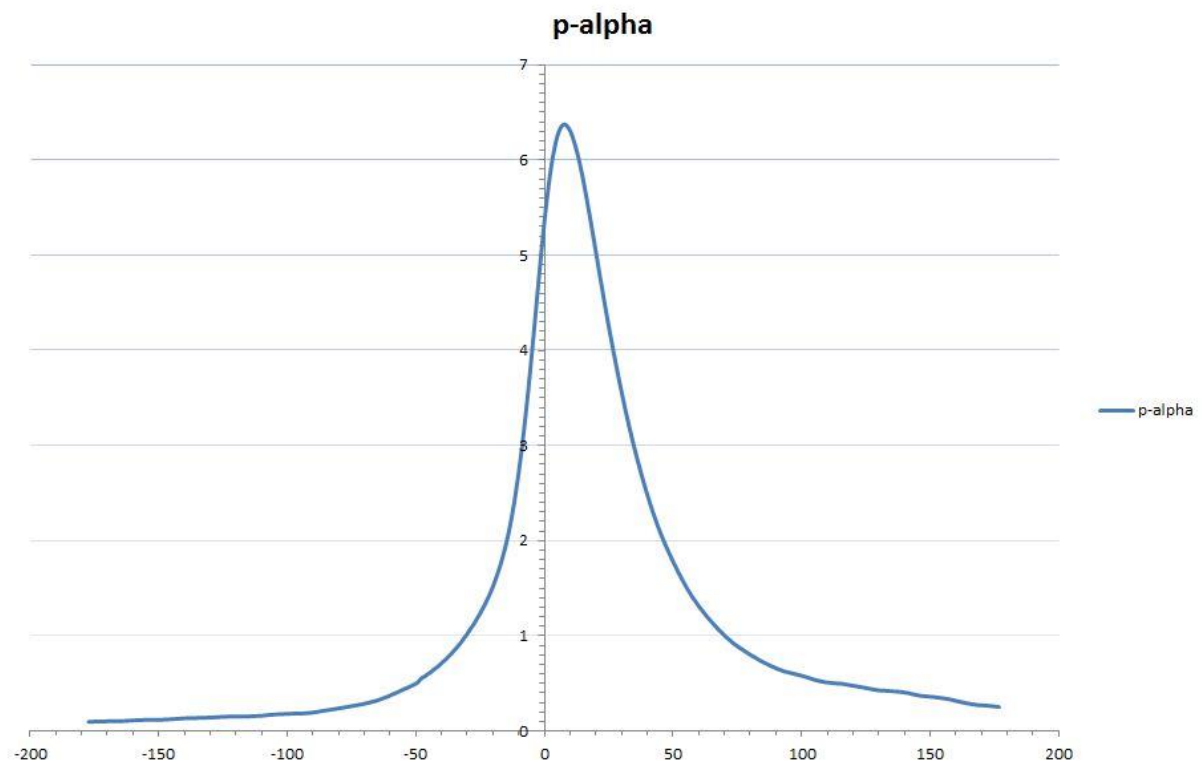
obr. 23 - Hodnoty získané ze simulace programu Lotus

### 3.2.8 p- $\alpha$ a p-V diagram

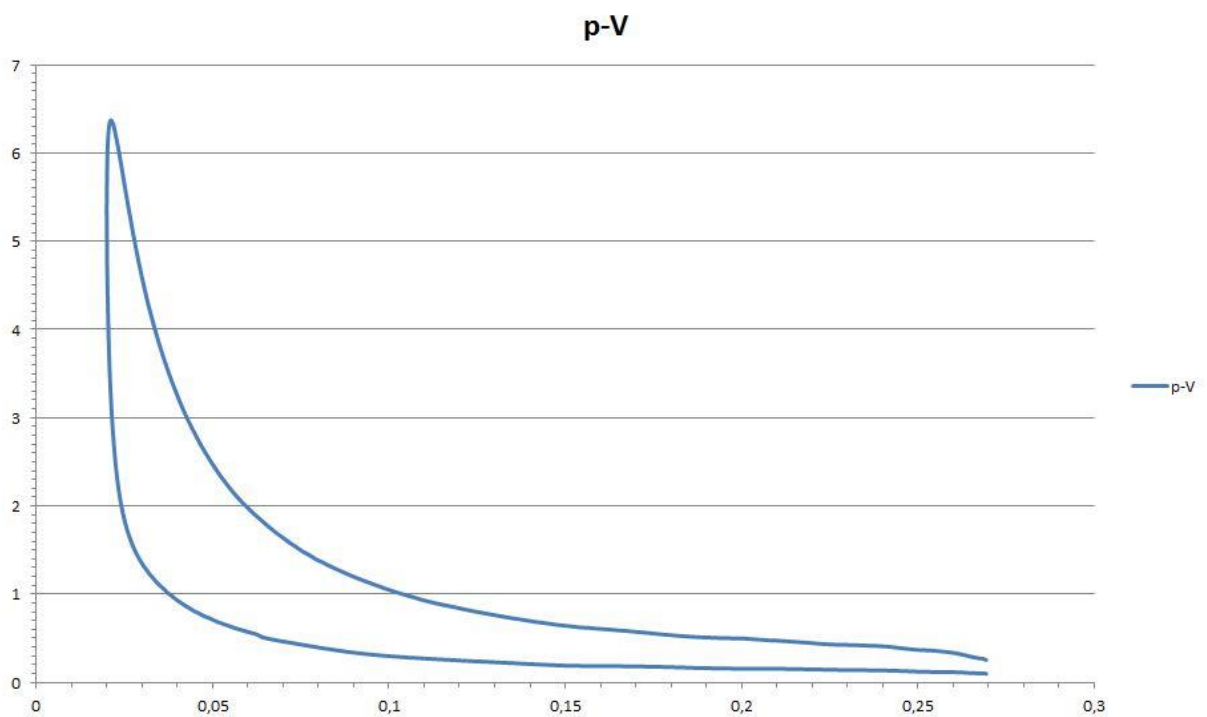
p- $\alpha$  neboli indikátorový diagram slouží k zjištění průběhu tlaku v závislosti na otočení klikového hřídele. Díky p-V diagramu lze zjistit průběh tlaku v závislosti na zdvihovém objemu.

Tyto diagramy byly získány pomocí tabulkového programu, který byl vytvořen na ČVUT pod vedením Prof. Jana Macka. Program mi pro účely této práce poskytl vedoucí práce.

Získané digramy jsou zobrazeny na obr. 24 a obr. 25. Největší vypočtený tlak dosahuje hodnoty 6,35 MPa. Maximální tlak se použije při návrhu šroubů a klikového mechanismu. Vypočtený střední efektivní tlak je 1,24 MPa, s tímto tlakem bude počítáno dále.



obr. 24 - p-alpha diagram motoru této práce



obr. 25 - p-V diagram motoru této práce

### 3.2.9 Výpočet efektivního výkonu:

D – vrtání válce

$p_e$  – efektivní tlak

z – zdvih válce

$n_j$  – jmenovité otáčky

i – počet válců

$\tau$  - taktost motoru (čtyřdobý motor - 1/4)

$$P_e = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_e \cdot \frac{2 \cdot z \cdot n_j}{60} \cdot i \cdot \tau = \quad [7]$$

$$\frac{\pi \cdot 0,077^2}{4} \cdot 1240000 \cdot \frac{2 \cdot 0,0536 \cdot 11500}{60} \cdot 1 \cdot \frac{1}{4} =$$

$$P_e = 29660W = 29,6 kW$$

Efektivní výkon je 29,6 kW, který dokazuje, že je motor konkurence schopný.

Tabulka 9 ukazuje navržené základní parametry motoru.

Tabulka 9 - Navržené parametry motoru

Typ motoru	čtyřdobý, zážehový, vodou chlazený
Počet válců	1
Uspořádání válce	stojatý
Vrtání	77 [mm]
Zdvih	53,6 [mm]
Kompresní poměr	13,9:1
Spalovací prostor	střechovitý
Ventilový rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Jmenovité otáčky motoru	11 500 [ot/min]
Maximální otáčky motoru	13 000 [ot/min]
Střední efektivní tlak	1,239 MPa
Střední pístová rychlost	23,2 [m/s]
Efektivní výkon	29,6 kW
Příprava směsi	vstřikování paliva

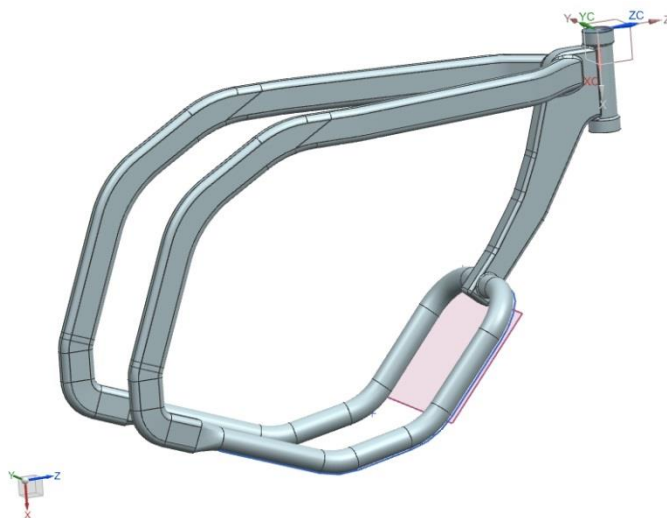
## 4. Koncepce motoru

Byl vytvořen model koncepce motoru. K modelování byl použit program Siemens NX 8.5. K vygenerování ozubených kol, ložisek, simerinků, šroubů a matic byl použit program Autodesk Inventor 2015, ze kterého byly tyto díly exportovány a usazeny do Siemens NX 8.5.

### 4.1 Návrh koncepce motocyklu

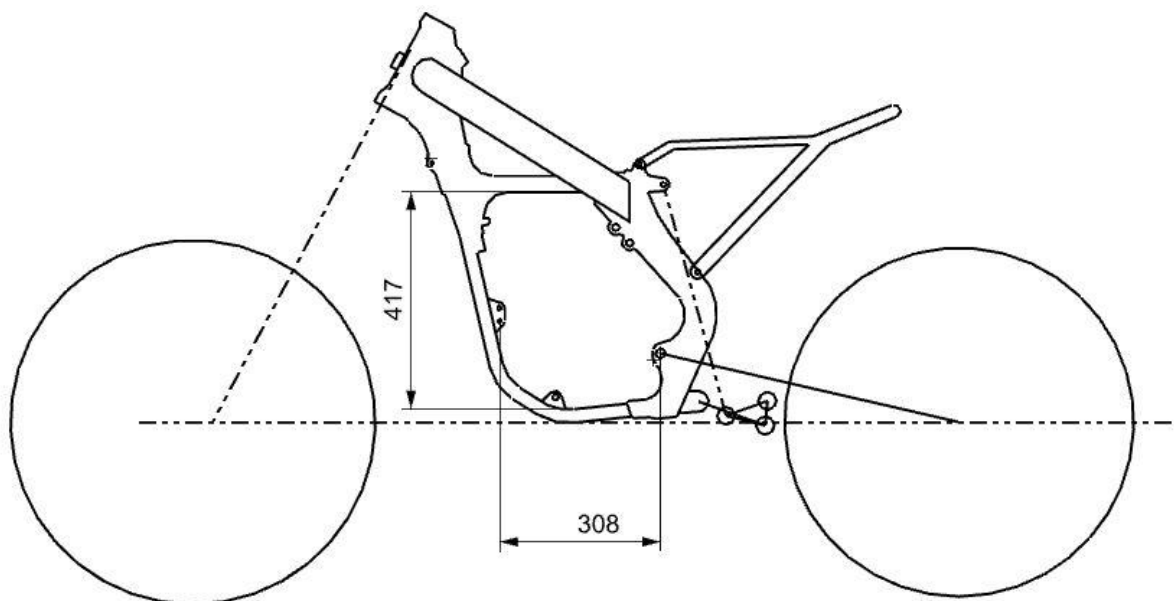
Ze všeho nejdříve bylo třeba si rozmyslet, do jakého rámu se bude motor konstruovat, odkud povede přívod vzduchu a jak bude motor v rámu umístěn. U konkurenčních výrobců se setkáváme se dvěma různými způsoby přivedení sání. U prvního, běžnějšího způsobu je airbox sání umístěn za motorem v podsedlovém rámu. V druhé variantě je airbox umístěn nad motorem (toto rozmístění používá Yamaha). Druhá varianta má výhodu v tom, že při tomto rozložení lze použít přímé sací kanály, a tím snížit hydrodynamické ztráty přiváděné směsi. Nevýhodou je, že airbox je nutné umístit do oblasti, kde bývá v klasických případech palivová nádrž. V případě Yamahy yzf 250 bylo také zapotřebí zaklonit válec a otočit sání s výfukem. Tyto skutečnosti komplikují vedení výfukového systému (je nutné dodržet jeho určitou délku), mohou komplikovat montáž a demontáž zapalovací svíčky (pokud nebude svíčka umístěná z boku hlavy válců, bude třeba při výměně svíčky demontovat i airbox), také mohou klást další nároky na stavbu rámu (motor musí jít do rámu namontovat a demontovat a to může zakloněný válec komplikovat). Pro návrh motoru jsem zvolil běžnou koncepci, protože motor s přímým sáním je konstrukčně komplikovanější a pro správnou funkci by bylo třeba k němu navrhnout i rám motocyklu s rozmístěním komponent, což přesahuje rámec zadání diplomové práce. Rám a komponenty budou odvozeny od současných výrobců.

V prvotním návrhu byla snaha vymodelovat 3D rám motocyklu s vlastními rozměry, který by byl omezujícím faktorem pro rozměry motoru. Tento návrh se však setkal s neúspěchem, protože na začátku bylo obtížné si stanovit přesné omezující rozměry a bylo by časově náročné upravovat 3D model rámu.



obr. 26 – první návrh rámu

V dalším návrhu byl pomocí softwaru NX 8.5 vytažen pomocí 2D čar obrys z obrázku motocyklu Honda crf 250 (2015). Porovnáním s přibližnou velikostí reálného motocyklu byl obrys upraven pomocí měřítka. Tímto způsobem byly získány parametry ohraničující rozměry motoru. Tento návrh byl zároveň finálním. 2D model je zobrazen na obr. 27, čerchované čáry značí osu zadního a předních tlumičů.



obr. 27 - Rozvržení moto

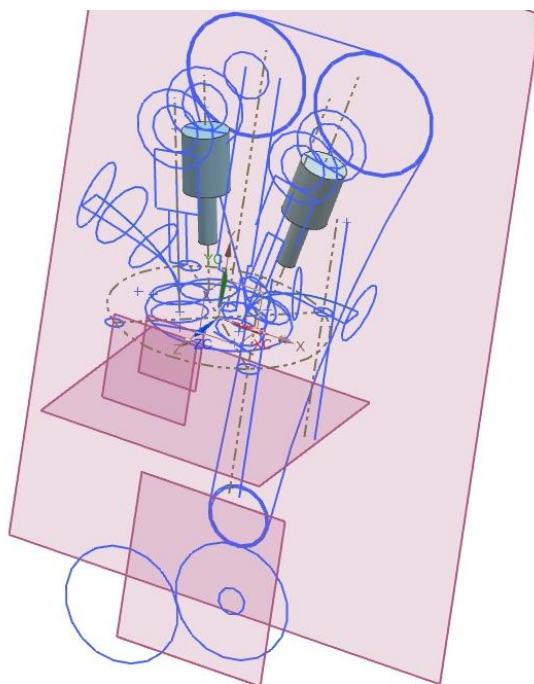


## 4.2 Hlava

Na navrhování i na výrobu je hlava nejsložitější částí motoru. Její konstrukce má zásadní vliv na výšku motoru a jeho výkon. Hlava je odlita z hliníkové slitiny Al7Si0,3Mg (18). Základní tloušťka stěny odlitku je 4 mm, protože pokud by to bylo méně, hrozilo by (zejména v oblasti jader), že dojde k nezaběhnutí taveniny nebo slití nějaké stěny. V oblastech, kde je hlava tepelně nebo mechanicky namáhána, jsou tloušťky stěn větší.

### 4.2.1 Skeleton a postup modelování hlavy

Modelování hlavy válce je velmi složité a je důležité si vše nejdříve správně rozvrhnout, aby se model předělával co nejméně. K tomu slouží tzv. skeleton. Jedná se o soubor bodů, čar, rovin a ploch, které určují důležitá místa hlavy. Díky skeletonu lze rozvrhnout úhel ventilů, sací a výfukové kanály tak, aby nebyly v kolizi. Skeleton tak lze mnohem lépe a rychleji upravovat do požadovaného rozvržení. Skeleton motoru této práce je zobrazen na obr. 28.



obr. 28 - Skeleton hlavy a rozvodového mechanismu

Ve skeletonu byl určen sklon sacích ventilů  $10^\circ$ , sklon výfukových ventilů  $12^\circ$ . Délka sacích ventilů je 85 mm, délka výfukových 89 mm. Úhel vyústění výfukového kanálu  $12^\circ$ , úhel vstupu sacího kanálu byl určen na  $10^\circ$  v souladu s rozvržením rámu motocyklu tak, aby z oblasti podsedlového rámu bylo sací potrubí přímé.

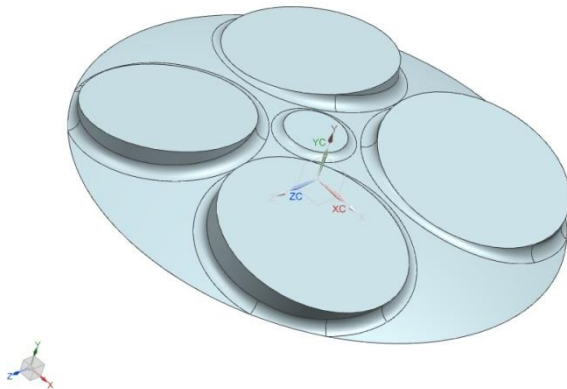
Po rozvržení skeletonu byl namodelován spalovací prostor. Potom se ze spalovacího prostoru pomocí offsetu vytvořila stěna spalovacího prostoru hlavy (tzv. ohňová stěna), která má tloušťku 12 mm. Poté byly do skeletonu zakresleny šrouby, aby se ověřilo, zda nejsou v kolizi s kanály. Následně bylo nutné vytvořit sací kanály s tloušťkou stěny 4 mm a výfukové kanály s tloušťkou stěny 5 mm. Ještě bylo nutné vytvořit stěnu otvoru pro svíčku a stěnu vodítek ventilů a opět ověřit, zda nejsou v kolizi s kanály. Ovšem v mezeře mezi kanály a otvorem pro svíčku bylo nutné nechat místo pro chladicí kapalinu. V této fázi již bylo možné vytvořit pro-

stor pro chladicí kapalinu, což bylo provedeno odsazením vytvořené stěny spalovacího prostoru a odečtení kanálů a otvoru pro svíčku. Dále byla vytvořena vrchní část hlavy. Zde byly vytvářeny nálitky pro uchycení vačkových hřídelů. Vývrty pro pružiny sacích ventilů mají průměr 26 mm a pro výfukové 25 mm. Dosedací plochy pružin ventilů jsou konstruovány tak, aby z nich olej odtékal otvorem pro rozvodový řetěz zpět do skříně motoru a nebyl přisáván přes vodítka ventilů do spalovacího prostoru. Potom byly vytvořeny otvory pro uchycení vačkových hřídelů, s průměrem 42 mm pro kuličkové ložisko a s průměrem 20 mm. Nakonec byl vytvořen přívod mazacího oleje k vačkovým hřídelům a všechny odlévané hrany byly zaobleny s minimálním poloměrem zaoblení 2 mm.

#### 4.2.2 Spalovací prostor

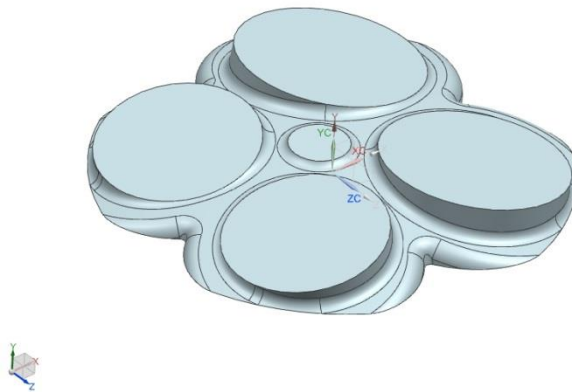
Snahou je vytvořit spalovací prostor tak, aby měl co nejmenší objem (tím vznikne vysoký kompresní poměr), ventily byly co největší a prohořivací dráhy co nejkratší, z důvodů uvedených ve stati 3.2.

Nejjednodušší spalovací prostor byl získán namodelováním kulového vrchlíku a vsazením vývrtů pro ventily a zapalovací svíčku. Tímto bylo dosaženo maximálního možného průměru sacích ventilů 31mm a výfukových 27mm. Objem spalovacího prostoru dosáhl  $20,774 \text{ cm}^3$ . To znamená, že kompresní poměr by byl roven 13:1. Model kulovitěho spalovacího prostoru je na obr. 29.



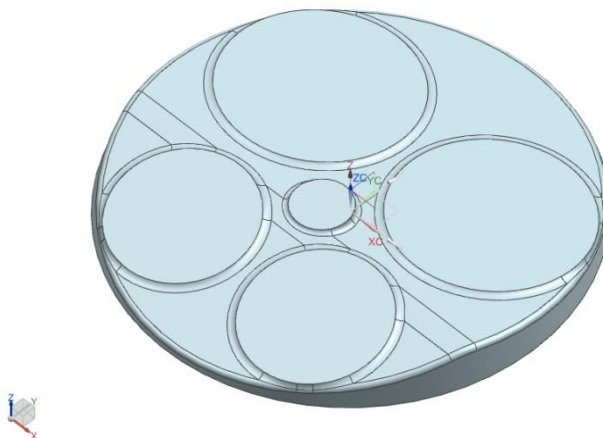
obr. 29 - Navržený kulovitý spalovací prostor

Odstraněním nejvzdálenějších prostor od zapalovací svíčky bylo dosaženo spalovacího prostoru o objemu  $20,164 \text{ cm}^3$ . Tento prostor je zobrazen na obr. 30. Kompresní poměr takto modifikovaného spalovacího prostoru je 13,4:1.



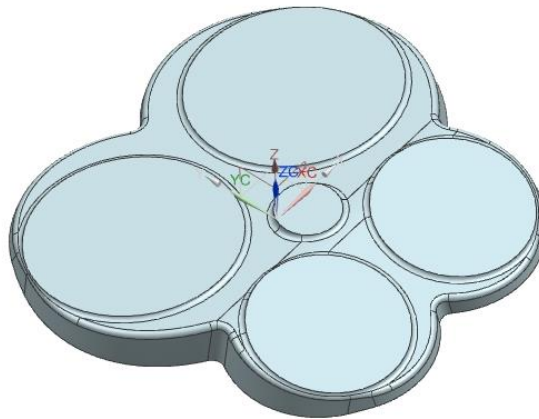
obr. 30 - modifikovaný kulovitý spalovací prostor

Dalším použitelným typem spalovacího prostoru je střešovitý. Jeho navržený model je zobrazen na obr. 31. Tento prostor dovoluje použití sacích ventilů o průměru 32 mm a výfukových s průměrem o velikosti 24 mm. Tento prostor má objem  $19,617 \text{ cm}^3$ , čemuž odpovídá kompresní poměr 13,7:1.



obr. 31 - Střešovitý spalovací prostor

Modifikace tohoto spalovacího prostoru je uvedena na obr. 32. Jeho objem činí  $18,581 \text{ cm}^3$  a kompresní poměr je 14,4:1. Více zvětšovat kompresní poměr už není možné, protože by se tím i zvyšovaly nároky na spalované palivo, které by bylo více odolné na vznik detonačního hoření. Tento modifikovaný spalovací prostor je vyhovující jak kompresním poměrem, tak velikostí ventilů, proto z něj budou vycházet další navrhované díly.



obr. 32 - Modifikovaný model střešovitého spalovacího prostoru

Ke kompresnímu objemu vypočítaného z 3D modelu je zapotřebí přidat ještě objem, který vznikne přidáním těsnění, a objem nacházející se nad prvním těsnícím kroužkem. Když budeme počítat s těsněním o tloušťce 0,5 mm [h], vůlí pístu ve válci 0,25 mm [D-d], vůlí mezi pístem a hlavou 0,3 mm [v], vzdáleností prvního těsnícího kroužku od dna 3,7 mm [s], sražením pístu 0,5 mm [a] a zahloubením v pístu pro ventily 1,1 cm<sup>3</sup> [V<sub>z</sub>] dostaneme:

Objem tonusu, který vymezuje trojúhelníkové sražení, je:

$$V_t = \frac{1}{2} \cdot a^2 \cdot \pi \cdot D = 30 \text{ mm}^3 = 0,03 \text{ cm}^3 \quad [8]$$

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot s + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v + V_t + V_z = \quad [9]$$

$$2,329 + 0,111 + 1,396 + 0,03 + 1,1 = 4,966 \text{ cm}^3$$

Skutečný objem spalovacího prostoru je:

$$18,581 + 4,966 = 23,547 \text{ cm}^3$$

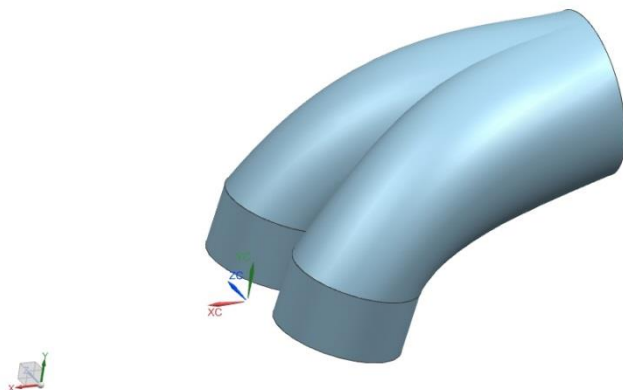
Skutečný kompresní poměr při studeném motoru je 11,6:1.

#### 4.2.3 Sací a výfukové kanály

Sacími kanály je do prostoru válce přiváděna zápalná směs a výfukovými kanály prostor válce opouští. Délka kanálů by měla být co nejkratší, aby přecházelo do hlavy válce co nejméně

tepla a aby se zápalná směs při průchodu sacími kanály ohřívala co nejméně. Průměr a způsob vedení kanálů má značný vliv na výkon motoru, proto je třeba kanály vytvářet s velkou precizností.

#### 4.2.4 Sací kanál

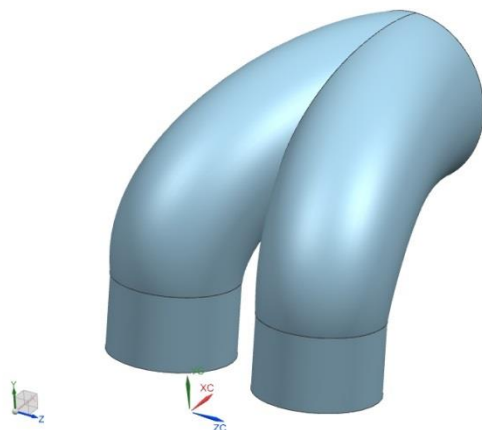


obr. 33 - Sací kanál

Již v předchozí části 3.2 byly pomocí programu Lotus navrhnuty základní rozměry sacího kanálu, tyto rozměry byly v podobě kružnic zaneseny do skeletu a z nich byly vytaženy kanály. Z počátečního jednoho kruhového otvoru s průměrem 38 mm, kde směs vstupuje do prostoru hlavy válce, se kanál rozděluje do dvou kruhových otvorů s průměrem 30 mm a vyústí do prostoru válce, jak je patrné z obr. 33. V oblasti vyústění jednotlivých větví kanálu je již připravena válcová plocha pro nalisování sedel sacích ventilů. Tloušťka stěny kanálu je 4 mm, protože menší tloušťka se při slévání dosahuje obtížně. Při tvorbě kanálu byla snaha jej vytvořit co nejpríměji, ovšem jeho přímost byla limitována tím, že bylo třeba zanechat nějaký prostor mezi kanálem a stěnou otvoru pro zapalovací svíčku. Dále bylo nutné zachovat úhel sklonu vstupního kanálu  $10^\circ$  od dosedací plochy hlavy a umožnit vytvoření co nejkratších dřívků sacích ventilů. Při napřímování kanálu však délka dřívků ventilů roste a s tím i jejich hmotnost, což je nežádoucí. Výsledkem je tedy kompromis mezi délkou ventilu, úhlu vstupu a přímostí kanálu.

Na modelu z obr. 33 nejsou zobrazeny nálitky pro uchycení ventilových vodítek. Je to z toho důvodu, že byl při modelování hlavy použit model sacího kanálu jako jádro, které bylo od hlavy booleovským odečtením odebráno. Ve skutečném jádru pro odlévání by nálitky být musely.

#### 4.2.5 Výfukový kanál



obr. 34 - Výfukový kanál

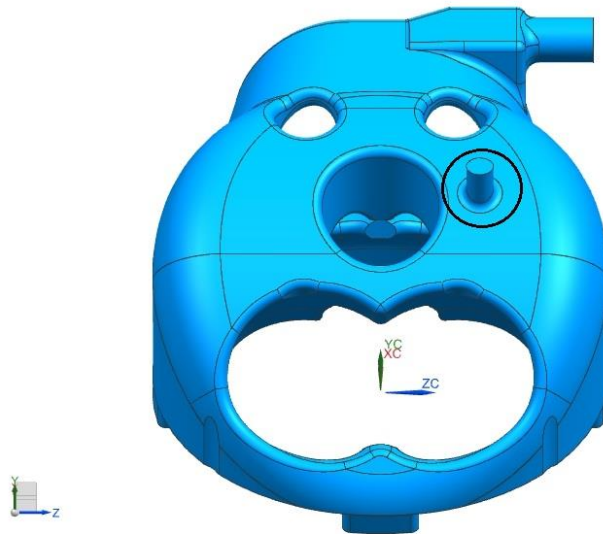
Základ pro výfukový kanál byl stejně jako u sacího navržen v programu Lotus. Otvor pro vyústění spalin do výfuku má průměr 33 mm a otvory pro ventily mají průměr 25 mm. Oproti sacímu kanálu je výfukový kanál skloněn o  $12^\circ$  do záporného směru (kladný směr se uvažuje od klikového hřídele směrem k hlavě válce) od dosedací plochy hlavy. U výfukového kanálu již není snaha o to, aby byl co nejvíce napříměný, avšak musí umožnit dobrý průtok spálené směsi. To znamená, že by v něm neměli vznikat velké hydrodynamické ztráty, aby mohl být válec dostatečně vypláchnut. Modelování výfukového kanálu probíhalo podobně jako u sacího.

#### 4.2.6 Jádru chladicí kapaliny hlavy válce

Při spalování směsi ve válci vzniká velké množství tepla, které je nutné z hlavy odvádět. V zadání je specifikováno, že chlazení motoru má být kapalinové, tudíž bylo třeba v hlavě válce vytvořit prostor, kudy bude proudit chladicí kapalina.

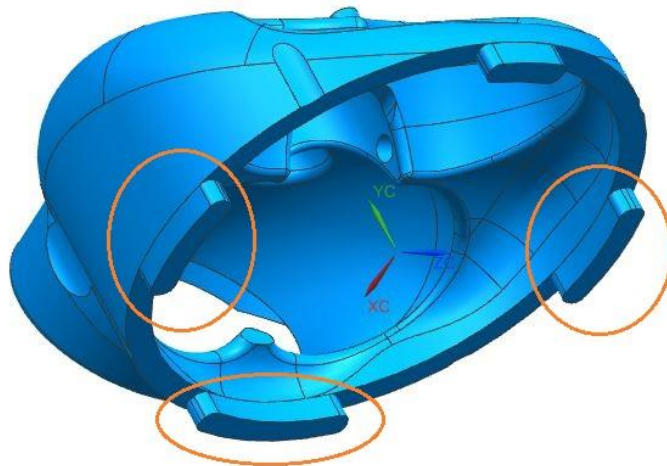
Prostor pro chladicí kapalinu by měl mít co největší objem, musí svou konstrukcí zajistit, aby v něm mohla kapalina dobře proudit a nevznikaly parní polštáře. Dále musí být kapalina do prostoru hlavy nějak přiváděna a odváděna. Také se při nalévání chladicí kapaliny nesmí chladicí prostor zavzdušnit.

Při konstrukci jádra chladicí kapaliny zadaného motoru byly všechny tyto požadavky brány v úvahu. Jak je patrné z obr. 35, největší množství chladicí kapaliny se soustředí do míst, které jsou nejvíce tepelně namáhané, to znamená do oblasti ohňové stěny, prostoru okolo svíčky a k výfukovému kanálu. Sacím kanálem prochází vzduch s teplotou atmosféry a ochlazuje jej, proto není nutné sací kanál chladit. Dále ještě můžeme na tomto obrázku vidět válcový výstup v černě označeném kruhu, sloužící k zaploštění jádra při odlévání.



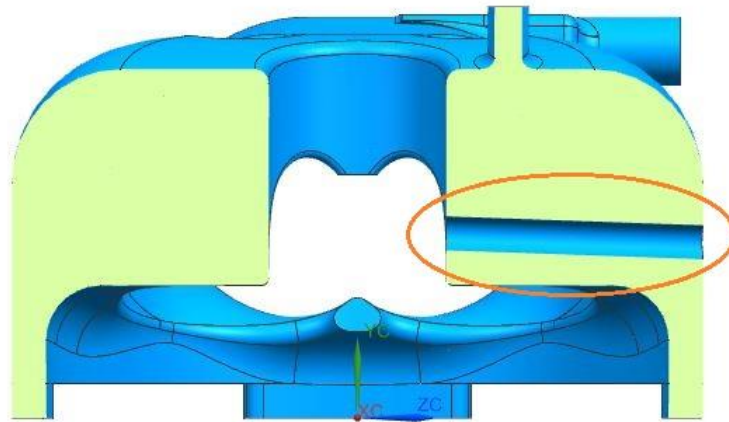
obr. 35 - Jádro chlazení

Přívod kapaliny je veden válcem přes tzv. známky, kterými se dostává do hlavy. Nejvíce chladicí kapaliny logicky prochází známkami blíže k výfukovému kanálu a k otvoru svíčky, viz. obr. 36, kde jsou tyto známky zakroužkovány.



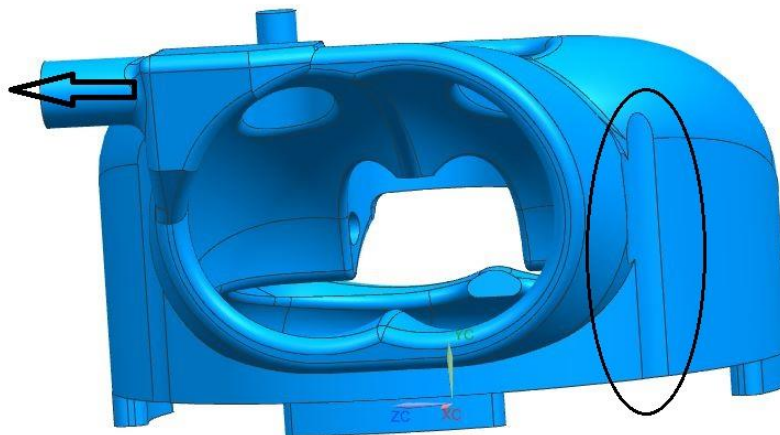
obr. 36 - Známky jádra chlazení

Na obr. 37 je vidět řez, ve kterém je patrné, že nejvíce chladicí kapaliny se nachází v oblasti nad ohňovou stěnou a u zapalovací svíčky. V oranžové elipse je zvýrazněn otvor v jádru chlazení, do kterého bude po odlití vyvrtána díra, sloužící k odvodu vody z okolí zapalovací svíčky, která sem může vniknout při mytí motocyklu nebo při provozu v deštivém počasí.



obr. 37 - Odvodnění zapalovací svíčky

Poslední obrázek týkající se jádra chlazení je obr. 38. V elipse je označeno vybrání jádra, které zde vymezuje prostor pro šrouby hlavy. Šipkou směřující ven z jádra je znázorněn odvod kapaliny do chladiče motoru.

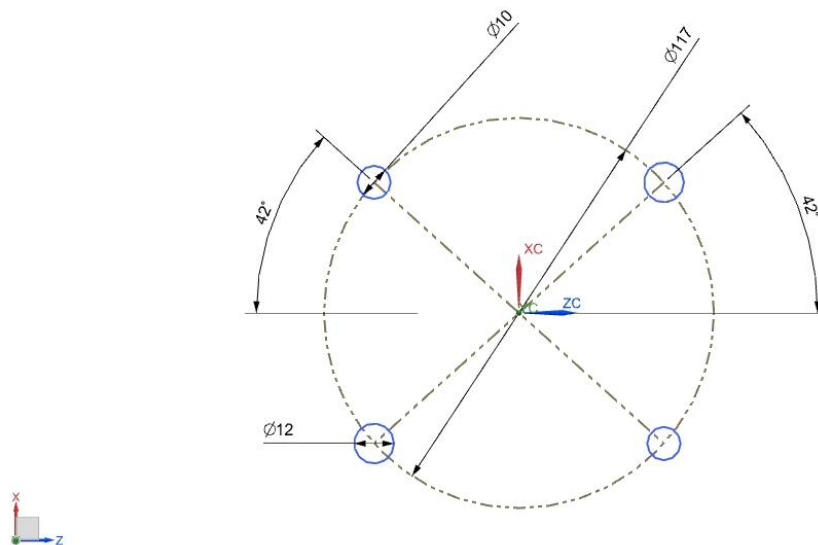


obr. 38 - Výstup chladicí kapaliny

Návrh jádra chlazení byl vytvořen tak, aby jeho nejslabší tloušťka stěny nebyla menší než 5 mm. Veškerá zaoblení mají minimální radius 2 mm, aby se dalo jádro dobře odlít.



#### 4.2.7 Šrouby hlavy



obr. 39 - Rozvržení šroubů hlavy

Pro konstrukci hlavy bylo nutné znát průměry šroubů, které ji připevňují k válci a ke skříní. Průměr roztečné kružnice středů šroubů by měl být co nejmenší, aby bylo minimalizováno ohybové namáhání hlavy. Také rozmístění šroubů by mělo být po obvodu hlavy rovnoměrné. Dále bylo nutné rozvrhnout jejich rozmístění ve skeletu tak, aby nebyly v konfliktu s jinými částmi motoru. Bylo také počítáno s průměrem pružných kolíků, které při montáži zajišťují přesné usazení hlavy. Z obr. 39 lze vyčíst, že průměr roztečné kružnice, na níž jsou šrouby usazeny, je 117 mm. Průměr šroubu je 10 mm a průměr kolíku je 12 mm. Díry pro šrouby se uvažují s průměrem 10,5 mm.

Základním návrh:

Materiál – ocel pro šrouby 8.8 – mez kluzu  $R_e = 640$  MPa

Koeficient bezpečnosti –  $k = 3$

Plocha pístu –  $S$

Vrtání válce –  $D = 77$  mm

Průřez šroubu –  $S_{sr}$

Průměr šrouby –  $d$

Dovolené napětí:

$$\sigma_D \geq \frac{Re}{k} = \frac{640}{3} = 213, \bar{3} \text{ MPa} \quad [10]$$

Síla od expandujících plynů působící přes hlavu válce na šrouby:

$$F_p = p_{max} \cdot S = p_{max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 6,35 \cdot \frac{\pi \cdot 77^2}{4} = 29569,6 \text{ N} \quad [11]$$

Síla na jeden šroub:

$$F = \frac{F_p}{4} = 7392,4 \text{ N} \quad [12]$$

Platí:

$$\sigma_D \geq \sigma_{max} \quad [13]$$

$$\sigma_D \geq \frac{F}{S_{sr}} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad [14]$$

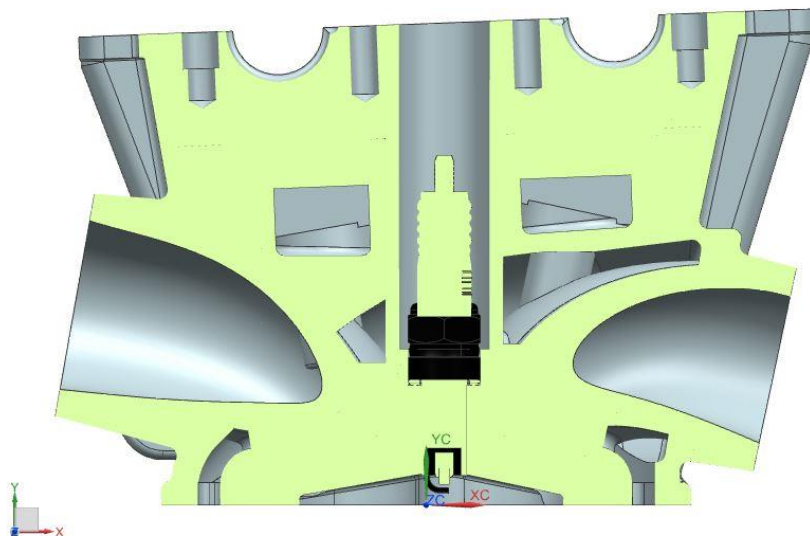
$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7392,4}{\pi \cdot 213, \bar{3}}} \doteq 6,65 \text{ mm} \quad [15]$$

Malý průměr závitu M8 je roven 6,466 mm. Šroub se závitem M8 tudíž nevyhovuje. Proto byl zvolen šroub M10, který má malý průměr závitu 8,16 mm.

Pokud by byl zvolen materiál s vyšší mezí kluzu nebo snížena bezpečnost, šroub M8 by vyhovoval, ovšem do tohoto předběžného výpočtu nebyl započítán vliv dynamického zatížení, předepnutí, dosedacího tlaku, přídavného ohybového momentu ani vliv rozdílné délkové roztažnosti materiálu šroubu a materiálů válce a hlavy válce. S uvažováním těchto přídavných zatížení byl šroub navržen v programu MitCalc.

Výsledný šroub je se závitem M10. Bezpečnost šroubu je 1,58 a utahovací moment 24,62 Nm. Tabulka výsledných hodnot byla umístěna do přílohy.

#### 4.2.8 Zapalovací svíčka



obr. 40 - Umístění zapalovací svíčky

Na obr. 40 je zobrazen otvor pro zapalovací svíčku i s umístěnou svíčkou v řezu. Průměr otvoru je 22 mm, tak aby bylo možné do něj vložit klíč na montáž svíčky.

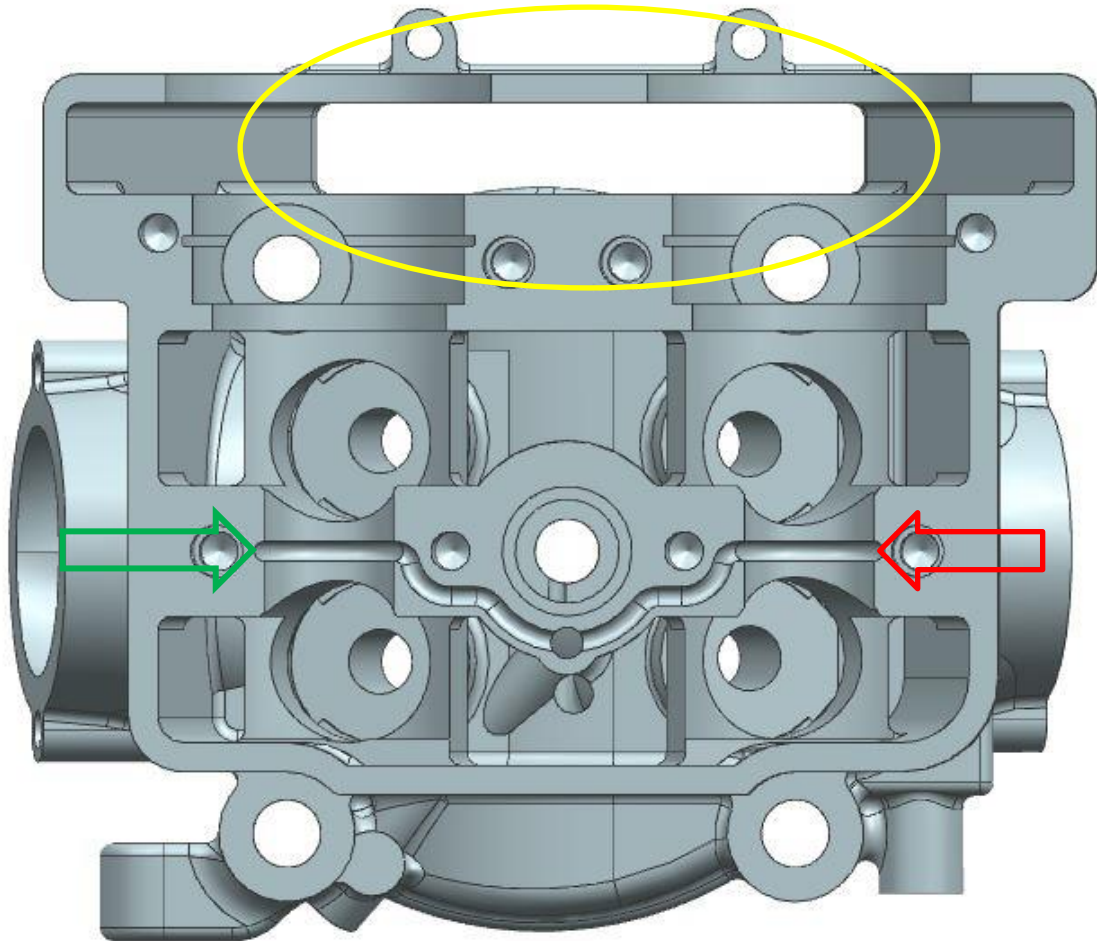
Zapalovací svíčka by měla mít takový průměr, aby bylo možné dosáhnout dostatečné tloušťky stěny sacích a výfukových kanálů. Při velkém průměru by musely být zmenšeny průměry kanálů, a protože kanály již mají své průměry pevně dané, je třeba ubírat spíše na straně svíčky. Byla zvolena svíčka s průměrem závitu M10 s průměrem šestihranu pro klíč 16mm, kolem které je ještě dostatek místa pro kanály. Svíčka je usazena blíže k výfukovým kanálům. Protože se jedná o závodní motor, je třeba vybrat spíše studený typ svíčky, aby nedocházelo k samozápalům. Většina výrobců používá velmi podobné svíčky, a tak budeme v našem případě volit svíčku podobnou ostatním výrobcům.

Přehled používaných svíček v motokrosových motorech je zobrazen v Tabulka 10. Vysvětlení označení zapalovacích svíček je přidáno do přílohy.

Tabulka 10 - Tabulka používaných svíček NGK

Značka motocyklu	Typ používané svíčky NGK	Cena (dle webu svickyngk.cz)
Honda	R0409B-8	1299
Yamaha	CR8EVX/CR8EIX	264/319
Kawasaki	CR8EVX	264
Suzuki	CR8EIA-10	291
KTM	CR9EKB/CR9EIX	221/301
TM	CR8EVX/CR8EIX	264/319

#### 4.2.9 Uložení rozvodového mechanismu



obr. 41 - Pohled shora do hlavy válce

V horní části hlavy je uložen rozvodový mechanismus, viz. obr. 41. Zelená šipka ukazuje místo, kam bude usazena vačková hřídel sacích ventilů, a červená šipka ukazuje výfukovou vačkovou hřídel. V místě šipek se nachází vyfrézování pro kluzná ložiska, v obou případech je průměr vyfrézování 20 mm. Hned vedle umístění kluzných ložisek jsou vývrty pro zdvihátka ventilů. Průměr vývrty u zdvihátek sacích ventilů i výfukových ventilů je 25 mm. Vývrty jsou zde vytvořeny z toho důvodu, aby zachycovaly ohybové momenty vzniklé třením vaček o zdvihátka ventilů, které by jinak působily na ventily. Také tvoří výztuhu uložení rozvodového mechanismu. Pod vývrty jsou umístěny nálitky, na které dosedají ventilové pružiny. Nálitky jsou obrobena tak, aby se na nich nedržel mazací olej a stekl do oblasti rozvodového řetězu, která je označena žlutou elipsou. V těchto nálitkách jsou také vyvrtány díry pro nalisování ventilových vodítek. Průměr děr je 10 mm. Druhým místem uložení vačkových hřídelů je půlkruhové vybrání ležící blíže k rozvodovému řetězu. To má průměr 42 mm a zde bude usazeno kuličkové ložisko. Na vybrání jsou vidět drážky, které zajišťují přesné uložení ložisek a jejich axiální oporu.

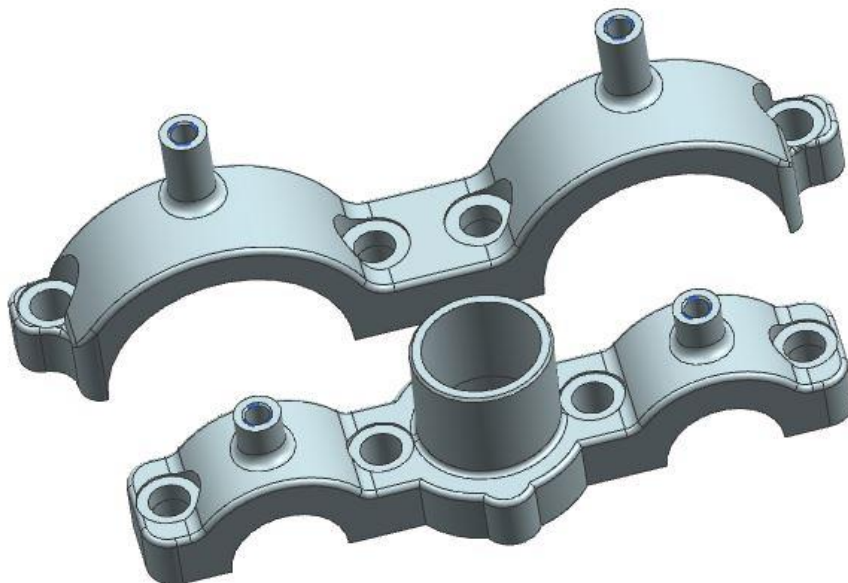
Jak již bylo zmíněno, v prostoru žluté elipsy bude obíhat rozvodový řetěz. Hlava je ve vrchní části této oblasti rozšířena, protože se sem musí vejít kola rozvodového řetězu, a ve spodní části je zúžena, aby se ušetřil prostor a materiál.

V místě kam ukazují šipky, jsou vidět i kanálky mazací soustavy, na kterou se zaměříme později. Také jsou na obr. 41 patrné celkem čtyři vývrty pro šrouby hlavy. Zajímavé jsou hlavně šrouby blíže k rozvodovému řetězu, kde bylo nutné odvrtnat i část půlkruhového vybrání. To však nijak nevadí, protože se síly působící na ložisko přes jeho vnější kroužek rozloží.

Vlevo dole na obr. 41 se nachází jeden ze dvou držáků hlavy válce, který je přes nástavec přišroubován k rámu a drží v něm hlavu s celým motorem.

#### 4.2.10 Držáky vačkových hřídelů

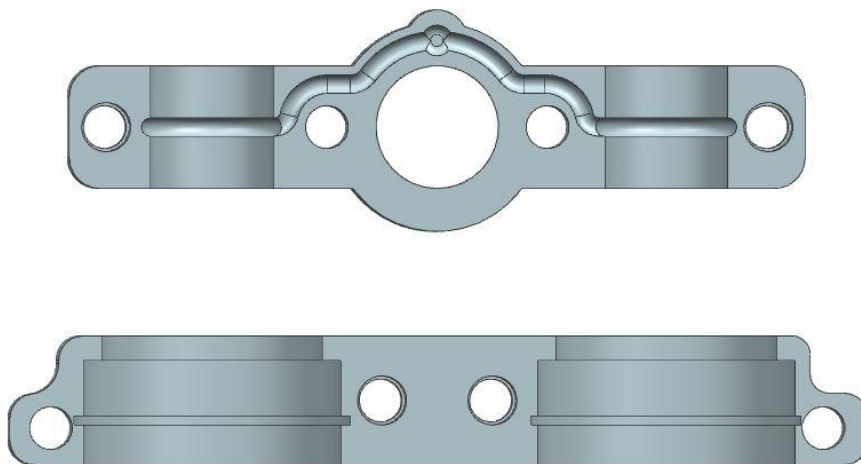
Jedná se o odlitky vyrobené ze stejné slitiny jako odlitek hlavy válce.



obr. 42 - Držáky vačkových hřídelů

Držáky zachycují největší množství sil vzniklých v rozvodovém mechanismu. Jeden držák zachycuje radiální síly od kluzných ložisek a vačkové hřídele ve stanovené poloze (držák s menšími průměry vybrání obr. 42). Druhý držák drží na svém místě kuličková ložiska a zachycuje tedy také axiální síly. Šířka držáku pro kluzná ložiska je 20 mm a šířka držáku ložisek je 21 mm. Oba držáky jsou přichyceny k hlavě pomocí šroubů M6, jejichž závity se nacházejí pouze v hlavě válce, to znamená, že v držácích jsou pouze průchozí díry o průměru 7 mm. Aby bylo zajištěno, že držáky dosednou do správné polohy, jsou díry, které kolem sebe mají dostatek prostoru, opatřeny kolíky obr. 43. V držáku kluzných ložisek jsou navíc ještě umístěny kanálky mazací soustavy, které se po připevnění tohoto držáku k hlavě stanou těsnými a následně zásobují vačkové hřídele olejem. Zmíněný držák se dále odlišuje tím, že jím prochází otvor pro zapalovací svíčku.

Na držácích se nachází nálitky, které slouží k přichycení víka hlavy. V případě držáku ložisek jsou nálitky a dvě díry pro šrouby vyoseny z jejich příčné osy. Důvodem je skutečnost, že je díky tomuto vyosení možné zmenšit objem víka hlavy a zajistit tak lepší přístup k zapalovací svíčke.



obr. 43 - Držáky vačkových hřídelů - pohled ze spodu

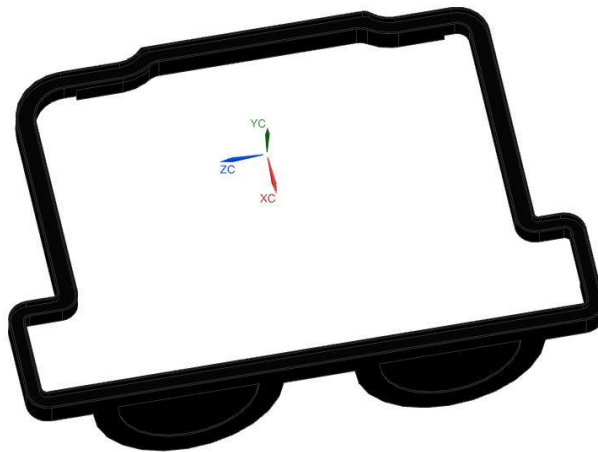
#### 4.2.11 Víko hlavy

Víko je odlévané z hliníkové slitiny AC- $AlSi5Cu1Mg$  (18). Aby vynikl jeho vzhled, je povrch upraven eloxováním. Hlavní funkcí víka je zakrýt prostor rozvodů a zamezit úniku oleje z hlavy. Víko je zobrazeno na obr. 44.

K hlavě je připevněno přes čtyři šrouby M5, které se šroubují do držáků vačkových hřídelů. V místech šroubů je víko osazeno gumovými kroužky, které se po stažení šroubů zmáčknou a zajistí těsnost okolo šroubů. Gumový kroužek zajišťuje také těsnění kolem otvoru pro zapalovací svíčku. Aby nedocházelo k úniku oleje mezi styčnými plochami hlavy a víka, je mezi tyto komponenty vloženo gumové těsnění, zobrazené na obr. 45. Toto těsnění má osazení, které zajistí jeho správné dosednutí na hlavu válce.



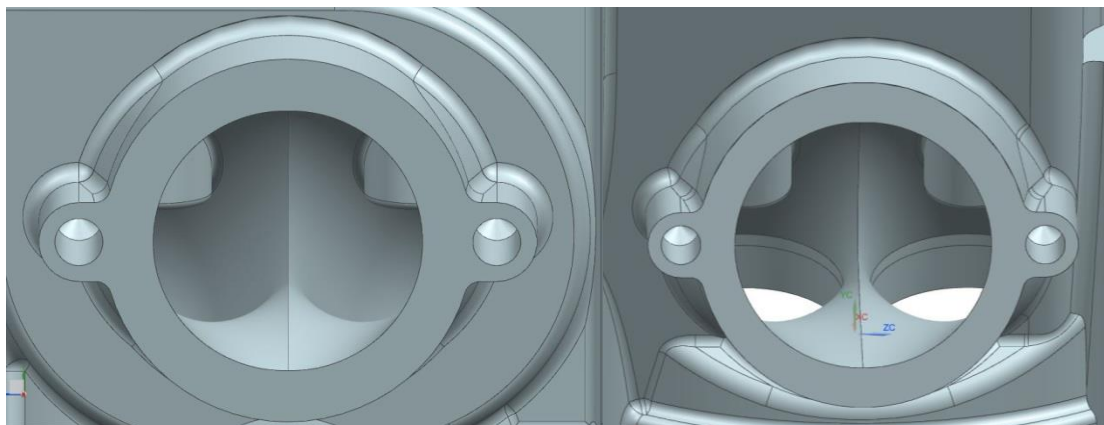
obr. 44 - Víko hlavy



obr. 45 - Těsnění víka hlavy

#### 4.2.12 Další části hlavy

Pro připojení sání a výfuku bylo třeba vytvořit nálitky na stěnách sacího a výfukového kanálu. V těchto nálitkách jsou vyvrtané díry se závitem M6. V případě sání je mezi hlavu a sací potrubí umístěno těsnění ze silného těsnícího papíru, aby nedocházelo k únikům tlaku. Sací a výfuková příruba, nálitky šroubů, těsnění hlavy, šrouby držící hlavu u rozvodů. U výfukové příruby, výfuk dosedá na hlavu přes měděnou podložku, aby nedošlo k otlacení příruby hlavy. Příruby jsou zobrazeny na obr. 46.

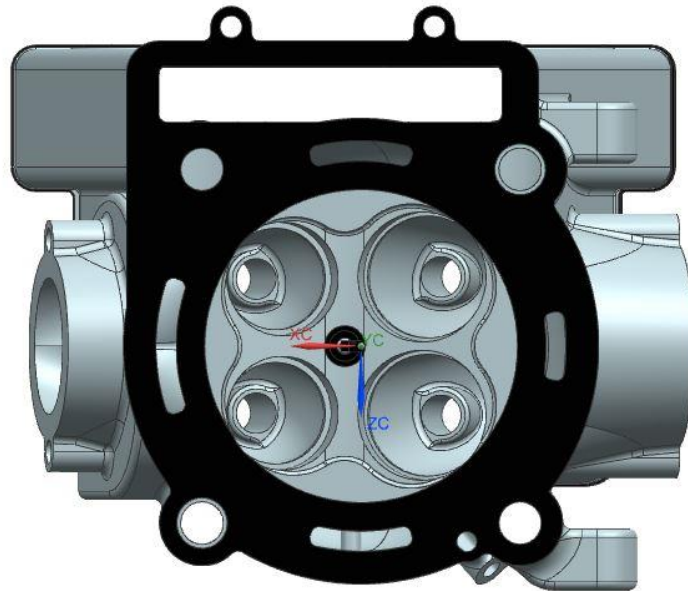


obr. 46 - Výfuková příruba (vpravo) a příruba sání (vlevo)

Další částí dosedající na hlavu je těsnění styku s válcem. Jeho model se nachází na obr. 47. Těsnění kopíruje tvar dosedacích ploch hlavy a válce a zabraňuje úniku chladicí kapaliny, oleje a tlaku vyvozeného spalováním směsi. Těsnění má tloušťku 0,5 mm a skládá se z dvou tvarovaných pogumovaných plechů, které se po stažení šroubů rozmáčknou a zajistí těsnost spojovaných ploch. Při demontáži a opětovném sesazování je nutné toto těsnění vyměnit za nové, aby byla zajištěna potřebná těsnost spoje.

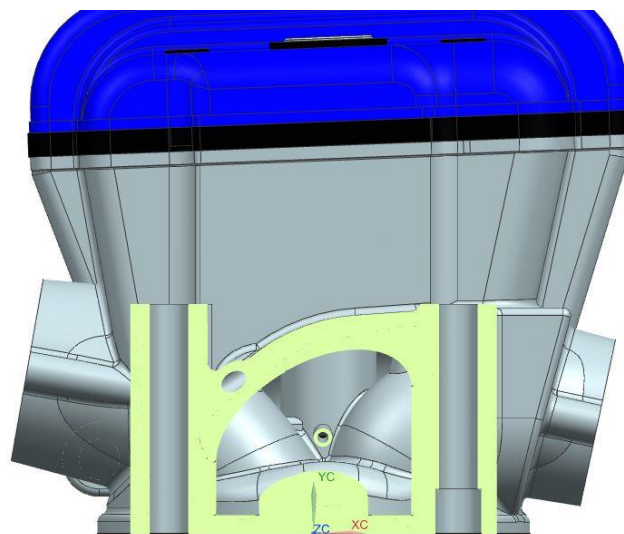
Na obr. 47 jsou vidět, kromě čtyř děr hlavních šroubů hlavy, ještě dvě díry pro pomocné šrouby, které přichycují část hlavy s rozvodovým řetězem a zajišťují těsnost spojení i v tomto mís-

tě. Předpokládá se, že hlava je zde méně tuhá a při dotažení hlavních šroubů by mohla mírně odlehnout a netěsnit.



obr. 47 - Těsnění hlavy

Na obr. 48 je znázorněn řez dvěma šrouby hlavy. Je zde viditelné zahloubení pro kolík, který ustanovuje pozici hlavy k válci. Dále je zde vidět tloušťka stěny nálitku, která je 21 mm a ovlivňuje návrh šroubů, protože se v ní musí rozložit napětí z předepnutí a zatížení šroubů hlavy. Délka nálitků na této straně je 62 mm a na straně blíže k rozvodovému řetězu je 48 mm. Šrouby hlavy tedy mají dvě různé délky.



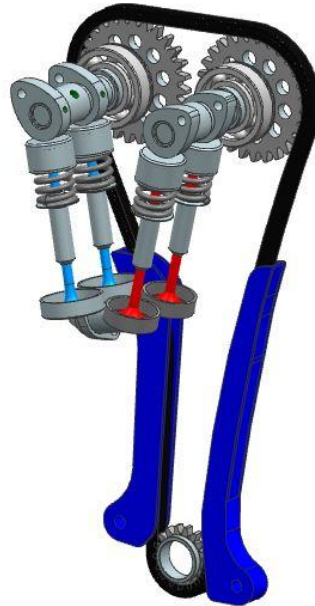
obr. 48 - Řez šrouby hlavy



### 4.3 Rozvodový mechanismus

Již v předchozí části této práce bylo rozhodnuto o tom, že motor bude mít dva sací a dva výfukové ventily a dvě vačkové hřídele.

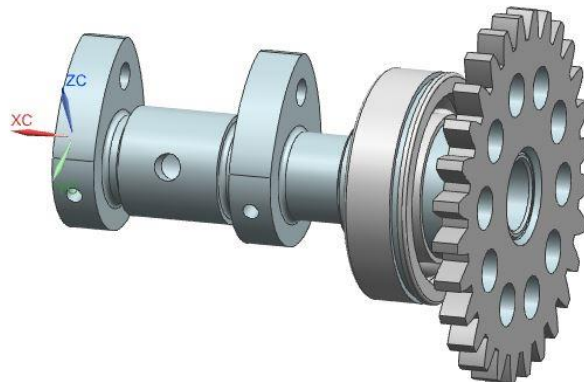
Model rozvodového mechanismu je zobrazen na obr. 49.



obr. 49 - Rozvodový mechanismus

#### 4.3.1 Vačkové hřídele

Vačkové hřídele sání a výfuku jsou téměř totožné, jediné v čem se liší, je tvar a vzdálenosti vaček.



obr. 50 - Vačkový hřídel

Vačkové hřídele jsou obrobena z kované oceli ČSN 4 16420.

Obě jsou uloženy na jednom kuličkovém ložisku a jednom kluzném ložisku. Kluzné ložisko je výhodné, protože má menší průměr, a tak potřebuje menší zástavbový prostor než kuličkové, ovšem má tu nevýhodu, že musí být neustále zásobeno mazacím olejem a nedokáže přenést axiální sílu. Proto je vačková hřídel osazena ještě kuličkovým ložiskem, kterému stačí mazání pouze olejovou mlhou, která v prostoru vačkových hřídelů vzniká rozptylováním oleje při mazání vaček. Kuličkové ložisko taktéž zvládne přenést axiální sílu a je umístěno v prostoru blíže k ozubenému kolu rozvodu, kde je pro něj dostatek místa.

Vačkový hřídel je dutý, aby se ušetřila hmotnost. Díry v hřídeli souvisejí s mazáním, které bude popsáno později.

Na vačkovém hřídeli je nalisováno ozubené kolo, přes které rozvodový řetěz pohání celý vačkový mechanismus. Kolo má v sobě několik odlehčujících děr a musí být při lisování ustaveno do přesné polohy vůči vačce, jinak by nebylo dodrženo správné časování ventilů. Aby byla přesná poloha dodržena, jsou na kole i hřídeli vyfrézovány značky.

### 4.3.2 Ventily

Průměr sacích ventilů je u většiny výrobců 30mm a průměr výfukových se pohybuje kolem 25mm.



obr. 51 - Sací a výfukový ventil

Na ventily působí velké tepelné a mechanické zatížení. Větší tepelné zatížení působí na výfukové ventily, protože přes ně prochází horká vyhořelá směs do výfuku, naproti tomu se sací ventily ochlazují vlivem nasávání relativně studené směsi. Sací ventily jsou však více namáhány mechanicky a to setrvačnými silami, protože mají větší průměr talířku a tím i hmotnost. Setrvačné síly vznikají neustálým zrychlováním a zpomalováním pohybu ventilů, které způsobují vačky.

Díky těmto zatížením jsou u ventilů kladeny vysoké nároky na výrobu a použitý materiál. Z tohoto důvodu je tvar ventilů této práce převzat od výrobce Kawasaki.

### 4.3.3 Průměr talířku ventilů

Průměr sacích ventilů musí být větší než u výfukových, protože přes sací ventily nasávána směs o atmosférickém tlaku (rozdíl tlaků je velmi malý), kdežto přes výfukové ventily jsou spaliny tlačeny pohybem pístu. Aby se do válce dostalo co nejvíce směsi, a tím se dosáhlo co nejvyššího výkonu, je zapotřebí co nejvíce minimalizovat ztráty prouděním. Velikost sacích ventilů má tedy zásadní vliv na výkon motoru. Navržený spalovací prostor (obr. 32) umožňuje použít průměr sacích ventilů 30 mm a výfukových 25 mm.

### 4.3.4 Úhel sklonu ventilů

Úhel sklonu se měří od svislé osy hlavy válce. Malý sklon umožňuje napřímít sání a tím snížit hydrodynamické ztráty sacího kanálu, umožňuje napřímít i výfukové potrubí, čímž snižuje nároky na chladicí systém. Zvyšuje použitelný průměr talířku ventilů, až by při otevření hrozil jejich kontakt a také zmenšuje spalovací prostor, čímž zvyšuje kompresní poměr. U tohoto typu motoru bylo snahou použít malý sklon ventilů, aby se dosáhlo již zmíněných výhod. Ne-ní však možné mít úhel sklonu příliš blízký se k nule, aby nedošlo ke kontaktu vačkových hřídelů a hlavně jejich ozubených převodů, které mají největší průměr a kolize u nich hrozí nejvíce. Úhel sklonu navržených sacích ventilů je  $10^\circ$  a výfukových  $12^\circ$ .

### 4.3.5 Dřík ventilů

Dřík je nejslabší částí ventilu, protože se v něm nachází vybrání pro uchycení ventilu. Toto vybrání přenáší hmotnost a setrvačné síly celého talířku a spodní části dříku do misky ventilu. Koncentruje se v něm tedy největší napětí. K návrhu průměru dříku je třeba znát tepelné a silové zatížení ventilu. Určení těchto okrajových podmínek je velmi složité a přesahuje rámec této práce, proto bude průměr dříku odvozen od ostatních výrobců motoru, kde se běžně pohybuje od 4,5 do 5,5 mm.

### 4.3.6 Vačky

Vačky řídí otevírání a zavírání ventilů. Tvar vaček tedy ovlivňuje plnění a vyprazdňování válce motoru.

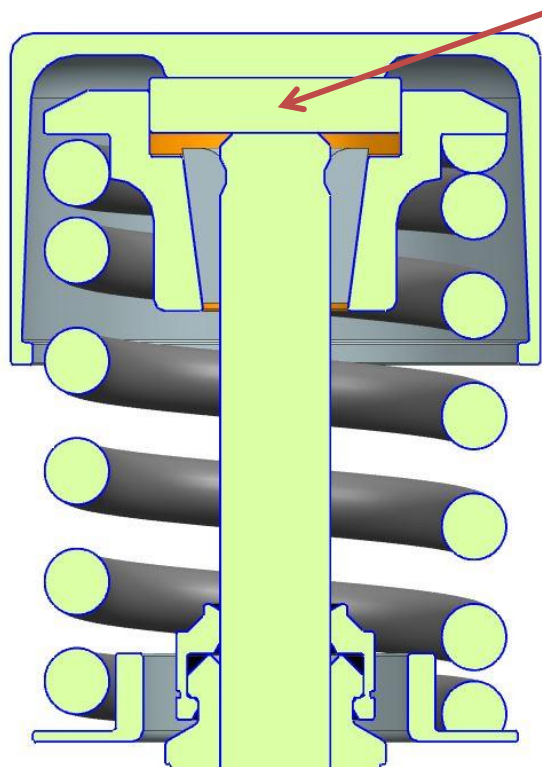
Základní kružnice by měla být co nejmenší, aby rameno působící třecí síly bylo taktéž co nejmenší.

Doba otevření ventilu bývá u závodních motorů velmi dlouhá, aby se motor zvládal i ve vysokých otáčkách dobře vypláchnout a aby se zmenšily setrvačné síly působící na rozvod (s delší dobou nevznikají tak velké špičky napětí).

S velkou dobou otevření ventilů se však motoru snižuje kompresní poměr a točivý moment v malých otáčkách. To je způsobeno tím, že při dlouhé době otevření se sací ventily úplně zavřou až po dolní úvrati a výfukové ventily se otevírají před dolní úvrati, což znamená ztrátu tlaku při expanzi. (17)

Dalším konstrukčním problémem je určitá vůle za studena mezi ventilem a základní kružnicí vačky, kterou je třeba dodržet. Vůle je potřebná kvůli rozdílné teplotě teplotní roztažnosti hliníkové hlavy a ventilů. Při provozní teplotě dojde k zatažení této vůle. Kdyby ventily žádnou vůli za studena neměly, zůstávaly by při provozu neustále přitevřené. Větší vůle bývají u výfukových ventilů, protože jsou více tepelně namáhané.

Způsob nastavování vůle ventilu je zobrazen na obr. 52. Mezi ventilem a hrníčkovým zdvihátkem je vložena podložka (označena červenou šipkou) s přesně stanovenou tloušťkou. Tato podložka je vyměnitelná a s volbou jejích různých šířek se nastavuje vůle ventilu.



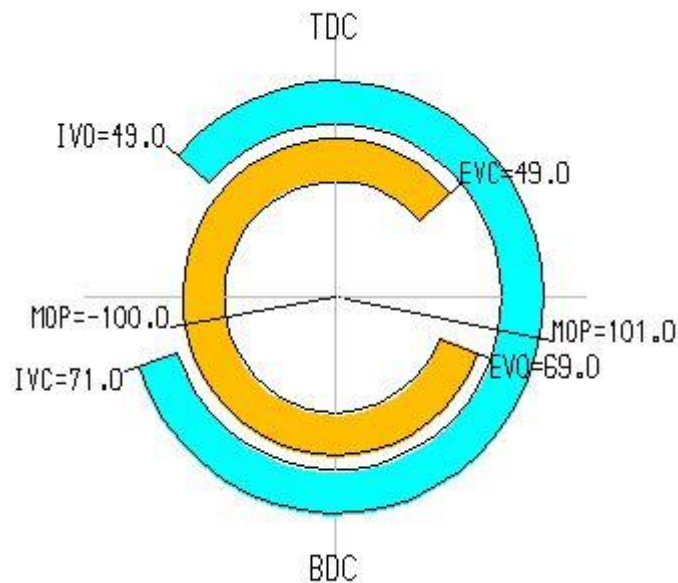
obr. 52 - Řez uchycením ventilu.

Vačky je nutné také dobře zásobit olejem, aby nedocházelo k jejich zadírání se zdvihátky. K tomu slouží vývrty (obr. 50) na náběžné straně základní kružnice vaček, kterými do styku se zdvihátky proudí olej.

Z výše uvedeného je vidět, že návrh tvaru vaček je velmi složitý a v této práci se jím zabývat nebudeme. Tvar bude odvozen od ostatních výrobců a časování bude převzato od Kawasaki. V Tabulka 11 - Používané zdvihy ventilů jsou zobrazeny zdvihy ventilů současných výrobců. Na obr. 53 je zobrazen diagram časování ventilů bez uvažování vůle. Modrá barva zastupuje otvírání sacích ventilů a oranžová znázorňuje otvírání výfukových ventilů.

Tabulka 11 - Používané zdvihy ventilů

Výrobce	Max. zdvih sací vačky	Max. zdvih výfukové vačky
Honda crf 250	8,1	8,1
Kawasaki kx250f	9,14	7,98
Suzuki rm-z 250	9,14	8,25
Yamaha yzf 250	8,48	8,1



obr. 53 - Diagram časování ventilů

Podle (19) se dají zdvihy vaček určit podle následujícího vzorce:

$$\pi \cdot d \cdot l \geq \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [16]$$

Kde:  $d$  – vnitřní průměr dosednutí ventilu

$l$  – maximální zdvih ventilu

Nebo lze využít vztahu:

$$l \geq (0,25 \text{ až } 0,35) \cdot d \quad [17]$$

Zdvihy vaček byly navrženy podle vztahu [17] s uvažováním  $0,3 \cdot d$ . Výsledný maximální zdvih sací vačky je 9 mm a výfukové 7,5 mm. Šířka vaček je uvažována 8 mm.

### 4.3.7 Zdvihátka



obr. 54 - Zdvihátka ventilu

Zdvihátka jsou hrníčková s průměrem hrnce 25 mm. Jejich hmotnost by měla být co nejmenší, aby nezatěžovala rozvodový mechanismus velkými setrvačnými silami.

Jsou jako první v kontaktu s vačkou a převádějí její rotační pohyb na posuvný. Při tomto kontaktu vzniká tření, které vyvolává ohybový moment. Tento moment se přes zdvihátka přenáší do stěn vývrtů hlavy.

Aby nedocházelo k zadírání, musí být vačky a zdvihátka vyrobené z rozdílných materiálů s různými tvrdostmi. Dále je výhodné, aby se zdvihátka při své funkci otáčela, protože se tak rovnoměrně rozloží jeho opotřebení. Otáčení je zajištěno vyosením středu vačky od osy zdvihátka (17).

### 4.3.8 Ventilové pružiny

Použité pružiny jsou šroubové, jejich průměr, zdvih a délka v předepnutém stavu jsou již dané konstrukcí předchozích dílů. Maximální vnější průměr je omezen zdvihátkem na 22 mm. Napětí materiálu se volí mezi 600-900 MPa, aby byla dostatečně vysoko vlastní frekvence pružiny. Dále velikost zdvihu ovlivňuje hodnotu vlastní frekvence, tzn. čím menší zdvih, tím vyšší vlastní frekvence. Pružina by neměla mít celý počet závitů, aby nevybočovala.

Při návrhu ventilových pružin je nejdříve třeba znát hmotnosti dílů, které ventilová pružina přitlačuje k vačce. Tato hmotnost vytváří setrvačnou sílu, kterou musí být pružiny schopné v každém případě přetlačit. V případě tohoto motoru je to 47g. Bohužel není známé zrychlení, takže nelze určit ani potřebnou sílu pružiny.

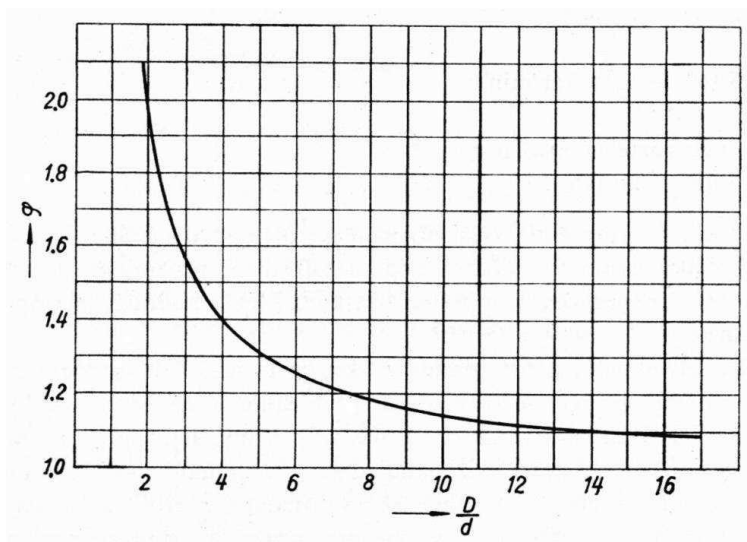
Pokud bychom znali potřebnou sílu pružiny  $F$ , průměr drátu by se vypočítal takto:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot D \cdot \varphi}{\pi \cdot k_k}} \quad [18]$$

Kde:  $D$  je roztečný průměr pružiny (mm),  
 $d$  - průměr drátu (mm),  
 $F$  - síla pružiny při otevřeném ventilu (N),  
 $k_k$  - napětí materiálu pružiny v kroucení (MPa),  
 $G$  - modul pružnosti ve smyku = 80 400 (MPa).  
 $\varphi$  – Wahlův součinitel (z diagramu na obr. 55)

Protože sílu  $F$  neznáme, bude průměr drátu zvolen podle ostatních výrobců, tzn. 3 mm. Napětí materiálu bylo zvoleno 750 MPa. Síla se pak vypočítá:

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot k_k}{8 \cdot D \cdot \varphi} = \frac{\pi \cdot 3^3 \cdot 750}{8 \cdot 19 \cdot 1,25} = 335N \quad [19]$$

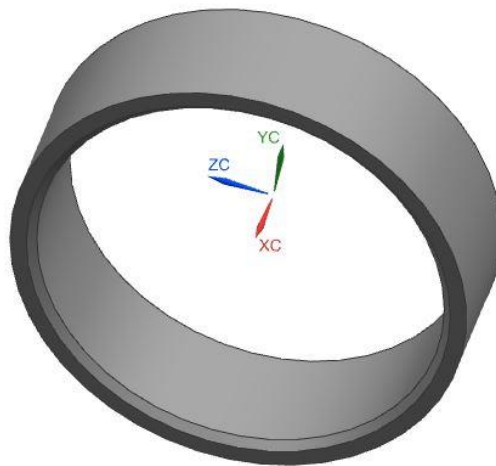


obr. 55 - Korekční Wahlův součinitel  $\varphi$  v závislosti na  $D/d$

#### 4.3.9 Sedla ventilů

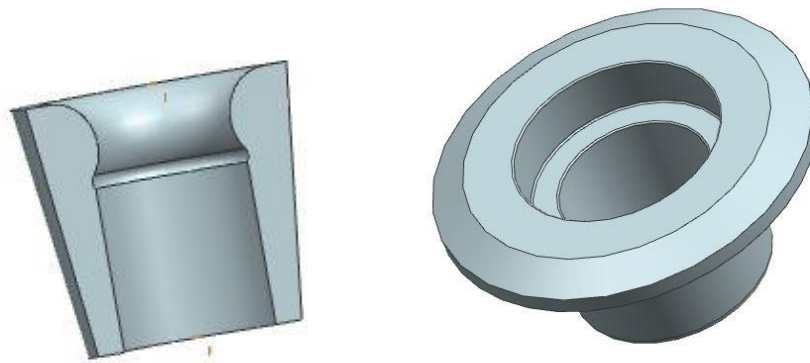
V hlavě válce jsou nalisovány sedla ventilů, aby ventily nedosedaly přímo do odlitku hlavy, který by se velmi rychle opotřebil. Ocelová sedla se opotřebovávají mnohem méně a navíc jsou vyměnitelná.

Vnější průměr sacích ventilů je 32 mm, výfukových 27 mm. Tloušťka 2 mm a délka 8 mm je u všech sedel stejná. Úhel sražení v místě dotyku s ventilem je  $45^\circ$ , při kterém se minimalizuje usazování nečistot.



obr. 56 - Sedlo sacího ventilu

#### 4.3.10 Misky a zámky ventilů



obr. 57 - Zámek (vlevo) a miska ventilu

Miska společně se zámkem slouží k uchycení ventilu. Princip uchycení ventilu je zobrazeno v řezu na obr. 52. Z vačky se přenáší síla do zdvihátka, odtud prochází síla přes vymezovací podložku do ventilu. Zámek s miskou ventilu přenáší sílu do pružiny, které se snaží vrátit ventil do původní polohy. Misky a zámky by měly mít malou hmotnost, aby nezpůsobovaly velké setrvačné síly.

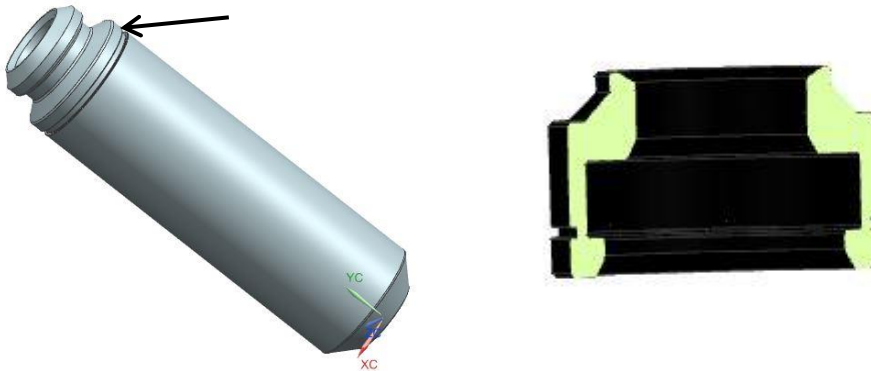
Zámek a miska ventilu se vzájemně dotýkají přes kuželovou dosedací plochu. Tím je zamezeno propadnutí zámku miskou. Největší nebezpečí hrozí u kontaktu zámku s ventilem. Ventil drží pouze díky tvarovému spoji v zámku a dříku. A pokud by se tento spoj příliš opotřebil, došlo by k propadnutí ventilu do prostoru válce a následně k havárii s pístem. Proto musí být zámky vyrobeny z tvrdého materiálu a musí být kontrolováno jejich opotřebení.

Zámky jsou zvoleny LK-5H z katalogu výrobce TRW (20). Rozměry zámků a misek vycházejí z tohoto katalogu.



#### 4.3.11 Vodítka ventilů

Ventily jsou vedeny ve vyměnitelných vodítkách, aby nedocházelo k nevratnému opotřebení hlavy válce. Vodítka jsou nalisována v hlavě a utěsněna O-kroužkem, šipka na obr. 58 ukazuje připravenou drážku pro O-kroužek. Aby nedocházelo k přísávání oleje do prostoru válce, jsou vodítka opatřena manžetovým těsněním, na obr. 58 v řezu. Vodítka jsou pro všechny ventily stejná, jejich vnější průměr je 10 mm a vnitřní 5 mm. Délka vodítek je 32 mm.



obr. 58 - Vodítko ventilu s těsněním

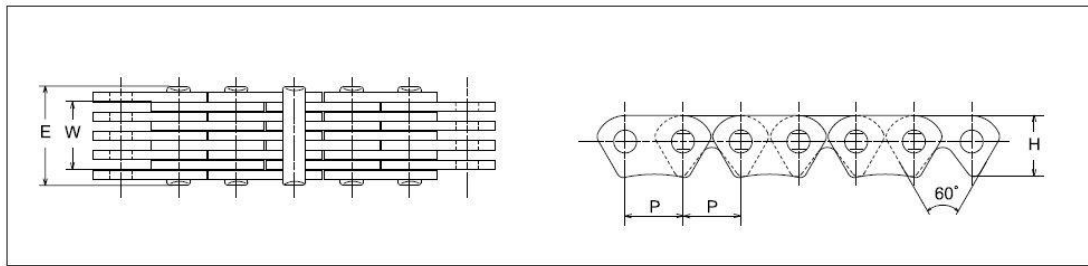
#### 4.3.12 Rozvodový řetěz

Převod mezi klikovým a vačkovým mechanismem je tohoto typu motoru řešen v naprosté většině případů zubovým řetězem. Tento řetěz je oproti válečkovému tišší a přenesení větší zátěže v poměru ke svým rozměrům. Jeho nevýhodou je vyšší hmotnost, která zapříčiňuje větší odstředivé síly a dále je řetěz dražší. Na obr. 59 je zobrazen výstřížek z katalogu řetězů od firmy DID. Zvoleným řetězem je DID SCR-0409 SDH.

Řetěz má 118 článků a jeho délka je rovna:

$$L = 118 \cdot P = 118 \cdot 6,35 = 749,3 \text{ mm} \quad [20]$$

Během provozu dochází k prodlužování tohoto řetězu, maximální prodloužení odpovídá 1% původní délky. Délka prodlouženého řetězu je 756,8 mm. I při této délce musí být napínák řetězu schopen vyvozovat dostatečnou napínací sílu.



### Dimensions

Chain No.	Pitch P	Plate quantity	W	E	H	Min. tensile strength		Approx. weight (kg/m)
						kN	kgf	
DID SCA-0404A SDH	6.35	2×3	3.20	6.00	6.70	6.27	640	0.161
DID SCA-0409A SDH		3×4	5.10	8.10		9.81	1,000	0.238
DID SCA-0412A SDH		4×5	7.15	11.00		12.26	1,250	0.316
DID SCR-0404 SDH	6.35	2×3	3.20	6.00	6.85	6.93	705	0.172
DID SCR-0409 SDH		3×4	5.10	8.10		10.00	1,020	0.255
DID SCR-0412 SDH		4×5	7.15	10.30		13.23	1,350	0.322
DID SC-2614H SDH	8.00	5×4	8.65	12.75	8.70	19.10	1,950	0.520
DID SC-0624A SDH	9.525	6×7	17.65	22.70	10.10	40.99	4,180	1.05
DID SC-0628A SDH		7×8	20.85	26.00		48.05	4,900	1.20

obr. 59 - Rozměry rozvodových řetězů DID (21)

### 4.3.13 Řetězová kola

V této části budou navrženy hlavní rozměry řetězových kol.

#### Hnací kolo

Hnací kolo bylo navrženo s 17 zuby.

Průměr roztečné kružnice

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{6,35}{\sin \frac{180}{17}} = 34,558 \text{ mm.} \quad [21]$$

Kde: P – rozteč řetězu,

z – počet zubů kola.

Průměr hlavové kružnice:

$$D_a = \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180}{z}} - 0,5 \cdot d - 2 \cdot v = 32,369 \text{ mm.} \quad [22]$$

Kde: d – průměr čepu řetězu

v – vůle 0,3 mm pro 0-25 zubů,

0,4 mm pro 26-40 zubů.

Průměr patní kružnice

$$D_f = D - 2 \cdot v_1 - 2 \cdot 0,625 \cdot P = 25,620 \text{ mm.} \quad [23]$$

Kde:  $v_1$  – vůle 0,5 mm pro 0-25 zubů

0,4 mm pro 26-40 zubů

Úhel zubové mezery:

$$\beta = 60 - \frac{360}{z} = 60 - \frac{360}{17} = 38,82^\circ. \quad [24]$$

### **Hnaná kola**

Hnaná kola jsou obě stejně. Protože převodový poměr je 1:2, mají 34 zubů.

Rozměry hnacích kol:

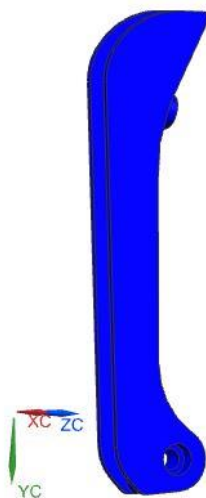
$$D = 68,821 \text{ mm}; \quad D_a = 66,727 \text{ mm}; \quad D_f = 60,084 \text{ mm}; \quad \beta = 49,41^\circ.$$

### **4.3.14 Napínák řetězu**

Hydraulický vs. Mechanický. Nevýhodou hydraulického napínáku je, že je neustále závislí na přívodu oleje a pokud dojde k přerušení dodávky, je napínák nefunkční. Nevýhodou mechanického napínáku je, že čím více je řetěz vytažený, tím menší vyvozuje pružina sílu vlivem zvětšující se vzdálenosti. Při příliš velkém vytažení rozvodového řetězu může napínák postrádat svou funkci.

### **4.3.15 Napínací lišta**

Přes napínací lištu je pomocí napínáku kompenzováno jeho vytahování, které vzniká při provozu motoru. Pokud by nebyl řetěz dostatečně napínán, mohlo by dojít k jeho přeskočení na zubech řetězových kol, tím se změnilo časování vaček a následně by mohlo dojít ke kolizi ventilů s pístem. Lišta je připevněna v oblasti klikového hřídele šroubem, který stahuje pouzdro umístěné v liště tak, aby se mohla kolem tohoto šroubu otáčet. V horní části je napínací lišta opřena o napínák řetězu, který může díky jejímu otočnému uložení měnit její polohu (napínat řetěz).



obr. 60 - Napínací lišta

#### 4.3.16 Uklidňovací vodící lišta

Řetěz vačkového mechanismu je namáhán cyklickým zatížením, způsobeným neustálým stlačováním a povolováním ventilových pružin. Řetěz by se tedy mohl při svém pohybu rozkmitat, čemuž brání uklidňovací lišta. Při velké rychlosti otáčení na řetěz působí setrvačné síly, které se ho snaží vytáhnout ze své trajektorie. Uklidňovací lišta řetěz v této trajektorii neustále přidrzuje a zabraňuje jeho kontaktu se stěnami hlavy a válce.



obr. 61 - Uklidňovací lišta

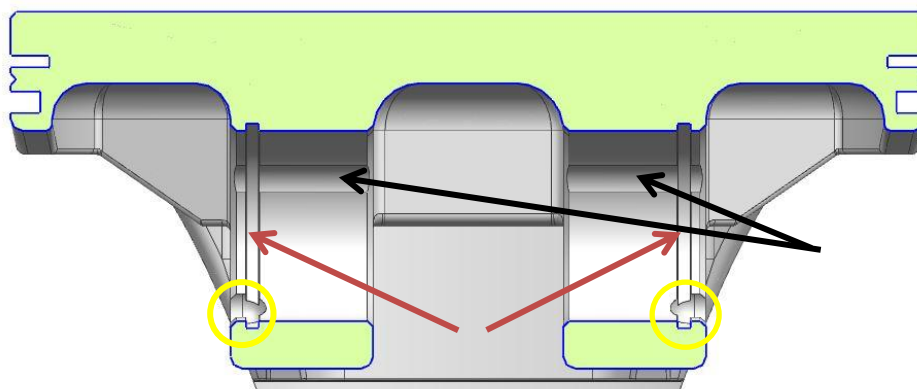
## 4.4 Klikový mechanismus

Hlavním úkolem klikového mechanismu se převádět posuvný pohyb na rotační.

### 4.4.1 Píst

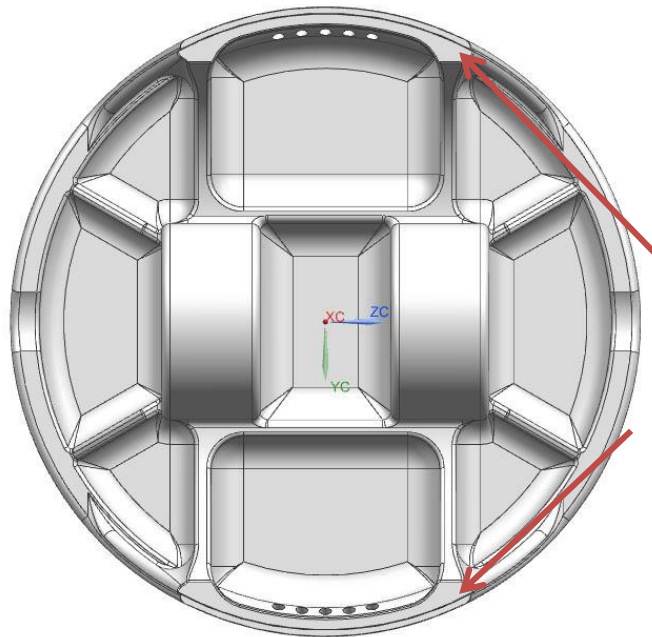
Píst musí vydržet tlak expandující směsi, tření s válcem a tepelné namáhání, zároveň však musí být co nejlehčí, aby nevyvozoval velké setrvačné síly. Tyto argumenty si protiřečí a východiskem je použití odolný a lehký materiál. Proto se písty do těchto typů motoru vyrábějí především kováním z hliníkové slitiny. Tento konkrétní píst je vyroben ze slitiny hliníku k tváření EN AW 2618A (18).

Na obr. 62 je píst zobrazen v řezu. Šířka dna je 6 mm, oba nálitky pro pístní čep mají 12 mm a vzdálenost středu pístního čepu od dna pístu je 18 mm. V nálitkách jsou vytvořeny drážky pro pojištění pístního čepu (drážky ukazují červené šipky). Černé šipky ukazují na vybrání, sloužící k mazání pístního čepu.



obr. 62 - Řez pístem

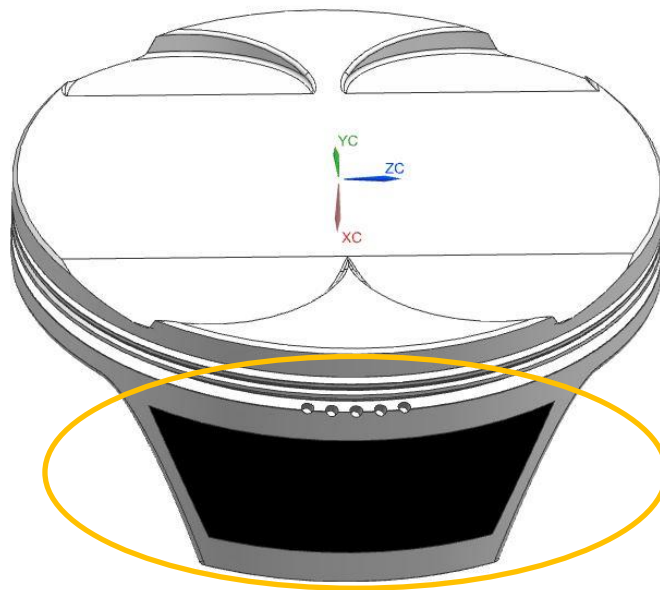
Píst je ze spodu vyztužen žebry, aby odolával ohybovému momentu a ušetřila se jeho hmotnost. Žebra jsou vedena vodorovně i příčně k ose čepu. Žebra jsou zobrazena na obr. 63. Šipky na tomto obrázku ukazují na plochy, které jsou na pístu obrobena jako první po vykování. Za tyto plochy se píst upne a obrobí se jeho funkční plochy. Obrábí se horní plocha pístu, plášť, drážky pro pístní kroužky, vybrání pro ventily, mazací díry a díra pro pístní čep. Před obrobáním díry pro pístní čep a drážky pro pístní kroužky se píst ještě tepelně zpracovává.



obr. 63 - Píst - pohled zespodu

Drážky pro ventily, viditelné na obr. 64, jsou v pístu vyfrézovány z toho důvodu, aby při vzájemném pohybu pístu a ventilů nedošlo k jejich kolizi. Průměr drážek je 35 mm pro sací ventily a 30 mm pro výfukové. Drážky jsou frézovány pod úhlem, který svírají ventily s osou válce.

Délka pláště pístu je 26 mm a pro lepší kluzné vlastnosti je na něm nanесena vrstva grafitu, která je na obr. 64 v oranžovém kroužku.



obr. 64 - Píst z vrchu

#### 4.4.2 Pístní kroužky

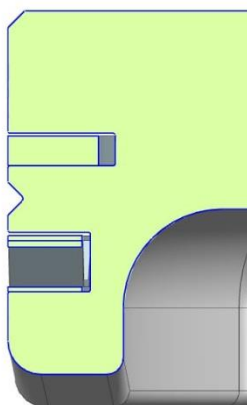
U čtyřtákních motorů se používají dva typy pístních kroužků: těsnící a stírací.

Počet pístních kroužků se může u jednotlivých motorů lišit. V tomto případě byl zvolen jeden těsnící a jeden stírací, aby byla minimalizována velikost tření mezi kroužky a válcem motoru, protože se jedná o vysokootáčkový motor a s rostoucími otáčkami narůstá tření.

Těsnící kroužek je s válcovou těsnící plochou a nanesenou vrstvou chromu. Stírací kroužek je skládaný ze dvou ocelových lamel a jedné rozpínací pružiny.

Pístní kroužky a rozměry drážek, do kterých jsou ustaveny, byly převzaty z manuálu Yamahy yzf 250.

Na obr. 65 je detail pístu se zobrazením pístních kroužků. Šířka drážky těsnícího kroužku v pístu je 0,98 mm a rozměry průřezu kroužku jsou 0,9 x 2,75. Drážka pro stírací kroužek má šířku 1,80 mm a průřezové rozměry toho kroužku jsou 1,70 x 2,25. Mezi pístními kroužky je vyfrézována expanzní drážka, sloužící k snížení tlaku plynů, které prošly těsnícím kroužkem, a tím k zlepšením funkce stíracího kroužku.

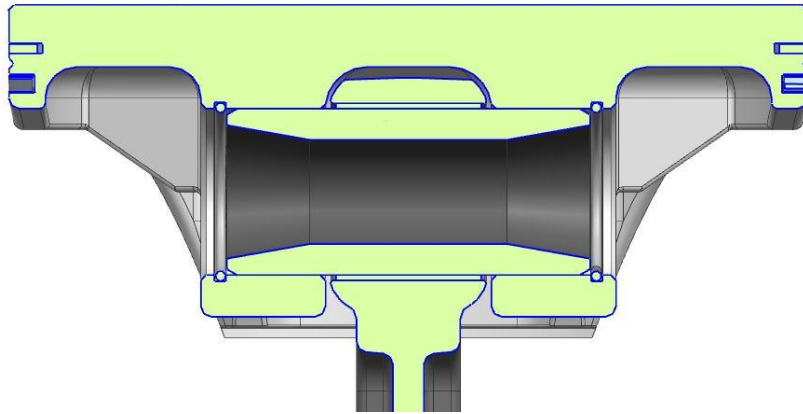


obr. 65 - Drážky pro pístní kroužky

#### 4.4.3 Pístní čep

Spojení pístu a ojnice zajišťuje pístní čep. obr. 66 znázorňuje řez spojením pomocí pístního čepu. Jeho vnější průměr je 16 mm, vnitřní 10 mm a délka 35 mm. V dutině čepu je vyrobeno sražení 8 mm x 10°, které čep odlehčuje. Zde je potřeba méně materiálu, protože největší zatížení vyvolává ohybový moment, který působí uprostřed pístního čepu. V pístu a v ojnici je čep uložen s malou vůlí. K zajištění axiálního posuvu čepu slouží drátové pojistného kroužku o průměru 1 mm. Tento kroužek je zasazen v drážce pístu a pístní čep má na obou svých koncích sražení. Díky tomuto sražení má čep mezi kroužky vůli a při jeho axiálním posuvu dojde k zamáčknutí kroužku do drážky, nikoliv k vytlačení z drážky. Pro snadnější demontáž pojistek jsou pístu vybrání (na obr. 62 ve žlutých kroužcích), která umožňují podebrání pojistky.

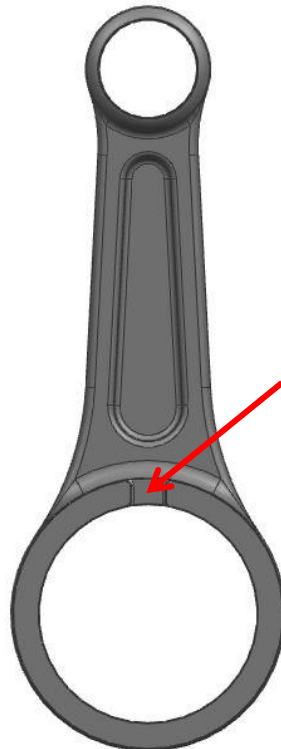
Zvolený materiál pro pístní čep je ČSN 4 14220.



obr. 66 - Řez spojením pístu a ojnice

#### 4.4.4 Ojnice

Ojnice by měla mít nízkou hmotnost, aby nevytvářela velké setrvačné síly, a zároveň velkou tuhost, protože musí přenášet tlak a setrvačnou sílu od pístu. Proto se bude tato ojnice kovat do zápustky, poté obrábět, následně tepelně zpracovávat a nakonec obrábět na čisto. Tím se zvýší pevnost jejího materiálu.



obr. 67 - Ojnice - pohled zepředu

Model navržené ojnice je zobrazen na obr. 67. Její délka (tzn. vzdálenost středů čepů) je rovna 95 mm, průměr oka pro pístní čep je 17 mm a průměr oka pro ojnicí čep je 37 mm. Šířka horního oka je 15 mm a spodního 18 mm. Rozměry ok ojnice byly voleny podobně jako u

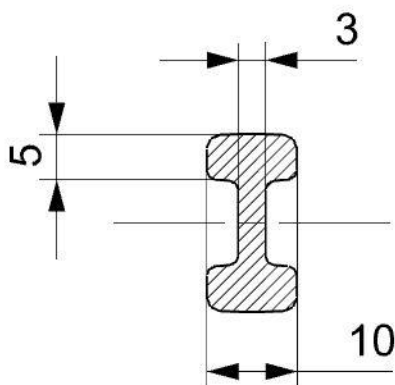


ostatních výrobců, jejichž rozměry jsou uvedeny v Tabulka 12. Model ojnice bude podroben analýze MKP v části ověření koncepce motocyklu.

Tabulka 12 - Rozměry ojníc současných výrobců

Značka	Délka ojnice [mm]	Rozměry horního oka (průměr x šířka) [mm]	Rozměry dolního oka (průměr x šířka) [mm]	Rozměry ojnič-ního ložiska [mm]	Rozměry čepu [mm]
Honda	90	16 x 15	38 x 18	30 x 38 x 18	30 x 53
Yamaha	94	16 x 15	40 x 18	32 x 40 x 18	32 x 54,8
Kawasaki	92,5	16 x 15,1	38 x 18	30 x 38 x 17,7	30 x 54,8
Suzuki	92,5	16 x 15,1	38 x 18	30 x 38 x 17,7	30 x 54,8
KTM	98	16 x 17,9	38 x 17,9	30 x 38 x 17,8	30 x 53,7

Základní rozměry I – profilu ojnice jsou zobrazeny na obr. 68. Výška profilu je v průběhu délky ojnice proměnlivá, proto zde není zakótována.



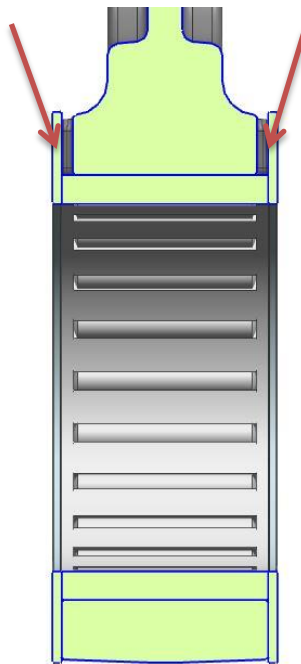
obr. 68 - I - profil ojnice

V horním oku ojnice je nalisováno bronzové pouzdro, které zajišťuje lepší kluzné vlastnosti s pístním čepem. V tomto oku jsou taktéž vyvrtány dvě díry o průměru 4 mm (viz obr. 69), které zásobují spoj olejem.



obr. 69 - Horní oko ojnice

Ve spodním oku ojnice se nachází jehlové ložisko, které bylo zvoleno od výrobce SKF s rozměry 30x37x18 mm. Na obr. 70 je zobrazeno spodní oko ojnice v řezu. Červenými šipkami jsou označeny distanční kroužky, které vymezují vůli mezi ojnici a rameny klikového hřídele. Na obr. 67 ukazuje šipka na vybrání v oku ojnice, které slouží k odvodu oleje z ojnicního ložiska. To se totiž nesmí „brodit“ v oleji.



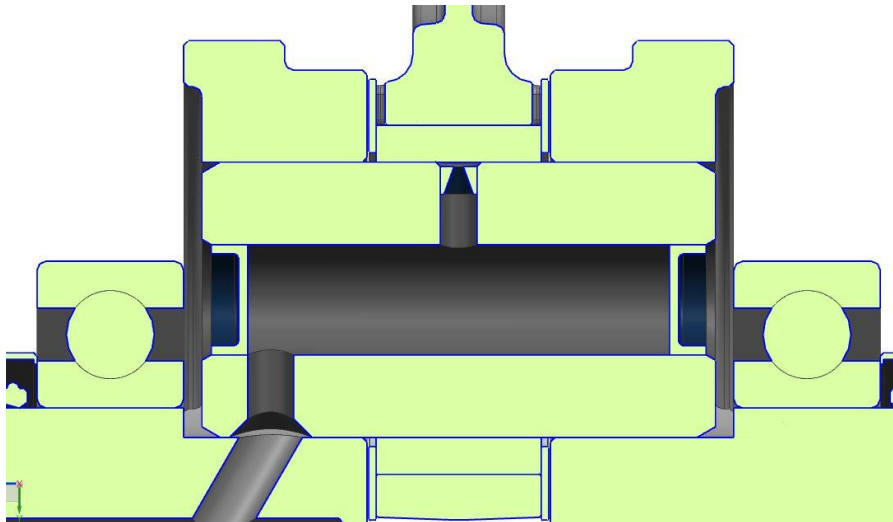
obr. 70 - Řez spodním okem ojnice

#### 4.4.5 Ojnicní čep

Na ojnicní čep působí setrvačná síla veškerých posuvných hmot klikového mechanismu společně s tlakem expandujících plynů. Ojnicní čep je uložen v ramenech kliky s přesahem, tzn., že na něj působí ještě tlak z nalisování. Z těchto důvodů musí mít větší průměr než pístní čep. Jeho vnější průměr je dán vnitřním průměrem ojnicního ložiska, v tomto případě je to 30 mm. Ojnicní čep je dutý, aby se ušetřila jeho hmotnost a dále, aby umožnil mazání ojnicního ložiska. Proto jsou v čepu vyvrtány dvě díry, jedna pro přívod oleje od klikového hřídele a druhá

pro vedení oleje k ojničnímu ložisku. Hrana díry sloužící k přívodu oleje je sražena 2 mm x 45°, důvodem je skutečnost, že sražení umožní určitou toleranci při lisování čepu na přesnou pozici. Při tomto řešení mazání musí být v čepu umístěny zátky, které zamezí nežádoucímu úniku oleje. K ojničnímu ložisku je třeba vést olej malým průměrem, aby nedocházelo k zaplavování ložiska a přílišnému úbytku tlaku v mazací soustavě. Je výhodnější umístit do vývodu škrťací zátku se zmenšeným průměrem, než vrtat malý průměr.

Vnitřní průměr čepu je 12 mm a délka 56 mm. Délku čepu řídí šířka ojnice a šířka ramen klikového hřídele.

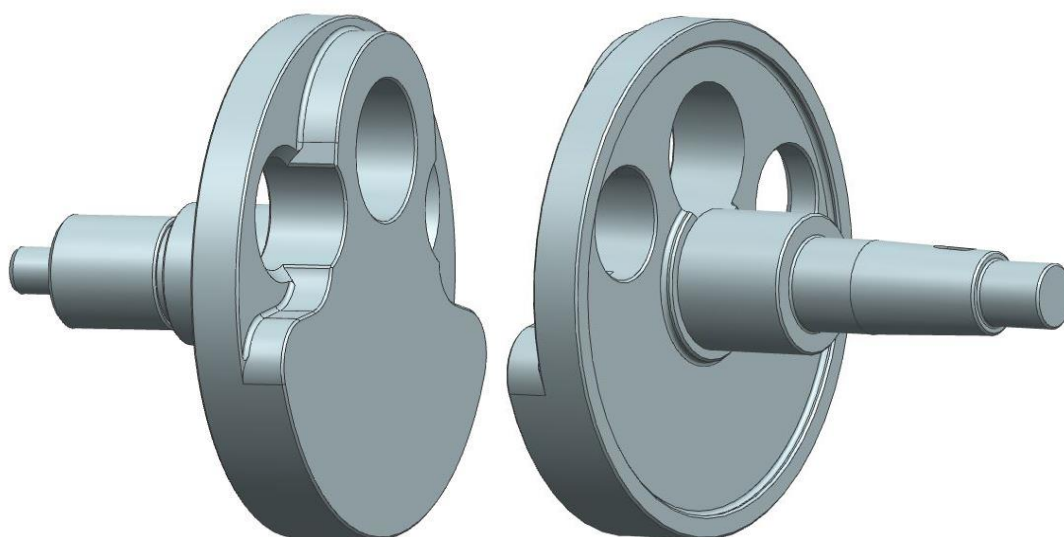


obr. 71 - Zobrazení ojničního čepu v řezu

#### 4.4.6 Klikový hřídel

Jak už konstrukce předchozích částí napovídá, klikový hřídel je dělený. Obě ramena drží pohromadě ojniční čep. Klikový hřídel je vyroben kováním z oceli ČSN 4 14220.

Klikový hřídel je osazen dvěma závažími (viz. obr. 72), souvisejícími s vyvažováním. Tato závaží jsou totožná, ovšem hřídele k nim připojená se liší. Důvodem je připojení rotoru generátoru a usazení řetězového kola pro pohon vačkového mechanismu na levé straně a připojení ozubených kol pro vyvažovací hřídel a spojku na pravé straně.



obr. 72 – Pravé a levé rameno klikového hřídele

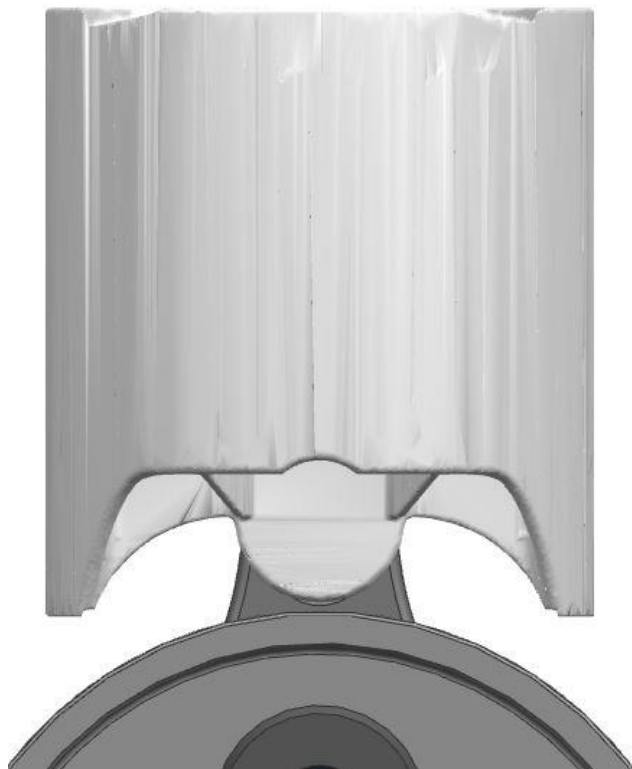
Klikový hřídel je uložen na dvou kuličkových ložiskách od společnosti SKF, s rozměry 30-62-16 mm. V Tabulka 13 jsou pro srovnání uvedeny rozměry ložisek používaných u ostatních výrobců motoru. Na pravé straně klikového hřídele je umístěno těsnění s rozměry 30x42x7 mm. To má zabránit vnikání tlaku, vzniklého od pohybu klikového mechanismu, do spojovacího víka. Na levé straně klikového hřídele těsnění není a tlak může unikat až do víka hlavy válce, kde bude odvětrán.

Tabulka 13 - Rozměry používaných ložisek klikového hřídele

Výrobce	Rok výroby	Rozměry ložiska
Suzuki	2004-2009	30x62x16 – Obě kuličková
	2010-2014	30x53x16 – Obě kuličková
Yamaha	2001-2013	30x64x16 – Obě kuličková
Kawasaki	2004-2013	30x62x16 – Obě kuličková
KTM	2006-2012	30x62x16 – Pravé válečkové
		30x62x16 – Levé kuličkové
Honda	2004-2014	30x72x16 – Pravé kuličkové
		39x58x16 – Levé válečkové

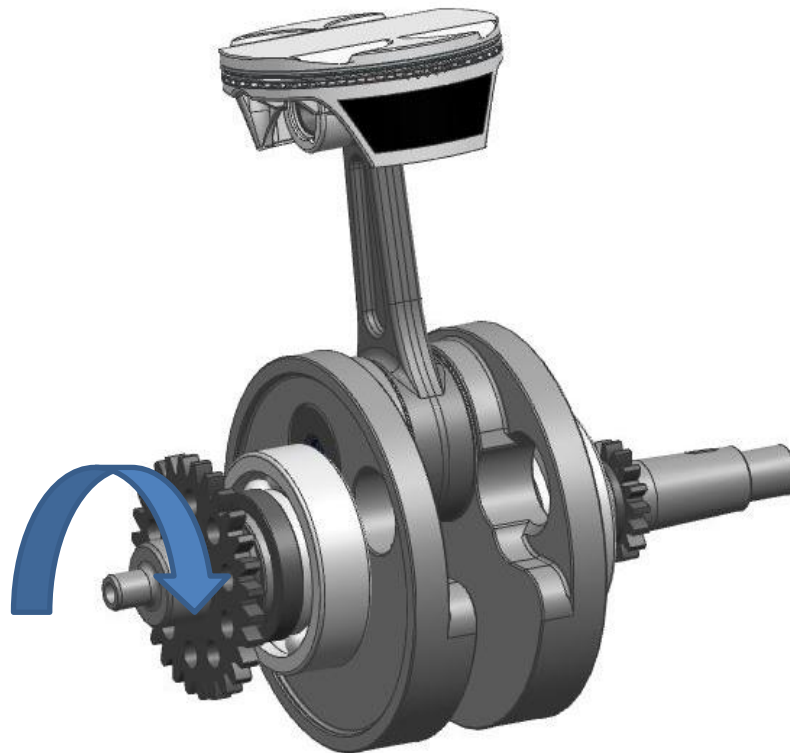
Závaží klikového hřídele jsou omezena. Jedním z omezení je hmotnost závaží, která je dána hmotnostmi rotačních a posuvných částí klikového mechanismu (viz. vyvažování). Dalším omezením je šířka, která by neměla být příliš velká, aby se nezvětšovaly příčné zástavbové rozměry motoru. Posledním důležitým omezením je průměr závaží. Průměr nesmí být příliš malý, aby umožnil rozložení hmotnosti tak, jak stanoví vyvažování. Na druhou stranu však nesmí být průměr závaží příliš velký, protože by mohlo dojít ke kontaktu klikových závaží s pístem.

Model závaží klikového hřídele má průměr 110 mm. Pro ověření, zda nedojde ke kontaktu závaží s pístem, byla vytvořena tzv. obálka pístu, která je zobrazena na obr. 73. Nejkratší vzdálenost mezi pístem a závažím klikového hřídele je 1,95 mm.



obr. 73 - Obálka pístu

Na obr. 74 je znázorněn model klikového mechanismu. Modrá šipka ukazuje směr otáčení.



obr. 74 - Klikový mechanismus

#### 4.4.7 Vyvažování

Při pohybu klikového mechanismu vznikají setrvačné síly a momenty dvojího typu. První je odstředivá síla od rotačních hmot a druhou je setrvačná síla od posuvných hmot.

Tyto síly a momenty se přenášejí do konstrukce skříně motoru, uchycení motoru a poté do celého rámu. Síly a momenty jsou cyklického charakteru a vyvozují tak nežádoucí vibrace. Proto je nutné klikový mechanismus vyvážit a eliminovat toto chvění.

#### 4.4.8 Vyvážení rotačních hmot

Odstředivá síla vzniká při otáčení klikového hřídele, když těžiště neleží v ose otáčení. To je způsobeno ojnicím čepem, ložiskem a částí ojnice, které svou hmotností vychýlí těžiště klikového hřídele z osy rotace. Vyvážení lze dosáhnout umístěním dvou vývažků na obě ramena klikového hřídele, které budou vyvozovat stejnou odstředivou sílu.

Hmotnost jednoho vývažku je rovna:

$$m_v = \frac{m_r}{2} \cdot \frac{r}{r_v} \quad [25]$$

Kde:  $m_v$  – hmotnost vývažku

$m_r$  – hmotnost rotačních hmot

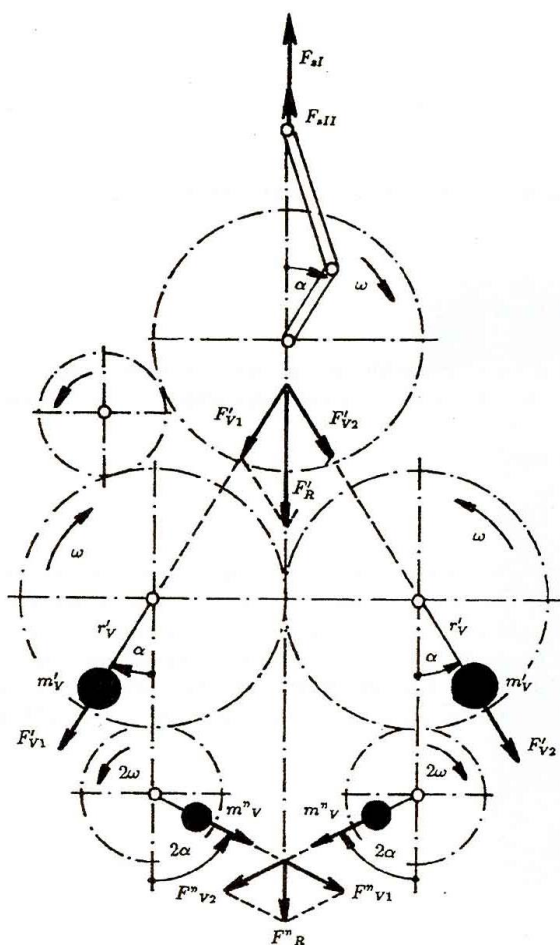
$r$  – rameno působení rotačních hmot

$r_v$  – rameno umístění vývažku

#### 4.4.9 Vyvážení posuvných hmot

Posuvné hmoty tvoří píst, pístní kroužky, pístní čep a jeho pojistky a část ojnice. Tyto části svým pohybem vyvolávají setrvačnou sílu (dochází k neustálému zrychlování a zpomalování pohybu). Tyto setrvačné síly lze rozložit do mnoha harmonických složek (řádů). Tyto řády jsou částmi celkové setrvačné síly a sami o sobě neexistují. Pro konstrukci motoru je důležitý pouze první a druhý řád setrvačných sil, ostatní řády mají malé amplitudy a do vyvažování se neuvažují.

K úplnému vyvážení setrvačných sil prvního řádu je třeba použít dvou protiběžných vyvažovacích hřídelů, otáčejících se stejnou úhlovou rychlostí jako klikový hřídel. Musí být umístěné ve společné rovině a ve stejné vzdálenosti od osy klikového hřídele tak, aby se setrvačné síly vzájemně vrušily a nevznikaly přídavné setrvačné momenty. Pro vyvážení setrvačných sil druhého řádu je nutné použít dvou stejnoběžných hřídelů o dvojnásobné úhlové rychlosti klikového hřídele. Pro umístění hřídelů platí stejná pravidla jako u vyvažovacích hřídelů prvního řádu. Schéma umístění vyvažovacích hřídelů je zobrazeno na obr. 75.



obr. 75 - Vyvážení setrvačných sil posuvných I. a II. řádu u jednoválcového motoru (17)

Vztahy pro určení hmotnosti závaží vyvažovacích hřídelů:

Pro vývažek I. Řádu

$$m_{v1} = \frac{m_p}{2} \cdot \frac{r}{r_v} \quad [26]$$

Pro vývažek II. řádu

$$m_{v2} = \lambda \cdot \frac{m_p}{8} \cdot \frac{r}{r_v} \quad [27]$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad [28]$$

Kde:  $m_{v1,2}$  – hmotnost vývažku

$m_p$  – hmotnost posuvných hmot

$r$  – rameno působení rotačních hmot (rameno kliky)

$r_v$  – rameno umístění vývažku

$\lambda$  – ojnicí poměr

$l$  – délka ojnice

#### 4.4.10 Vyvážení daného motoru pro třídu MX2

Mezi požadavky na motor do motokrosového motocyklu patří nízká hmotnost a kompaktnost, proto je jasné, že vyvážení všech zmíněných setrvačných sil je v rozporu s danými požadavky na motor. V praxi se u podobných motorů v této třídě používá jedné vyvažovací hřídele, nebo se vyvažovací hřídel nepoužívá.

V případě této diplomové práce je motor vyvážen jedním vyvažovacím hřídelem, který je hnaný přímo od klikového hřídele přes ozubená kola s převodovým poměrem 1:1. Vyvažovacím hřídelem je vyváženo 30 % posuvných setrvačných sil I. řádu a zbytek je vyvážen zvětšeným vývažkem na klikovém hřídeli, který byl původně určen pro vyvážení jen rotačních hmot. Důvodů, proč nejsou na vyvažovacím hřídeli vyváženy všechny setrvačné síly, je několik. Při zvyšování hmotnosti závaží na vyvažovacím hřídeli se také zvyšují odstředivé síly a zároveň se zvyšují i požadavky na pevnost hřídele, tuhost skříně a únosnost ložisek. Vyšším požadavkům lze dostat pouze zvětšováním rozměrů, a tím se opět dostáváme do rozporu s hmotností a kompaktností motoru. Dalším omezením při volbě hmotnosti závaží je fakt, že chybí druhá vyvažovací hřídel, která by kompenzovala síly vznikající v podélném směru motoru. Tím dochází ke vzniku podélných sil a momentů (část sil vyruší zvětšený vývažek na klikovém hřídeli, protože však vyvažovací hřídel neleží v podélné ose s klikovým hřídelem, vznikne přídavný moment).

Na klikovém hřídeli je vyváženo zbylých 70 % posuvných sil. Při určování hmotnosti vývažků je třeba nejdříve odměřit hmotnosti komponent vyvolávajících setrvačné síly. Toho bylo docíleno v modeláři softwaru Siemens NX 8.5. V Tabulka 14 je zobrazen výčet těchto hmotností.



Tabulka 14 - Hmotnosti jednotlivých částí klikového mechanismu

<b>Komponenta</b>	<b>Hmotnost (g)</b>
Píst	126,0
Těsnící kroužek	4,5
Stírací kroužek	2,3
Pojistka pístního čepu	0,3
Pístní čep	24,6
Ojnice	188,3
Pouzdro ojnice	3,6
Ojniční čep	302,2
Zátka ojničního čepu	1,7
Distanční kroužek ojnice	6,3
Ložisko ojničního čepu	30,0

Ojnice je v tomto případě rozdělena na dva hmotné body, z nichž jeden se přičítá k posuvným silám a druhý k rotačním. Hmotný bod připojený k rotačním hmotám je umístěn ve středu oka ojnice, nacházejícího se blíže ke klikovému hřídeli, viz. obr. 76. Jeho hmotnost se vypočítá:

$$m_1 = m_o \cdot \frac{l_1}{l} = 188,3 \cdot \frac{30,4}{95} = 60,2 \text{ g} \quad [29]$$

Druhý hmotný bod leží ve středu oka, do kterého zapadá pístní čep. Jeho hmotnost je:

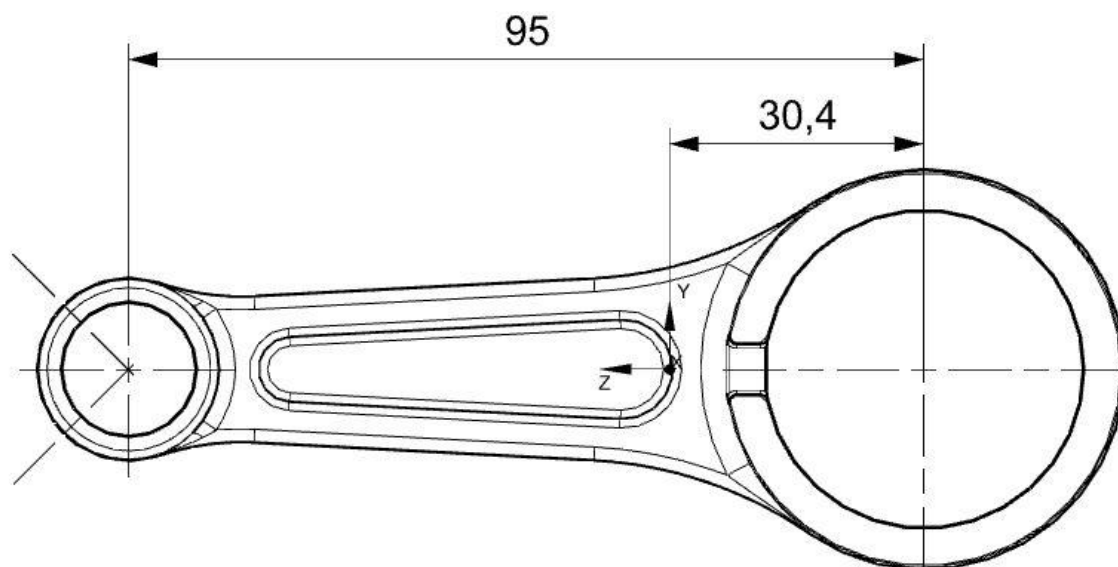
$$m_2 = m_o \cdot \frac{l_2}{l} = 188,3 \cdot \frac{95 - 30,4}{95} = 128,1 \text{ g} \quad [30]$$

Kde:  $m_o$  – hmotnost ojnice

$l$  – vzdálenost středů ok ojnice

$l_1$  – vzdálenost středu ojničního čepu a těžiště ojnice

$l_2$  – vzdálenost středu pístního čepu a těžiště ojnice



obr. 76 - Rozložení hmotnosti ojnice

Nyní lze určit celkovou hodnotu posuvných  $m_p$  a rotačních  $m_r$  hmot.

$$m_p = m_2 + m_{pístu} + m_{píst.čepu} + m_{oj.pouzdra} + m_{t.kroužku} + m_{s.kroužku} + 2 \cdot m_{závlačky}$$

$$m_p = 128,1 + 126,0 + 24,6 + 3,6 + 4,5 + 2,3 + 2 \cdot 0,3$$

$$= 290,6 \text{ g} \quad [31]$$

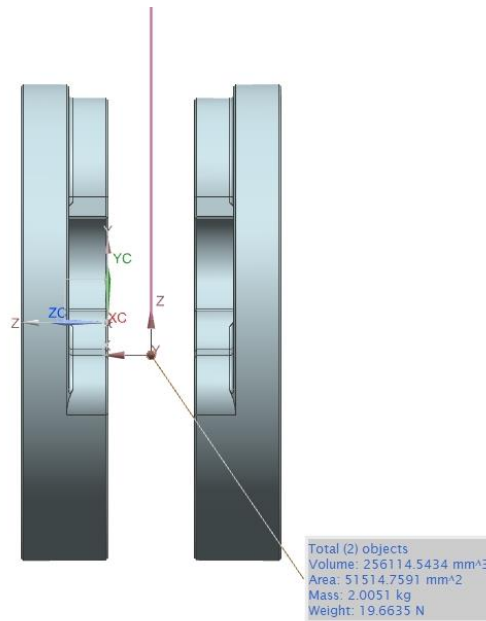
$$m_r = m_1 + m_{oj.čepu} + 2 \cdot m_{dist.kr.} + m_{ložiska} + 2 \cdot m_{zátky oj.č.}$$

$$m_r = 60,2 + 302,2 + 2 \cdot 6,3 + 30,0 + 2 \cdot 1,7 = 408,4 \text{ g} \quad [32]$$

Protože rovnice [33] pro výpočet hmotnosti vývažku, který má být umístěn na klikový hřídel, obsahuje dvě neznámé (hmotnost vývažku a rameno, na které je umístěn), je třeba si zvolit jednu počáteční hodnotu a podle ní dopočítat druhou. V tomto případě byla zvolena počáteční hmotnost, které byla odměřena z CAD modelu nevyváženého klikového hřídele. Postupnými změnami modelu a iterováním výpočtu se dospělo ke konečnému modelu závaží klikového mechanismu obr. 77, ve kterém je hmotnost vývažku 1002,5 g a těžiště se nachází 7,54 mm pod úrovní osy. Po dosazení do původní rovnice a úpravách vyšlo:

$$r_v = \frac{(m_r + 0,7 \cdot m_p) \cdot r}{2 \cdot m_{v1}} = 7,55 \text{ mm} \quad [33]$$

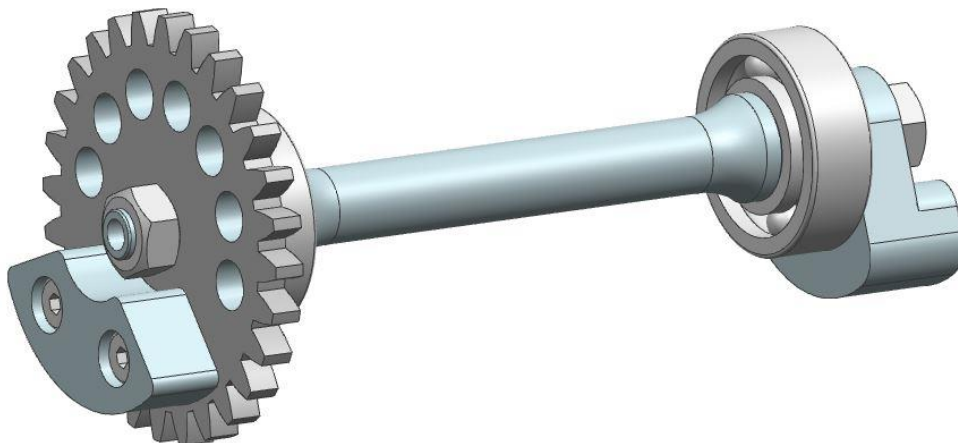
Rozdíl mezi skutečnou vzdáleností těžiště vývažku a vypočtenou činí 0,01 mm.



obr. 77 - Finální model obou závaží klikového hřídele

#### 4.4.11 Vyvažovací hřídel

Model vyvažovací hřídele je zobrazen na obr. 78.



obr. 78 - Vyvažovací hřídel

Při výpočtu závaží na vyvažovací hřídeli se postupovalo podobným způsobem podle vzorce [33], při uvažování 30 % hmotnosti posuvných hmot.

Výsledná vyvažovací hřídel je uložena na kuličkových ložiskách SKF 6202 s rozměry 15-35-11 mm. Průměr hřídele v oblasti mezi ložisky je 12 mm a délka 144 mm. Hřídel je poháněná od klikového hřídele přes ozubený převod. Hřídel vede skrz klikovou skříň a jsou na něm umístěna dvě závaží z obou stran. Jedno závaží je umístěno přímo na ozubeném kole převodu, jeho hmotnost je 163,2 g (i se šrouby) a těžiště na rameni 7,1 mm. Druhé závaží s hmotností

98,5 g a vzdáleností těžiště 11,8 mm je uloženo s mírnou vůlí na hřídeli a pojištěno maticí. K zajištění přesné polohy napomáhá tvarové vybrání hřídele a závaží. Hnané ozubené kolo je uloženo stejně jako závaží. O přenos krouticího momentu se stará tvarový spoj.

Převod byl navržen v programu Autodesk Inventor 2015, viz Tabulka 15.

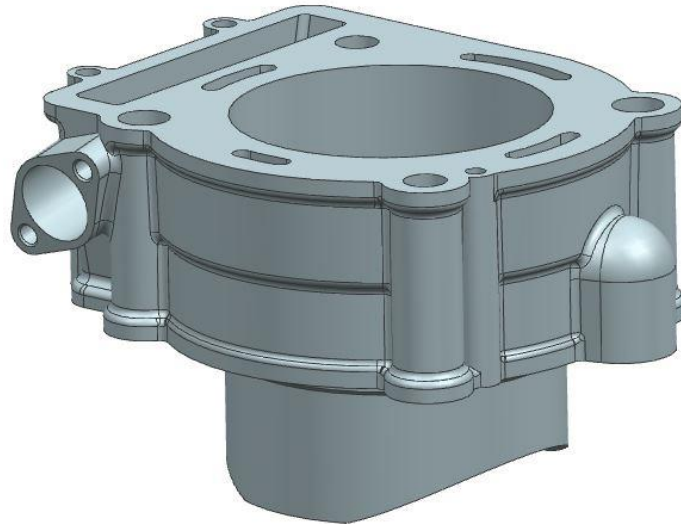
Tabulka 15 - Vstupní parametry převodu

$Z_1$	$Z_2$	$i_{12}$	$\eta$	Mat. kola 1	Mat. kola 2	Korekce – měrné skluzu
28	28	1	0,98	16420.4	14220.4	0,000

Tabulka 16 - Výsledné hodnoty převodu

Parametry	Jednotky	Kolo 1	Kolo 2
vnější roztečný průměr	[mm]	63,000	63,000
hlavový průměr na konci	[mm]	67,500	67,500
vnější patní průměr	[mm]	57,375	57,375
jednotkové posunutí	[mm]	0	0
šířka kol	[mm]	5	

## 4.5 Válec



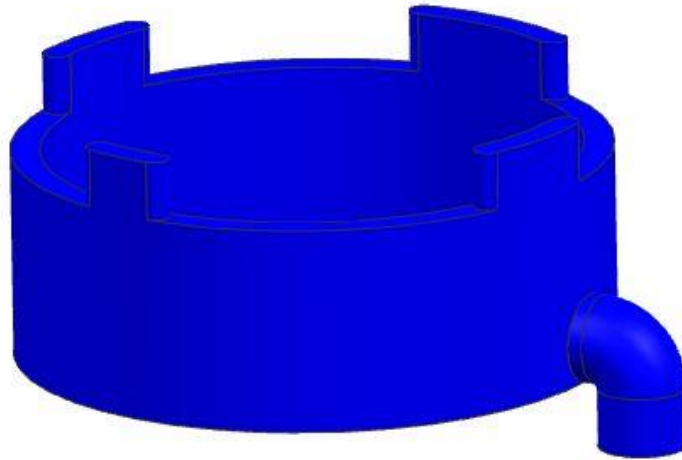
obr. 79 - Model válce

Válec slouží k vedení pístu po své dráze a k utěsnění spalovacího prostoru. Mezi další funkce patří odvod tepla, vedení oleje do hlavy a umožnění uchycení napínáku rozvodového řetězu. Procházejí jím šrouby hlavy a rozvodový řetěz. Na válec je nanášena tenká vrstva Nicasilu, která zjišťuje lepší otěruvzdornost a kluzné vlastnosti.

Válec je odlitek z hliníkové slitiny Al7Si0,3Mg (18), podobně jako hlava. Pro vytvoření dutiny, kde se později bude vyskytovat chladicí kapalina, je použito pískové jádro. Jeho tloušťka je 5 mm, tloušťka stěny válce od jeho vnitřní stěny k vnitřní stěně jádra je 7 mm a výška i se známkami je 45 mm. Průměr vstupu kapaliny je 15 mm.

Výška jádra chlazení by měla mít alespoň 1/3 výšky zdvihu válce. Zdvih je 53,6 tzn., že jádro toto kritérium splňuje.

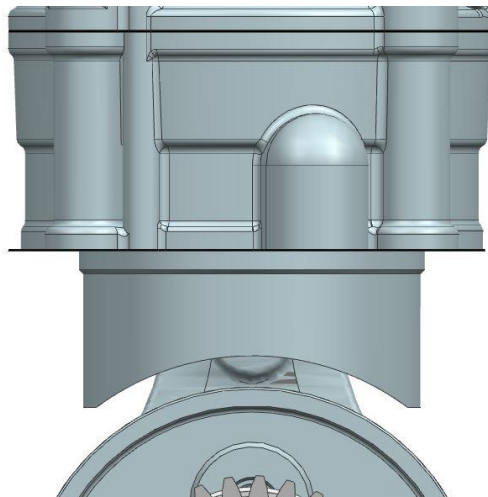
Výsledný model jádra je zobrazen na obr. 80.



obr. 80 - Model jádra chlazení

Velká část rozměrů válce je odvozena od hlavy. Jedná se především o vrchní dosedací plochu válce, šachtu pro rozvodový řetěz a otvory pro šrouby, kolíky a mazání.

Část, ve které se nachází jádro chlazení, je vysoká 53 mm. Šířka všech odlévaných stěn je minimálně 4 mm a minimální poloměr zaoblení 2 mm. Ve spodní části je válec vyříznut, aby nedošlo ke kontaktu válce s klikovým hřídelem. Taktéž ojnice se nesmí dostat do kontaktu se stěnou válce. Na obr. 81 je vidět, že obálka ojnice ani klikový hřídel nejsou v kolizi s válcem.



obr. 81 - Válec s klikovým mechanismem

## 4.6 Skříň

Skříň je odlitek z hliníkové slitiny Al7Si0,3Mg (18) s minimální tloušťkou stěny 4 mm. Určuje celkovou délku a šířku motoru a tyto její rozměry jsou omezeny rámem motocyklu. V této práci je skříň namodelována zjednodušeně, to znamená bez spojovacích šroubů, výztužných žeber, středících kolíků, těsnění a nálitků.

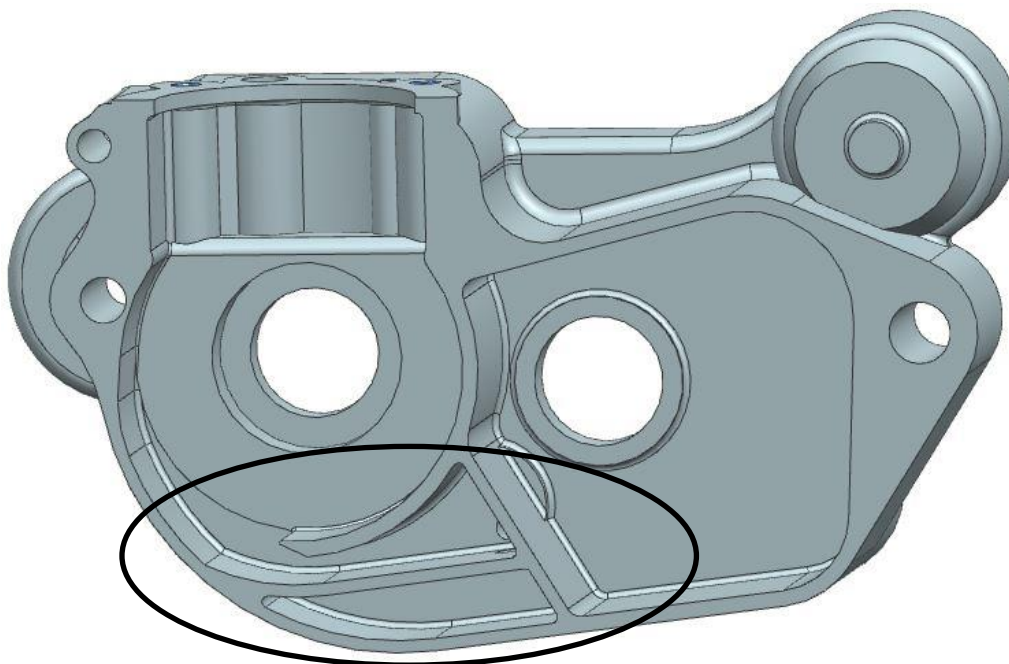
Skříň drží jednotlivé komponenty na svém místě, slouží také jako nádrž pro olej a rozvádí chladičí kapalinu a mazací olej. Je společná pro klikový mechanismus i převodovku a je dělená dělicí rovinou, procházející vertikální osou klikového mechanismu.

Obě poloviny skříňe jsou si podobné jen v místě dělicí roviny, v místech dále od této roviny se vlivem umístění různých konstrukčních prvků liší.

### 4.6.1 Pravá skříň

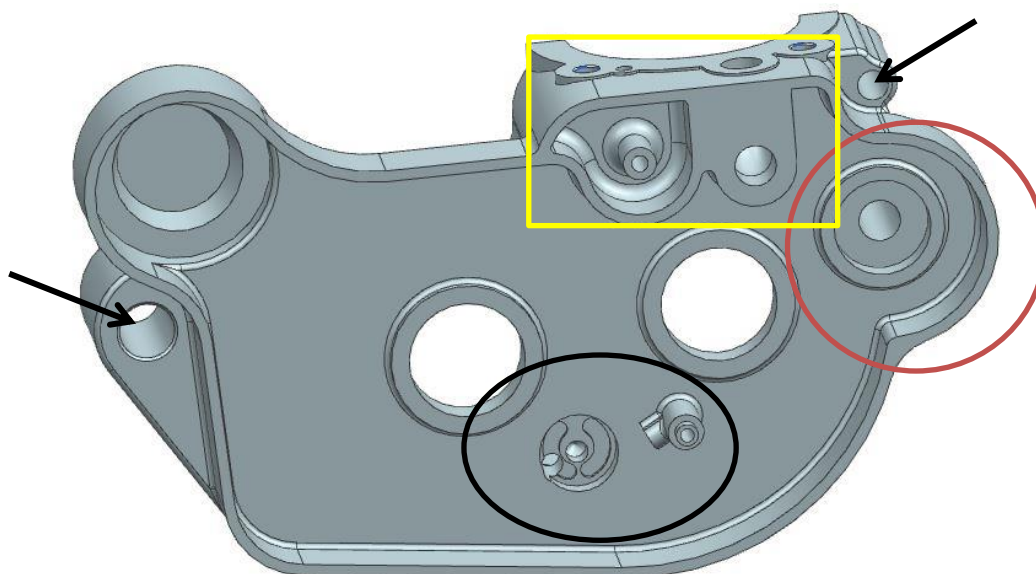
Pravou skříň ohraničuje především klikový mechanismus, vyvažovací hřídel, spojka a startovací mechanismus. Skříň je zobrazena na obr. 82 a obr. 83.

Vrchní část je odvozena od dosedací plochy válce. V této části jsou viditelně zesílené stěny, do kterých budou vytvořeny závity pro šrouby hlavy. Pod touto částí je vidět vybrání pro klikový hřídel i s vybráním pro ložisko. Pod těmito vybráními je prostor pro stékání a uchovávání oleje na obr. 82 v černé elipse. Olej má velkou pohybovou energii, a proto je třeba, aby se v tomto prostoru uklidnil. To je jeden z důvodů, proč má tento prostor co největší objem. Dalším důvodem je, že se v tomto prostoru shromažďuje velké množství oleje a klikový hřídel se nesmí v oleji brodit. Také je z tohoto prostoru olej nasáván do olejového čerpadla.



obr. 82 - Pravá skříň - vnitřní strana

Ve vnější části pravé skříně (obr. 83) je připraven otvor pro umístění vyvažovacího hřídele (v rudém kroužku). Vyvažovací hřídel také ohraničuje vnější rozměr skříně. Ve žlutém obdélníku se nachází otvor pro vedení oleje z olejového filtru a otvor pro vedení chladicí kapaliny (s větším průměrem). Pod žlutým obdélníkem je díra uchycující klikový mechanismus. V černé elipse je připraven otvor pro olejové čerpadlo a napravo od něj se nachází vedení oleje do víka spojky. Nalevo se nachází otvor, kterým prochází hnací hřídel převodovky a dále nalevo je nálitek pro umístění startovacího mechanismu. Černé šipky ukazují na díry, za které je motor uchycen k rámu.

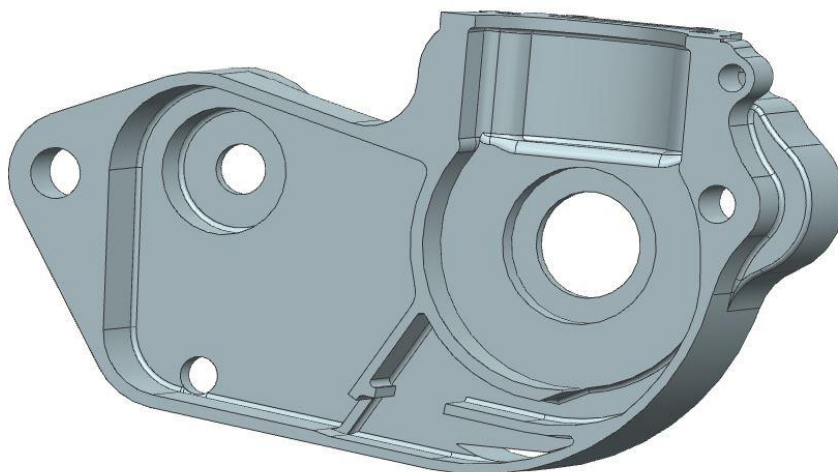


obr. 83- Pravá skříň - vnější strana



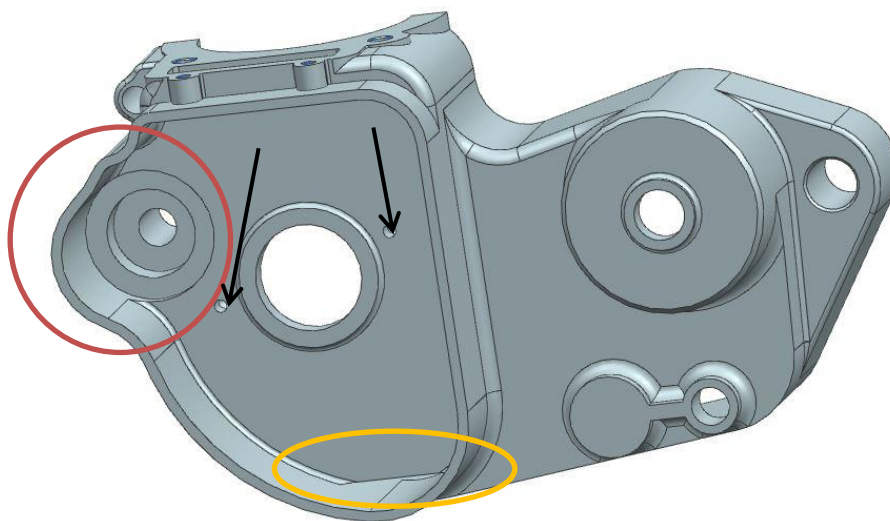
#### 4.6.2 Levá skříň

Vrchní část levé skříně se od pravé liší pouze absencí kanálů pro chladicí kapalinu a olej. Ve spodní části navazuje prostor pro zachycování oleje na pravou skříň. Zde se nacházejí otvory, osazené sítky, kterými se budou od mazacího oleje oddělovat hrubé nečistoty. Tyto otvory umožní protečení oleje z klikového prostoru a z prostoru převodovky do místa odkud je olej nasáván olejovým čerpadlem.



obr. 84 - Levá skříň - vnitřní část

Vnější část levé skříně obsahuje vybrání pro umístění závaží vyvažovacího hřídele (obr. 85 v rudém kruhu). Toto vybrání se nachází v prostoru, kam bude umístěn generátor elektrického proudu. Tímto prostorem také prochází rozvodový řetěz. Černé šipky ukazují na díry, které zachycují vodící a uklidňovací lištu rozvodového řetězu. V oranžové elipse je vybrání, které vede skrz levou skříň a umožňuje průchod oleje k sacímu koši olejového čerpadla. V pravé spodní části obr. 85 jsou umístěny nálitky řadicího mechanismu převodovky a řadicí páky. Nad těmito nálitky je náliček, sloužící k uložení hnané hřídele převodovky.

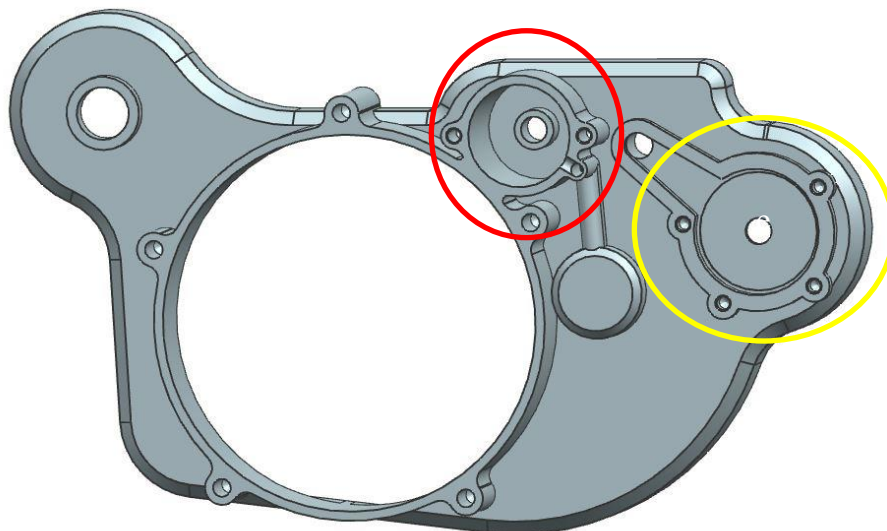


obr. 85 - Levá skříň - vnější část

### 4.6.3 Víko spojky

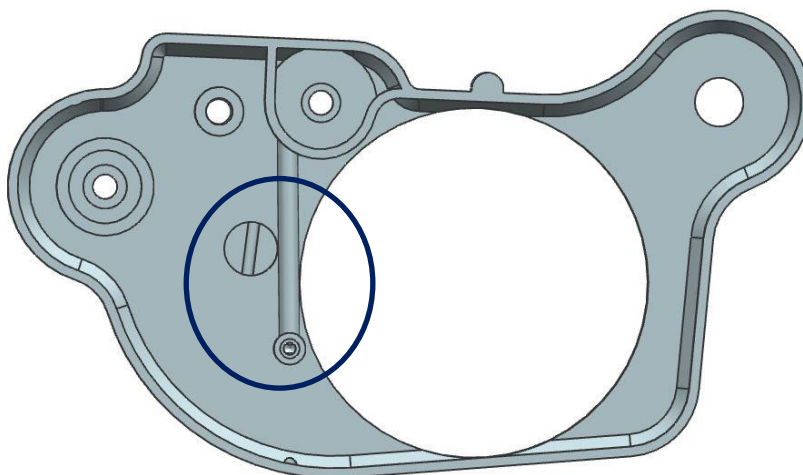
Víko spojky tvoří kryt pravé části skříně motoru. Ve víku je umístěna pumpa chladicí kapaliny, olejový filtr a vedení oleje. Víko spojky je odlitek z hliníkové slitiny Al7Si0,3Mg (18).

Žlutá elipsa na obr. 86 označuje nálietek, na který bude umístěna vodní pumpa, červený kruh znázorňuje nálietek pro olejový filtr.



obr. 86 - Víko spojky – vnější strana

Na obr. 87 je ve spodní části modrého kruhu zobrazen přívod oleje od olejového čerpadla. V horní části je vybrání, do kterého zasahuje klikový hřídel. Tudy proudí olej skrz klikový hřídel k ojničnímu ložisku. Aby nedošlo k úniku tlaku, je otvor osazen hřídelovým těsněním o rozměrech 10x22x7 mm. Uprostřed víka spojky je otvor pro spojku. Tento otvor je opatřen krytem spojky.



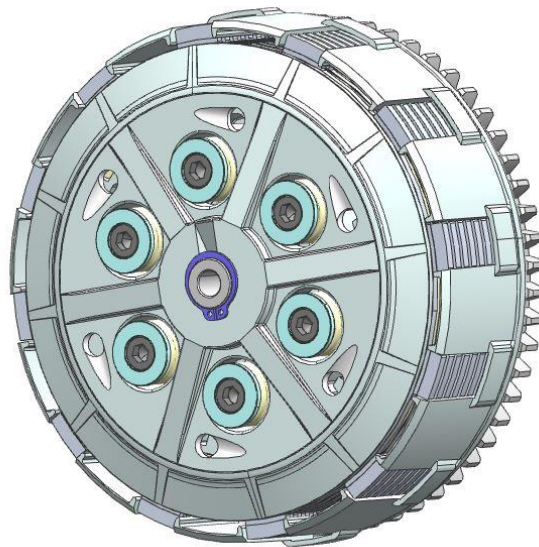
obr. 87 - Víko spojky - vnitřní strana

#### 4.6.4 Spojka

Navržená spojka, sloužící přenosu krouticího momentu od klikového hřídele k hnací hřídeli převodovky, je třecí lamelová. Tato spojka je rozpojitelná, osmi-lamelová, s vnějším průměrem třecích ploch 125 mm. Spojka pro svou funkci potřebuje mazání olejem nebo olejovou mlhou.

Na spojku je napojen převod startovací páky a převod olejového čerpadla.

Model spojky, zobrazený na obr. 88, byl převzat z (22).



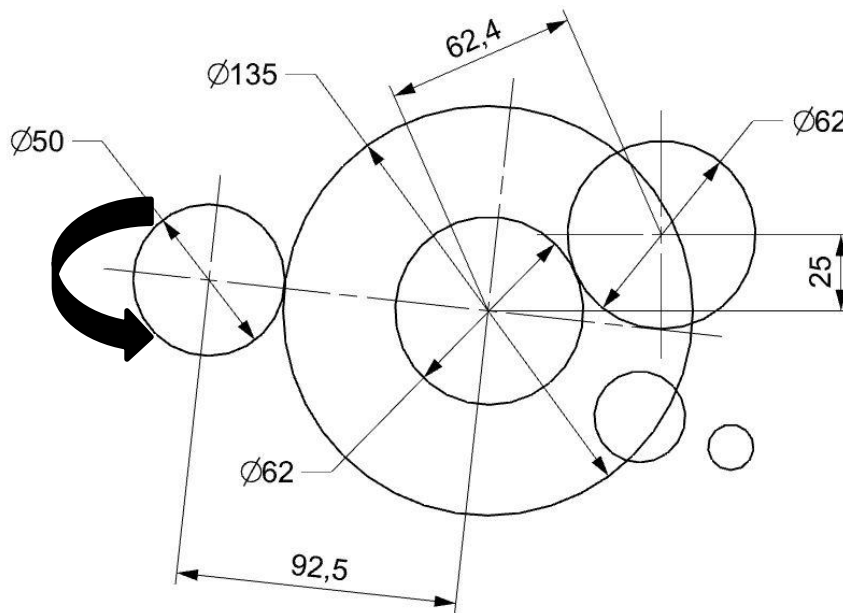
obr. 88 - Model spojky

#### 4.6.5 Převodovka

Převodovka byla navržena jen schematicky, protože nebyla součástí zadání diplomové práce, ovšem je třeba znát její základní rozměry pro konstrukci skříně.

Převodovka je navržena pětistupňová.

Hnací moment přichází od klikového hřídele. Tento moment zobrazuje modrá šipka na obr 79. Klikový hřídel pohání spojku, která je spojena s hnacím hřídelem převodovky. Průměr roztečných kružnic ozubení primárního převodu je 50 a 135 mm. Osová vzdálenost primárního převodu je 92,5 mm. Hnaný hřídel převodovky je vzdálen 62,4 mm a na obrázku jsou zobrazeny průměry jeho největších ozubených kol.

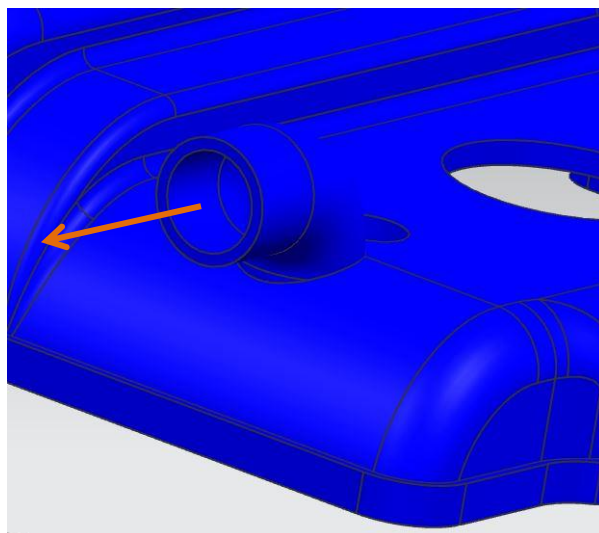


obr. 89 - Schéma převodovky

#### 4.6.6 Odvětrání klikové skříně

Do klikového mechanismu vnikají spaliny vlivem drobných netěsností mezi válcem a pístními kroužky. Spaliny musí být odvětrány, jinak by mohlo dojít k poškození některého z těsnění.

Způsob odvětrání je zobrazeno na obr. 90. Spaliny procházejí vlivem přetlaku přes víko zapalování a šachtu rozvodového řetězu do víka hlavy. Zde je vytvořen odvětrávací otvor, za kterým se nachází filtrování, které oddělí olej od spalin. Za filtrem je tlakový ventil a dále jsou spaliny odvedeny hadicí zpět do sání.

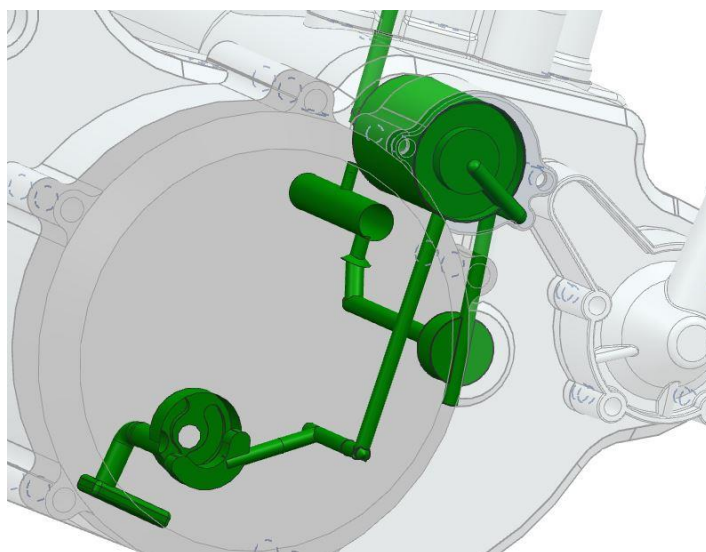


obr. 90 - Odvětrání skříně

## 4.7 Mazání

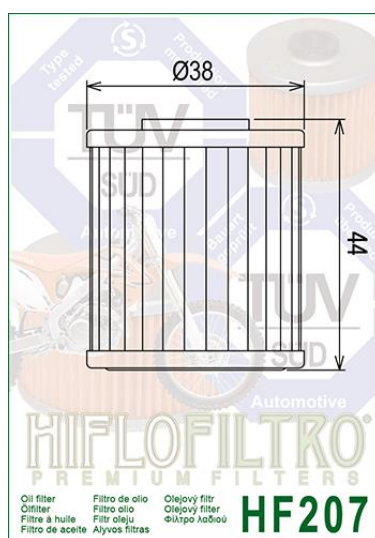
U tohoto typu motoru se používají dva různé způsoby mazání: se suchou skříní a s mokrou skříní. Mazání se suchou skříní má výhodu v tom, že není třeba mít ve skříní prostor pro zásobu oleje, protože se olej shromažďuje v externí nádobě. To umožňuje snížit celkovou výšku motoru, protože u motorů s mokrou skříní nesmí olejová hladina kolidovat s klikovým hřídelem (nesmí se brodit v oleji), a tudíž je třeba zanechat místo pro přibližně 1 litr oleje. Nicméně je zapotřebí použít další čerpadlo pro dopravování oleje do externí nádoby.

Protože v rámu je místa dostatek, byl zvolen způsob mazání motoru s mokrou skříní. Čerpadlo je umístěno na pravé skříní, přívod oleje je veden z převodové skříně a současně z prostoru pod klikovým hřídelem. Z olejového čerpadla je olej veden do víka spojky odkud se dostává do plno-průtokového filtru, viz obr. 91.



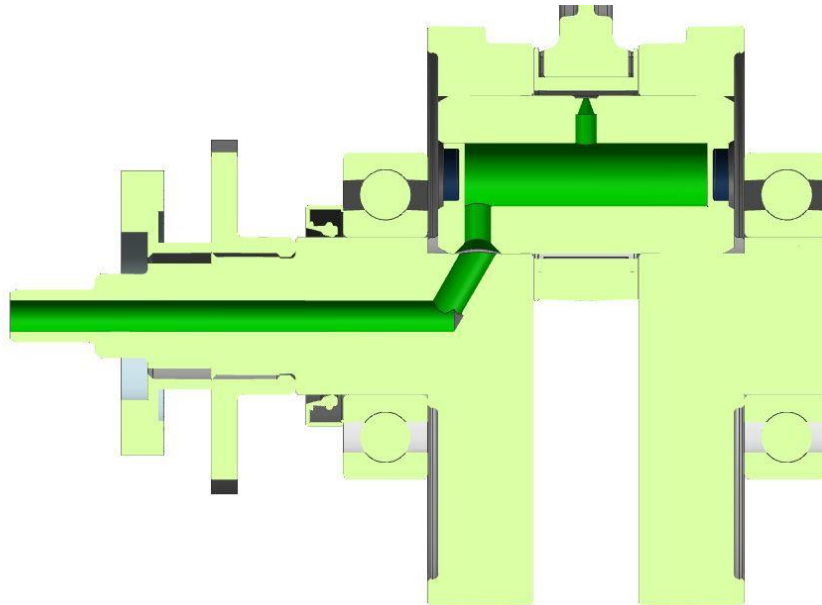
obr. 91 - Mazání ve skříní motoru

Filtr je znázorněn na obr. 92. Olej prochází po obvodu přes filtrovací papír do středu. Středem se olej přepravuje do hlavy válce k rozstříku pod píst a ke klikovému hřídeli.



obr. 92 - Plno-průtokový olejový filtr Hiflo

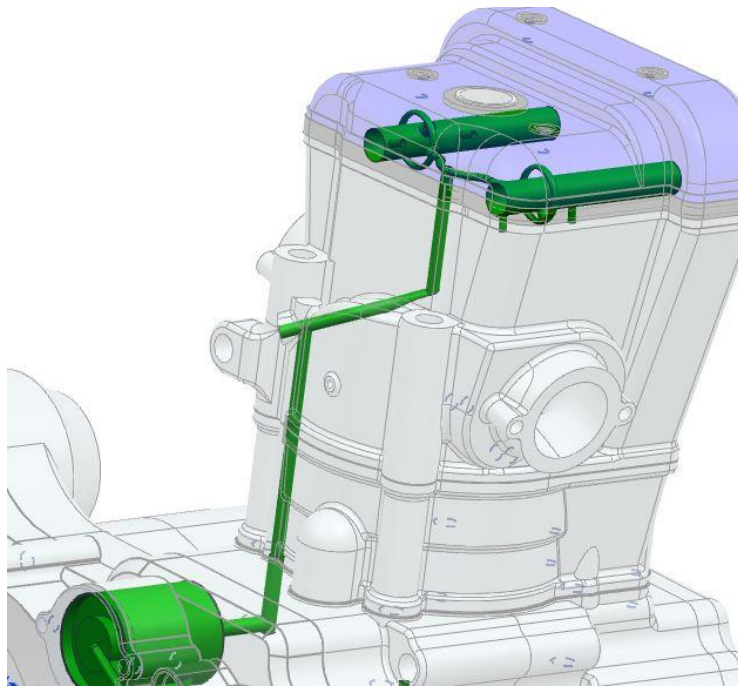
Mezi víkem spojky a klikovým hřídelem musí být umístěno těsnění, aby nedocházelo k úniku tlaku oleje. Průměr těsnění by měl být co nejmenší, protože se stoupajícím průměrem stoupá obvodová rychlost a tím i opotřebení. Průměr těsnění však nesmí být příliš malý, aby nezpůsobil velké ztráty tlaku a bylo možné otvor v klikové hřídeli vyvrtat. Z otvoru klikového hřídele proudí olej přes čep do ojničního ložiska. Přívod oleje k ojničnímu ložisku ukazuje obr. 93, kde je klikový mechanismus zobrazen v řezu. Stěny, které přijdou do kontaktu s olejem, jsou zobrazeny zeleně.



obr. 93 - Přívod oleje k ojničnímu ložisku

Z ojničního ložiska se olej dostává do prostoru válce. Klikový mechanismus svým pohybem vytvoří olejovou mlhu, která bude mazat stěny válce, pístní čep a ložiska klikového hřídele.

Druhá větev vede do hlavy válce, kde se stará o mazání vačkového mechanismu. Přívod oleje do hlavy je zobrazen na obr. 94. Od olejového filtru putuje olej přímou cestou přes válec až do hlavy. Poté je olej veden šikmým vývrtem k nálitku pro vačkové hřídele. Zde je olej rozveden vyfrézováním nálitku a držáků vačkových hřídelů. Poté se dostává olej vývrtem do vačkové hřídele a dírami ve vačkách olej maže jejich kontakt se zdvihátky.



obr. 94 - Mazání v hlavě motoru

Průměry vývrtů mazací soustavy jsou nejméně 5 mm. V oblasti blíže k čerpadlu se průtočné průměry zvětšují. Výjimkou jsou vyústění olejové soustavy v ojnicím čepu a ve vačkách, kde je průtočný průměr zúžen.

#### 4.7.1 Návrh olejového čerpadla dle (23)

Vstupní parametry

požadovaný průtok:  $Q = 5\text{l/min}$

otáčky motoru při maximálním krouticím momentu:  $9000\text{ot/min}$

objemová účinnost:  $E_v = 80\%$

převodový poměr klikového hřídele a spojky:  $0,370$

převodový poměr spojky a kola čerpadla:  $1,2$

Otáčky olejového čerpadla:

$$N = 8000 \cdot 0,370 \cdot 1,2 = 3996 \text{ ot/min} \quad [34]$$

Teoretický výtlač:

$$D_t = 1000 \cdot \frac{Q}{N} = 1000 \cdot \frac{5}{3996} = 1,25 \text{ cc/ot} \quad [35]$$

Požadovaný výtlač:

$$D_r = \frac{D_t}{E_v} = \frac{1,25}{0,80} = 1,56 \text{ cc/ot} \quad [36]$$

Podle požadovaného výtlačku bylo zvoleno dle Tabulka 17 čerpadlo 6022.

Tabulka 17 - Parametry zvoleného olejového čerpadla

Gerotor Type	Maximum Operating Speed* (rpm)	Thickness Min. (mm)	Nominal Range Max. (mm)	Nominal O.D.		Nominal I.D.	
				Standard (mm)	Minimum Recommended (mm)	Standard (mm)	Maximum Recommended (mm)
10010	17250	2.4	12.7	25.35	22.17	7.95	9.53
6020	16000	2.4	19.1	28.52	28.52	7.95	7.95
6022	14500	2.4	15.9	28.52	28.52	7.95	7.95

6 – udává počet zubů

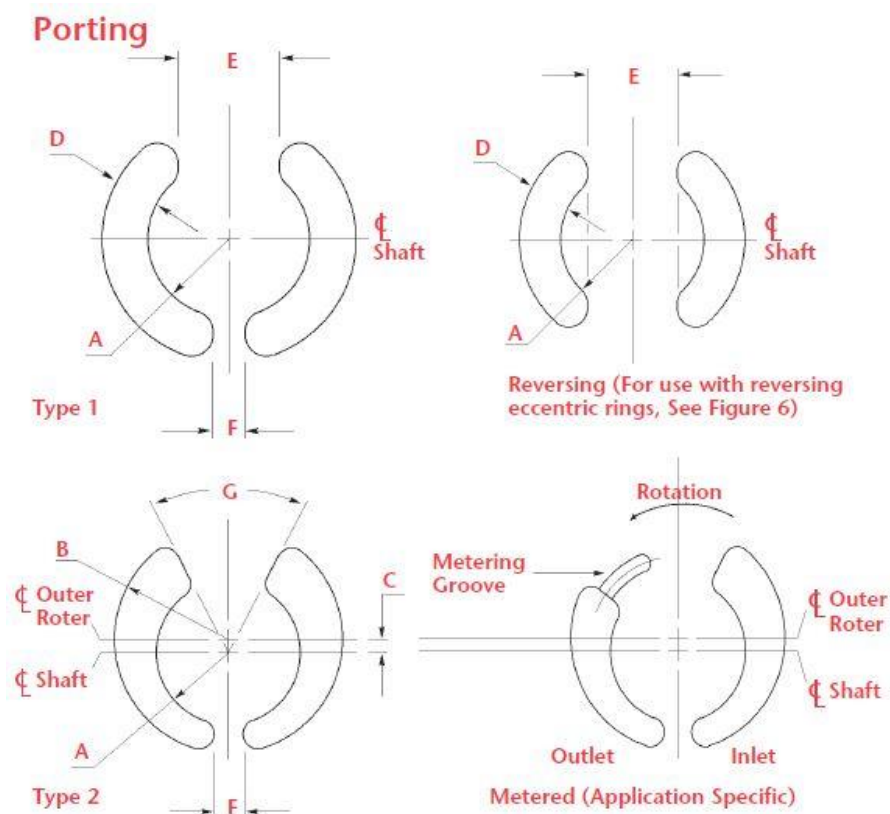
022 – udává výtlačk v setinách cc/ot na 1 mm tloušťky tzn. 0,22 cc/ot. Požadovaný tlak je 1,56 cc/ot, proto je třeba čerpadlo o šířce 8 mm. Skutečný výtlačk bude 1,76 cc/ot.

Rozměry a základní parametry čerpadla vycházejí z Tabulka 17 a Tabulka 18 a obr. 95.

Tabulka 18 - Rozměry zvoleného olejového čerpadla

Gerotor Type	Nominal Porting Dimensions							
	Radius A (mm)	Radius B (mm)	Ecc. C (mm)	Width D (mm)	Land E (mm)	Land F (mm)	Angle G (degrees)	Port Area (mm <sup>2</sup> )
10010	6.9	9.2	0.7	2.0	4.4	2.0	34.5	49.0
6020	6.6	10.8	1.3	4.0	6.8	2.9	54.0	88.4
6022	7.3	11.5	1.3	4.0	7.5	3.4	54.0	94.8





obr. 95 - Schéma olejového čerpadla

Maximální otáčky čerpadla podle Tabulka 17 nesmí překročit 14500 otáček. Maximální otáčky motoru jsou omezené na 13000 ot/min, otáčky čerpadla se pak vypočítají:

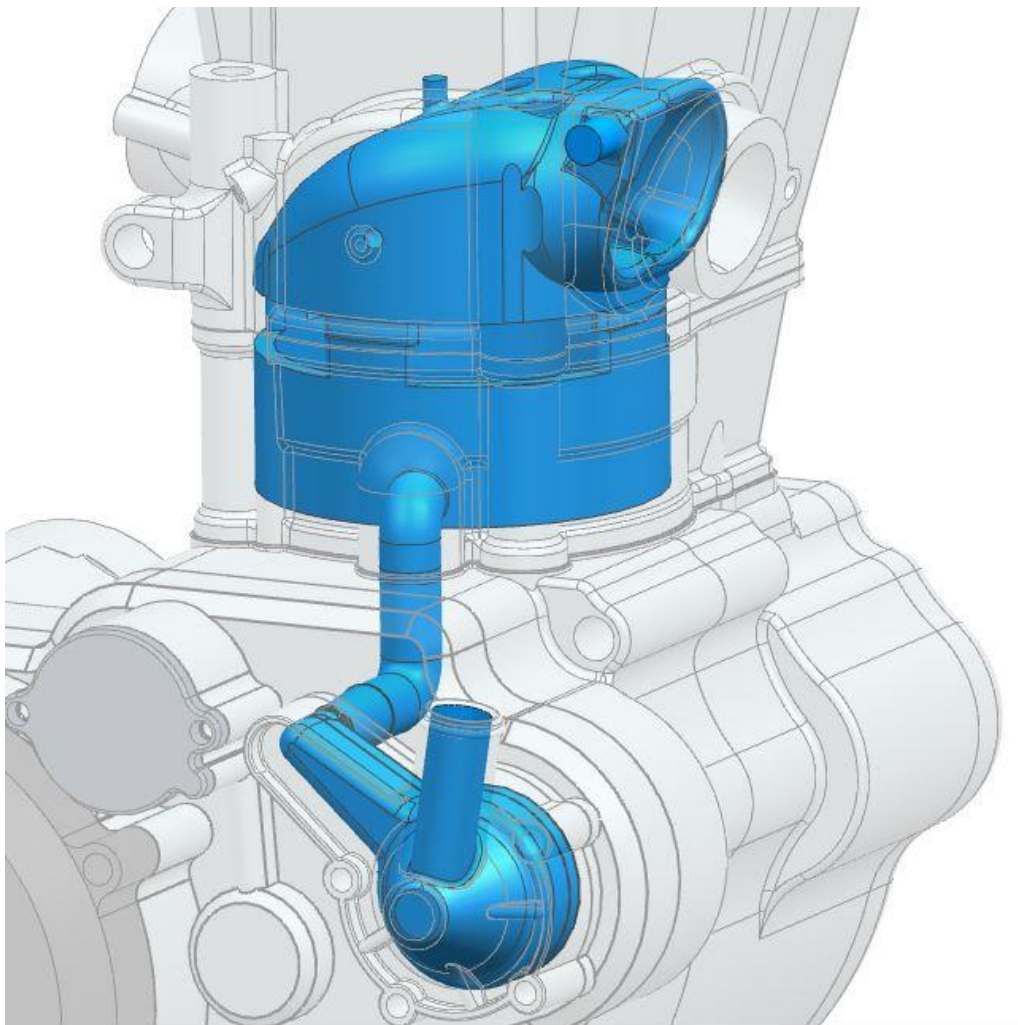
$$13000 \cdot 0,370 \cdot 1,2 = 5772 \text{ ot/min} \quad [37]$$

Z toho je patrné, že otáčky rotoru nepřekročí dovolené otáčky.

## 4.8 Chlazení

Chlazení bylo již v zadání stanoveno jako kapalinové.

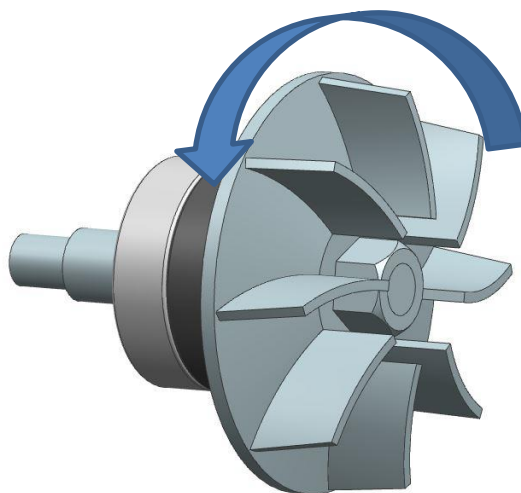
Na obr. 96 je zobrazen oběh chladicí kapaliny v motoru. Od chladičů přichází vychlazená kapalina do víka spojky, kde je umístěno čerpadlo chladicí kapaliny. Čerpadlo tlačí kapalinu skrz kanál ve spojkovém víku a pravé skříní do prostoru válce. Zde kapalina přebírá teplo od stěn válce a dále pokračuje do hlavy válce. V hlavě přejde na kapalinu další teplo vytvořené spalovacím procesem a poté kapalina pokračuje do chladičů, kde dochází k zchlazování kapaliny. Z chladičů pokračuje kapalina zpět do čerpadla a cyklus se opakuje.



obr. 96 - Chladicí oběh

Čerpadlo chladicí kapaliny je zobrazeno na obr. 97. Je poháněno od vyvažovacího hřídele, na kterém je uloženo s přesahem. Otáčky čerpadla jsou tedy stejné, jako jsou otáčky motoru. Hřídel čerpadla je uložena na kuličkovém ložisku o rozměrech 10x22x6 mm. Za ložiskem je dvojité hřídelové těsnění s rozměry 10x22x7, které brání pronikání chladicí kapaliny do oleje

a naopak. Lopatkové kolo má průměr 40 mm a je uloženo na pravotočivý závit, aby mělo tendenci se při svém otáčení, vlivem reakčního tlaku, dotahovat. Mezi lopatkovým kolem a víkem spojky je vůle 1 mm.



obr. 97 - Čerpadlo chladicí kapaliny

## 5. Ověření koncepce motoru

### 5.1 Ověření klikového mechanismu

#### 5.1.1 Nalisování ojničního čepu

Uvažovaný materiál klikového hřídele a ojničního čepu je ČSN 14220 se zušlechtěným povrchem. Jeho smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$  je 1100 MPa. Modul pružnosti v tahu  $E$  je  $1,98 \cdot 10^5$  MPa a Poissonovo číslo  $\nu$  je 0,3. (24)

Při výpočtu nalisování bylo postupováno dle (25).

Potřebný tlak nalisování byl vypočten:

$$p_n = \frac{2 \cdot n \cdot M_k}{\pi \cdot d_1 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 24000}{\pi \cdot 30 \cdot 36 \cdot 0,12} = 176,8 \text{ MPa.} \quad [38]$$

Kde:  $d_1$  – průměr čepu

$l$  – délka nalisovaného spoje

$f$  – koeficient tření

$n$  – bezpečnost proti prokluzu

$M_k$  – maximální krouticí moment motoru

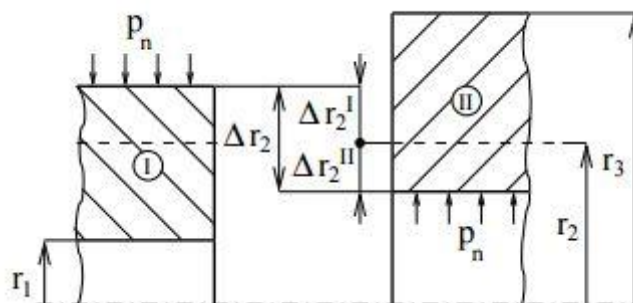
Lisovací tlak byl zvolen 200MPa

Výpočet potřebného přesahu bude vypočten dle schématu na obr. 98.

Kde:  $r_1$  – vnitřní průměr čepu

$r_2$  – průměr nalisovaného spoje

$r_3$  – vnější průměr náboje



obr. 98 - Schéma nalisování ojničního čepu

Napjatost je popsána pomocí radiálního a tangenciálního napětí takto:

$$\sigma_t(r) = D_1^I + \frac{D_2^I}{r^2} \quad \text{pro } r \in \langle r_1, r_2 \rangle; \quad [39]$$

$$\sigma_t(r) = D_1^{II} + \frac{D_2^{II}}{r^2} \quad \text{pro } r \in \langle r_2, r_3 \rangle; \quad [40]$$

$$\sigma_r(r) = D_1^I - \frac{D_2^I}{r^2} \quad \text{pro } r \in \langle r_1, r_2 \rangle; \quad [41]$$

$$\sigma_r(r) = D_1^{II} - \frac{D_2^{II}}{r^2} \quad \text{pro } r \in \langle r_2, r_3 \rangle. \quad [42]$$

[43]

[44]

Jednotlivé konstanty jsou rovny:

$$D_1^I = \frac{-p_n r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = -238 \text{ MPa}; \quad D_2^I = \frac{-p_n r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = -8,57 \text{ kN}; \quad [45]$$

$$D_1^{II} = \frac{p_n r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} = 257,1 \text{ MPa}; \quad D_2^{II} = \frac{p_n r_2^2 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} = 102,86 \text{ kN}. \quad [46]$$

Pro změny poloměrů platí:

$$\begin{aligned} \Delta r_2^I &= \frac{r_2}{E_I} (\sigma_t(r_2 - 0) - \nu_I \sigma_r(r_2)) = \frac{r_2}{E_I} \left( D_1^I + \frac{D_2^I}{r_2^2} + \nu_I p_n \right) \\ &= -\frac{p_n r_2}{E_I} \left( \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \nu_I \right), \end{aligned} \quad [47]$$

$$\begin{aligned} \Delta r_2^{II} &= \frac{r_2}{E_{II}} (\sigma_t(r_2 + 0) - \nu_{II} \sigma_r(r_2)) = \frac{r_2}{E_{II}} \left( D_1^{II} + \frac{D_2^{II}}{r_2^2} + \nu_{II} p_n \right) \\ &= \frac{p_n r_2}{E_{II}} \left( \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \nu_{II} \right). \end{aligned} \quad [48]$$

$$\Delta r_2^I = -\frac{200 \cdot 15}{1,98 \cdot 10^5} \left( \frac{15^2 + 6^2}{15^2 - 6^2} - 0,3 \right) = -0,0164 \text{ mm};$$

$$\Delta r_2^{II} = \frac{200 \cdot 15}{1,98 \cdot 10^5} \left( \frac{20^2 + 15^2}{20^2 - 15^2} + 0,3 \right) = 0,0589 \text{ mm};$$

$$\Delta r_2 = |\Delta r_2^I| + \Delta r_2^{II} = 0,075 \text{ mm}. \quad [49]$$

Potřebný přesah je 75  $\mu\text{m}$ .

Z okrajových podmínek víme, že radiální napětí jsou rovna:

$$\sigma_r^I(r_1) = 0 \text{ MPa};$$

$$\sigma_r^I(r_2) = -p_n = -200 \text{ MPa};$$

$$\sigma_r^{II}(r_2) = -p_n = -200 \text{ MPa};$$

$$\sigma_r^{II}(r_3) = 0 \text{ MPa}.$$

Tečná napětí se rovnají:

$$\begin{aligned}\sigma_t^I(r_1) &= 2D_1^I = -476 \text{ MPa}; \\ \sigma_t^I(r_2) &= 2D_1^I + p_n = -276 \text{ MPa}; \\ \sigma_t^{II}(r_2) &= 2D_1^{II} + p_n = 714,2 \text{ MPa}; \\ \sigma_t^{II}(r_3) &= 2D_1^{II} = 514,2 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

Redukované napětí na jednotlivých poloměrech podle metody HMH:

$$\sigma_{red}^I(r_1) = \sqrt{\sigma_r^I(r_1)^2 + \sigma_t^I(r_1)^2 - \sigma_r^I(r_1)\sigma_t^I(r_1)} = 476 \text{ MPa} \quad [50]$$

$$\sigma_{red}^I(r_2) = \sqrt{\sigma_r^I(r_2)^2 + \sigma_t^I(r_2)^2 - \sigma_r^I(r_2)\sigma_t^I(r_2)} = 247 \text{ MPa} \quad [51]$$

$$\sigma_{red}^{II}(r_2) = \sqrt{\sigma_r^{II}(r_2)^2 + \sigma_t^{II}(r_2)^2 - \sigma_r^{II}(r_2)\sigma_t^{II}(r_2)} = 832 \text{ MPa} \quad [52]$$

$$\sigma_{red}^{II}(r_3) = \sqrt{\sigma_r^{II}(r_3)^2 + \sigma_t^{II}(r_3)^2 - \sigma_r^{II}(r_3)\sigma_t^{II}(r_3)} = 514 \text{ MPa} \quad [53]$$

Největší napětí ojnicního čepu způsobené nalisováním je 476 MPa a největší napětí v klikovém hřídeli od nalisování je 832 MPa.

Platí vztahy:

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} \quad [54]$$

$$\sigma_D \geq \sigma_{red} \quad [55]$$

Tzn., že koeficient bezpečnosti je:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} \quad [56]$$

$$k^I = 2,31$$

$$k^{II} = 1,32$$

Koeficient bezpečnosti pro ojnicní čep je 2,31 a pro klikový hřídel 1,32. Velikost toho koeficientu by neměla být menší než 1,5, napětí na klikovém hřídeli je tedy větší než bezpečné. To je nejspíš dáno vývrty, které slouží k odlehčení a vyvážení klikového hřídele. Pro zmenšení redukovaného napětí by pomohlo zmenšit průměr těchto vývrtů nebo je posunout dále od lisovaného spoje. Tím by se ovšem změnilo rozložení hmotnosti závaží klikového hřídele a bylo by nutné jej znovu vyvážit.

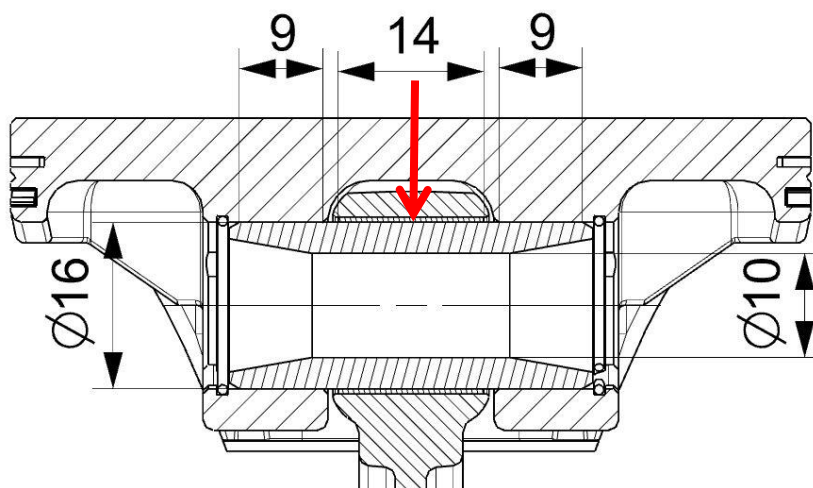
### 5.1.2 Síly působící v klikovém mechanismu

Na klikový mechanismus působí hlavně tlak od expandující směsi, setrvačné síly a třecí síla.

Tlak expandující směsi se určil z diagramu  $p - \alpha$ , který byl zobrazen ve stati 3.2. Pro určení setrvačných a třecích sil byl vytvořen mechanismus v programu Siemens NX 8.5 pomocí motion simulation. Exportováním výsledných hodnot do MS Excel vznikly grafy dráhy, rychlosti, zrychlení pístu a setrvačné síly působící na pístní a ojnicí čep v maximálních otáčkách (13000ot/min). Z  $p - \alpha$  diagramu byla určena síla v závislosti na otočení klikového hřídele působící na píst. Sečtením této síly se setrvačnou silou působící na pístní a ojnicí čep vznikly grafy průběhu celkových sil v závislosti na otočení klikového hřídele. Grafy byly přidány do přílohy.

Odečtením hodnot sil z grafu lze zjistit, že maximální síla působící na pístní čep je 19206 N a na ojnicí čep je 20228 N.

### 5.1.3 Měrný tlak mezi pístním čepem a okem ojnice



obr. 99 - Schéma uložení pístního čepu v pístu

Na pístní čep působí síla od tlaku expandujících plynů a zároveň setrvačná síla. Tyto síly se vyruší a vznikne jedno spojité zatížení působící na ojnicí čep. Toto zatížení lze nahradit silou (červená šipka na obr. 99). Tato síla byla vypočtena v předchozí části a její hodnota je 19206 N.

Měrný tlak se vypočte podle vzorce:

$$p_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{d_1 \cdot l_p} = \frac{19206}{16 \cdot 14} = 85,7 \text{ MPa} \quad [57]$$

Kde:  $F_{\zeta}$  – síla působící na čep

$d_1$  – vnější průměr pístního čepu

$l_p$  – délka pouzdra ojnice

Výsledný tlak je 85,7 MPa

#### 5.1.4 Měrný tlak mezi pístním čepem a pístem

Zde se síla rozloží na dvě poloviny. Setrvačná síla se však musí uvažovat bez hmotnosti pístního čepu.

Měrný tlak se vypočte:

$$p_p = \frac{F_p}{2 \cdot d_1 \cdot l_k} = \frac{19206}{2 \cdot 16 \cdot 9} = 66,7 \text{ MPa} \quad [58]$$

Kde:  $F_p$  – síla působící na píst

$d_1$  – vnější průměr pístního čepu

$l_k$  – délka kontaktní plochy pístu

#### 5.1.5 Smykové a ohybové namáhání ojnicového čepu

Schéma zatížení pístního čepu bylo nahrazeno jednoduše pomocí nosníku na dvou podporách se silou umístěnou uprostřed. Toto schéma je velmi zjednodušené a slouží jen jako orientační. Vzdálenost podpor je 17 mm a síla je 19792 N.

Ohybový moment se vypočítá:

$$M_o = \frac{F_\xi \cdot l}{4} = \frac{19206 \cdot 0,017}{4} = 81,6 \text{ Nm} \quad [59]$$

Kde:  $F_\xi$  – síla působící na čep

$l$  – vzdálenost podpor

Modul pružnosti v ohybu duté trubky je roven:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1} \right) = \frac{\pi}{32} \cdot \left( \frac{16^4 - 10^4}{16} \right) = 340,8 \text{ mm}^3 \quad [60]$$

Kde:  $d_1$  – vnější průměr čepu

$d_2$  – vnitřní průměr čepu

Napětí v ohybu se vypočítá:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{81600}{340,8} = 239,4 \text{ MPa} \quad [61]$$

Napětí ve stříhu je rovno:

$$\sigma_s = \frac{F_\xi}{S_\xi} = \frac{19206}{122,5} = 156,8 \text{ MPa} \quad [62]$$

$S_\xi$  je průřez čepu, který se vypočítá dle:

$$S_\xi = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 10^2) = 122,5 \text{ mm}^2 \quad [63]$$

Redukované napětí je:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_s^2} = 286,2 \text{ MPa} \quad [64]$$



### 5.1.6 MKP ojnice

MKP výpočet byl vytvořen v programu Siemens NX 8.5.

Zatížení vycházelo z předešlé simulace klikového mechanismu. Pomocí funkce load transfer bylo automaticky přeneseno zatížení do strukturální analýzy.

Byly vytvořeny dva druhy kontroly:

1. Zatížení v době, kdy působí největší síla na pístní čep, tzn. píst v horní úvrati v době expanze.
2. Zatížení v době, kdy působí největší síla na ojnicí čep, tzn. píst v horní úvrati v době výfuku.

V prvním případě zatížení působí na ojnici větší expanzní síla než setrvačná síla, na ojnice působí tlak a v druhém případě je síla od tlaku plynů téměř nulová, takže na ojnice působí hlavně setrvačné síly, které vyvolávají tahové napětí.

Oba případy byly řešeny třemi způsoby. Odlišnostmi při řešení byly hlavně různé způsoby uchycení ojnice a zatížení. V prvním případě byla ojnice uchycena přímo přes rigidovou růžici v oblasti ojnicího čepu a síla byla umístěna na rigidovou růžici horního oka. V dalším případě, byla ojnice slepena pomocí funkce gluing s pístním a ojnicím čepem. Ojnicí čep pak byl uchycen rigidovou růžicí a na pístní čep byla umístěna síla. V posledním případě byl vytvořen kontakt ojnice s pístním a ojnicím čepem. Ojnicí čep byl opět zafixován přes rigidovou růžici. Poslední způsob umožnil zjištění kontaktních tlaků na pístní čep, ojnici a ojnicí čep.

Diskretizační síť byla vytvořena pouze jednou a okrajové podmínky byly měněny v tzv. sub-case. Ojnice byla vysítována 3D tetrahedrovými prvky s meziuzlem CTETRA(20), pístní čep a ojnicí čep byly vysítovány 3D hexagonálními prvky s meziuzlem CHEXA(20). Velikost prvků u ojnice byla 5 mm se zjemněním v přechodových částech. U čepů byly zvoleny 2 mm prvky. Výsledná síť je zobrazena na obr. 100.

Tabulka 19 - Výsledky analýzy MKP

Zatížení	Způsob řešení	Maximální napětí	Maximální deformace
Při expanzi	Rigidy	254,5 MPa	0,047 mm
	Gluing	247,5 MPa	0,051 mm
	Kontakt	254,4 MPa	0,081 mm
Při výfuku	Rigidy	157,0 MPa	0,038 mm
	Gluing	167,1 MPa	0,049 mm
	Kontakt	254,8 MPa	0,032 mm

Výsledné hodnoty MKP výpočtu ojnice zobrazuje Tabulka 19. V případě zatížení v době expanze vyšlo maximální napětí velmi podobné. Kritická oblast s největším napětím se nachází v oblasti mezi horním okem a začátkem I profilu ojnice. Nejmenší maximální napětí se vysky-

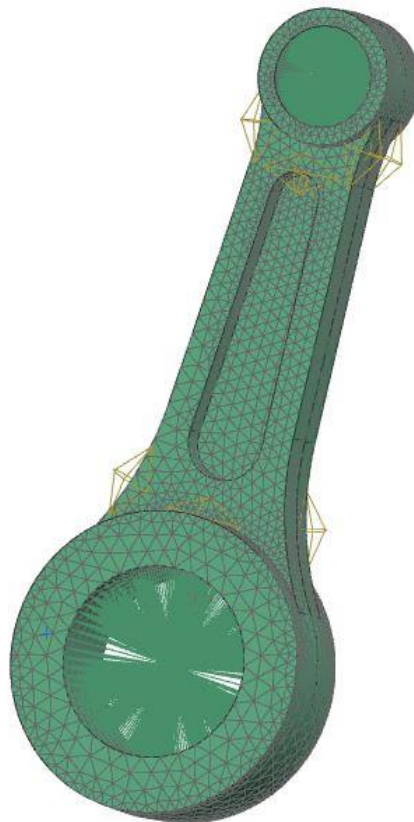
tuje u slepené ojnice s čepy. To je nejspíš dáno tím, že díky tomuto slepení dojde k drobnému vyztužení oka ojnice a tím i snížení napětí. Nejvíce se deformuje horní oko ojnice. Nejvyšší hodnoty deformace jsou u řešení s kontaktem a to z toho důvodu, že kontakt deformuje oblast oka ojnice, kterou zbylá dvě řešení vyztužují (rigidová klec je nekonečně tuhá a v každém případě zachová svůj původní tvar).

Analýza se zatížením v době výfuky přinesla velmi rozdílné hodnoty napětí. Největší hodnoty dosáhlo řešení pomocí kontaktu. To je opět dáno tím, že ostatní řešení vrchní oko vyztužují. V ostatních oblastech bylo napětí srovnatelné. Z hlediska deformace vyšlo překvapivě nejvýhodněji řešení pomocí kontaktu. To může být dáno tím, že se v tomto případě deformace rozloží do obou ok ojnice, zatímco ve zbylých případech se vlivem vyztužení ok deformuje pouze I profil ojnice.

Řešení s pomocí kontaktu, navíc umožnilo určit kontaktní tlak ok ojnice. Tento tlak vyšel 179 MPa a 76,5 MPa u oka pístního čepu a 179 MPa a 14,2 MPa u oka ojnicního čepu. Vyšší tlak se v obou případech týká zatížení při expanzi. Nejvyšší tlak se koncentruje v oblasti podélné osy, ve směru, kterým působí síla. U oka ojnicního čepu vzniká tlaková špička 179 MPa na hranách oka ojnice. Toto maximum je tudíž chybné.

Materiál ojnice je ČSN 4 16420, který má mez kluzu okolo 750 MPa. Při uvažování napětí okolo 250 MPa je ojnice navržena s bezpečností 3.

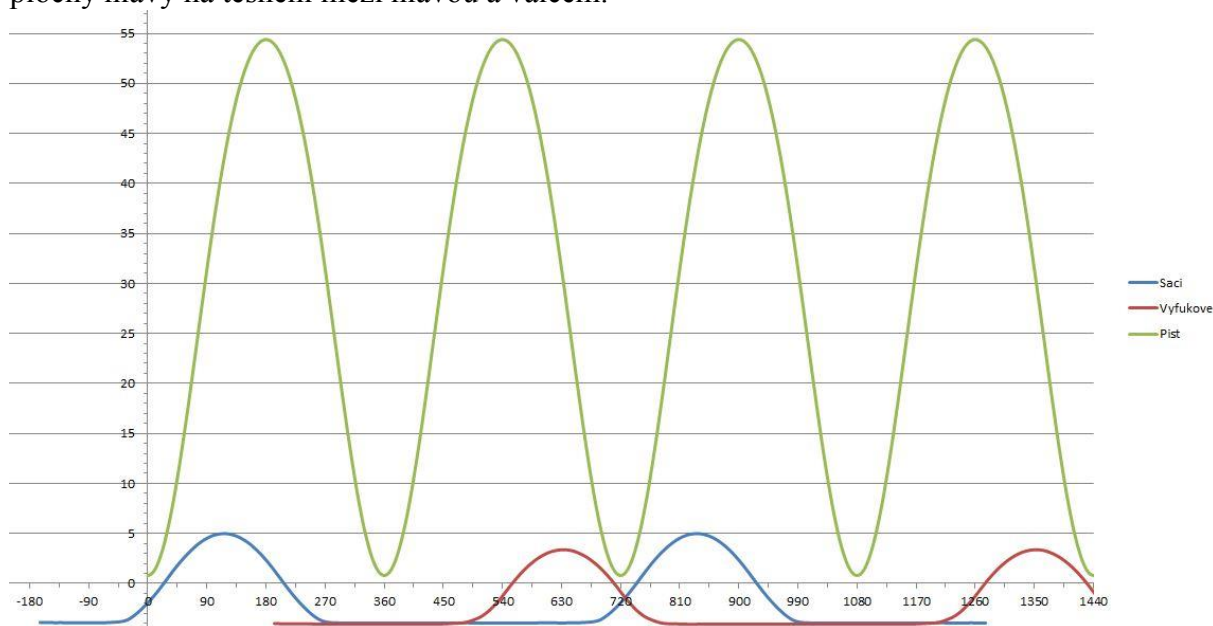
Obrázky s barevným vyznačením průběhů napětí a deformace byly přidány do přílohy.



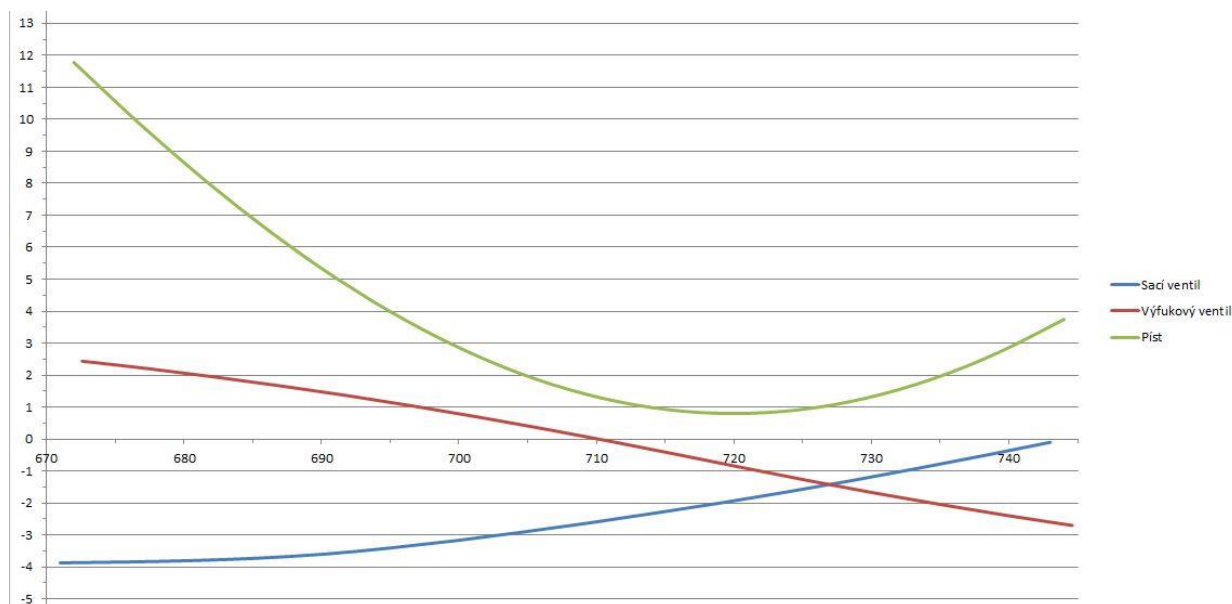
obr. 100 - Diskretizovaná ojnice

## 5.2 Kontrola rozvodového mechanismu

Při běhu motoru dochází k otevírání ventilů a zároveň k pohybu pístu. Tyto prvky se nesmí v žádném případě dostat do kontaktu. K ověření zda je časování ventilů správně navrženo slouží diagram překrytí ventilů se zakresleným zdvihem pístu. Diagram byl získán pomocí programu Siemens NX 8.5. Nejdříve byly rozpořehovány mechanismy kliky a ventilů v motion simulation. Poté byly vypsané do MS Excel jednotlivé hodnoty posunutí pístu a ventilu v závislosti na otočení klikového nebo vačkového hřídele. V MS Excel byl vytvořen graf, který kombinuje pohyb všech tří mechanismů (klikový, vačkový sací a výfukový). Výsledný graf je zobrazen na obr. 101. Vůle mezi pístem a ventilem má být více než 1 mm. Na obr. 102 je vidět, že model tuto podmínku splňuje. Hodnota „0“ znázorňuje rovinu dosedací plochy hlavy na těsnění mezi hlavou a válcem.



obr. 101 - Diagram překrytí ventilů s diagramem zdvihu pístu



obr. 102 - Detail diagramu překrytí ventilů

## 6. Závěr

Před začátkem navrhování vlastního motoru bylo nutné seznámit se s předními výrobci motokrosových motocyklů. Po uvedení do této problematiky byla vytvořena představa o tom, jak by měl budoucí motor vypadat. Následně byly stanoveny základní požadavky a parametry motoru. Později se přešlo k tvorbě virtuální koncepce motoru, při které bylo vytvořeno několik nepovedených CAD modelů. První postup narazil na problém s nedostatečně stanovenými rozměry rámu. Po vyřešení této překážky vznikaly komplikace s modelováním hlavy. Pro zjednodušení složitého postupu modelování byl vytvořen skeleton, který dává dobrý náhled o rozměrech a omezeních, vyskytujících se při návrhu hlavy. Od skeletonu byl odvozen model hlavy společně s rozvodovým a klikovým mechanismem. K těmto částem motoru byly přidány modely skříně, válce, prvky mazání a chlazení. Během návrhu byla neustále snaha vytvořit všechny díly s minimálními rozměry a minimální hmotností.

V další části byly některé funkční celky ověřeny výpočtem. Při nalisování klikového hřídele bylo vypočteno napětí 832 MPa, které je větší než dovolené. K zmenšení tohoto napětí by pomohlo upravit odlehčovací otvory, jež zasahují příliš blízko k nalisovanému spoji. Měrný tlak na ojnicím čepu vyšel při analytickém výpočtu 85,7 MPa. Při ověření MKP výpočtem se však tato hodnota zvětšila více než dvakrát na 179 MPa. Měrný tlak vypočítaný analyticky se uvažuje průměrný na celém obdélníkovém průřezu, kdežto tlak, vypočítaný pomocí MKP se soustředil pouze uprostřed průřezu a na krajích se téměř nevyskytoval. Kdyby se tlak rovnoměrně rozložil, jeho hodnota by se zcela jistě snížila. Co se týče MKP výpočtu ojnice, vyšel zde koeficient bezpečnosti 3. Ovšem samotný výpočet byl veden jako statický a nebyl v něm uvažován vliv tepelného ani dynamického namáhání, který by bezpečnost ještě snížil.

Původním záměrem bylo vytvořit motor, který by svými parametry předčil současné motory, vyskytující se na trhu. Nicméně s přibývajícími zkušenostmi a znalostmi získanými při návrhu, jsem došel k závěru, že současní výrobci mají své motory velmi propracované a vytvořit inovaci konstrukce motoru je velmi obtížné.

Návrh motoru je velmi obtížná a časově náročná záležitost, kterou zdaleka nelze zvládnout a obsáhnout v jedné diplomové práci. Proto jsem se zde zaměřil na vytvoření jeho konceptu, který může být využit pro další zpracování nebo by mohl sloužit jako hrubý návod ukazující základní postupy při jeho konstruování.

V průběhu vypracovávání návrhu tohoto motoru jsem získal mnoho nových poznatků a zkušeností. Dozvěděl jsem se nejen zajímavosti o historickém vývoji motokrosu a společnostech podílejících se na výrobě motorů, ale především jsem si vyzkoušel jeho vlastní zkonstruování. Během celého procesu jsem zjistil, jak náročnou práci může tento návrh představovat a díky problémům, které se při modelování vyskytly, a jejich následným řešením jsem získal mnoho hodnotných informací o konstrukci spalovacích motorů.

## Literatura

1. Motosport Scheiz. [Online] <http://www.motosport.ch/artikel.html?id=8377>.
2. Čtyřdobý jednoválcový motor závodního motocyklu třídy MX1. Kučera, Bc. Michal. Brno : VUT Brno, 2012, Diplomová práce.
3. PEMM YAMAHA. *PEMM Brno*. [Online] <http://www.yamaha-pemm.cz/novinky/yamaha-historie>.
4. First look KX250F. *Transworld Motocross*. [Online] <http://motocross.transworld.net/1000163352/features/first-look-2015-kawasaki-kxf-line/2/>.
5. Project KX250F: The Heart of an Engine. *VitalMX*. [Online] <http://www.vitalmx.com/features/Project-KX250F-The-Heart-of-an-Engine,3517>.
6. *Kawasaki KX250F service manual*. místo neznámé : Kawasaki, 2013.
7. First look RM-Z 250. *Motorcycle USA*. [Online] <http://www.motorcycle-usa.com/637/18476/Motorcycle-Article/2015-Suzuki-RM-Z450-First-Look.aspx>.
8. Suzuki. <http://www.suzukimotorcycles.com.au/>. [Online] <http://www.suzukimotorcycles.com.au/bikes/off-road/motocross/2014/rm-z250/gallery.html>.
9. Corporation, Suzuki Motor. *Suzuki RM-Z service manual*. 300 Takatsuka, Minami, Hamamatsu : Suzuki Motor Corporation, 2008.
10. Gallery: 2015 KTM SX-F and SX range. *Motoonline.com.au*. [Online] <http://www.motoonline.com.au/2014/06/03/gallery-2015-ktm-sx-f-sx-range/>.
11. KTM. *Repair Manual SX-F 250*. místo neznámé : KTM, 2005-2008.
12. husqvarna FC 250. <http://www.husqvarna-motorcycles.com/>. [Online] <http://www.husqvarna-motorcycles.com/motocross/fc-250.html>.
13. model MX 250 fi. *tm-racing.cz*. [Online] <http://www.tm-racing.cz/modely/7/mx-250-fi>.
14. Motocykly ČZ chytají svou novou tvář. *gtmotocross.cz*. [Online] <http://gtmotocross.cz/aktuality.php?id=6247&cz=0&world=0>.
15. TM Racing Engine 250F 2006. *TMPARTS*. [Online] <http://tmparts.com.au/shop/tm-racing-engine-250f-2006/>.
16. 2014 250 Motocross Shootout. *motorcycle-usa*. [Online] <http://www.motorcycle-usa.com/11/17764/Motorcycle-Article/2014-250-Motocross-Shootout.aspx>.
17. Mackerle, Ing. Julius. *Motory závodních automobilů*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1980.
18. Michna, Štefan. *Encyklopedie hliníku*. Děčín : Alcan Děčín Extrusions, 2005. 8089041884.

19. Manning, John. *Internal Combustion Engine Design*. místo neznámé : Ricardo UK Ltd, 2012. 0957329202.
20. <http://www.wilmink.nl/>. *TRW\_klepspietjes\_matenlijst*. [Online]  
[http://www.wilmink.nl/wilmink/produkt/TRW\\_klepspietjes\\_matenlijst.pdf](http://www.wilmink.nl/wilmink/produkt/TRW_klepspietjes_matenlijst.pdf).
21. [www.did-daido.co.jp](http://www.did-daido.co.jp). *didcatalog*. [Online] DID. <http://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>.
22. 300 GasGas Clutch. *grabcad.com*. [Online] <https://grabcad.com/library/300-gasgas-clutch-1>.
23. Portland, Nichols. *Gerotor selection and pump design*.
24. Doležal, Bc. Lukáš. *Innovace skládané klikové hřídele pro minibikové motory*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 2011.
25. valcove-nadoby. <http://www.kme.zcu.cz>. [Online]  
[http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/valcove-nadoby/pruvodce\\_resenim.pdf](http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/valcove-nadoby/pruvodce_resenim.pdf).
26. Ing. Zdeněk Jan, Ing. Bronislav Ždánský. *Automobily 3, Motory*. Brno : Nakladatelství Avid s.r.o Brno, 2006.
27. Partforyamaha. *OEM parts*. [Online] Yamaha, Suzuki, Kawasaki.  
<http://www.partforyamaha.com/>.

## **Seznam příloh**

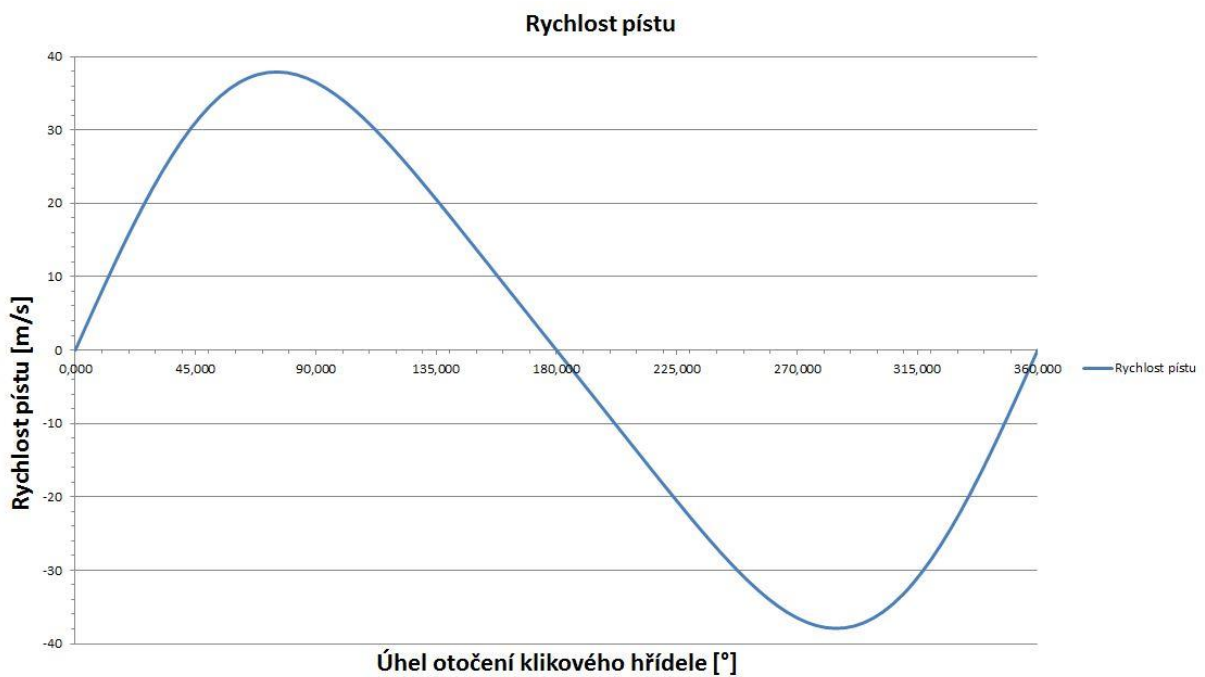
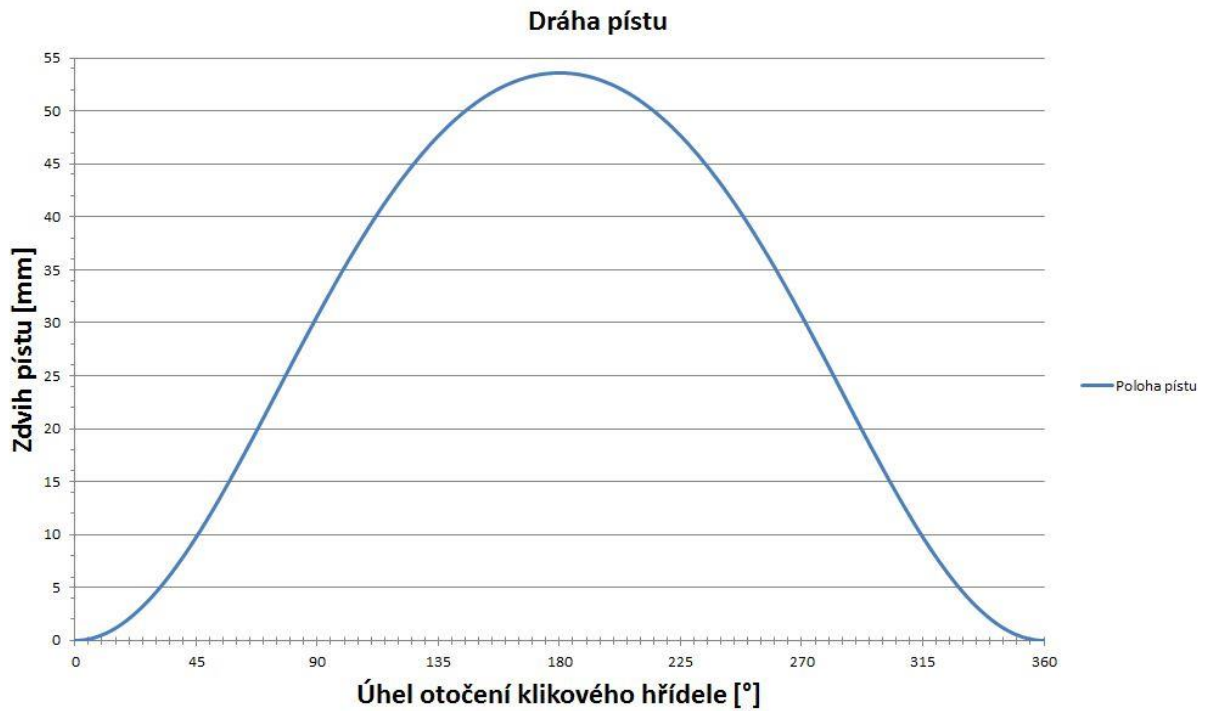
1. Kinematika klikového mechanismu
2. Dynamika klikového mechanismu
3. Návrh šroubů hlavy dle MitCalc
4. MKP ojnice

## **Seznam příloh na CD**

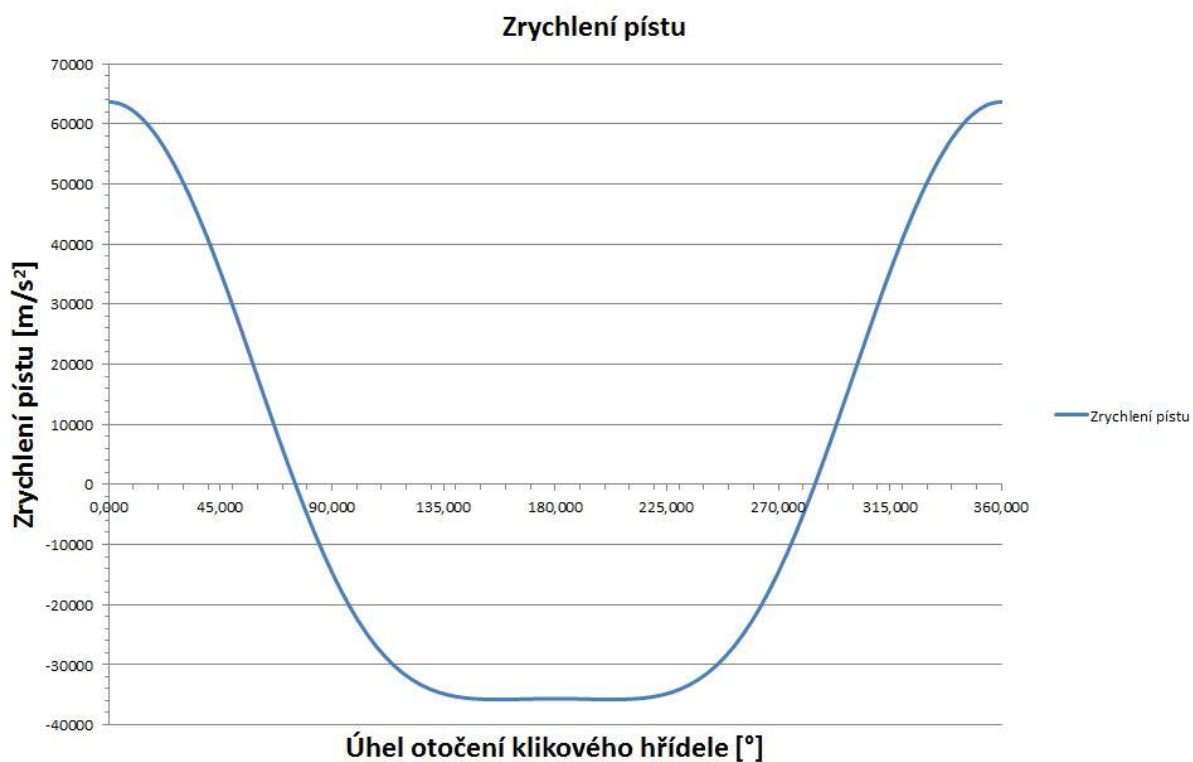
1. Gerotor selection – pump design
2. Označení zapalovacích svíček NGK

## Přílohy

### 1. Kinematika klikového mechanismu

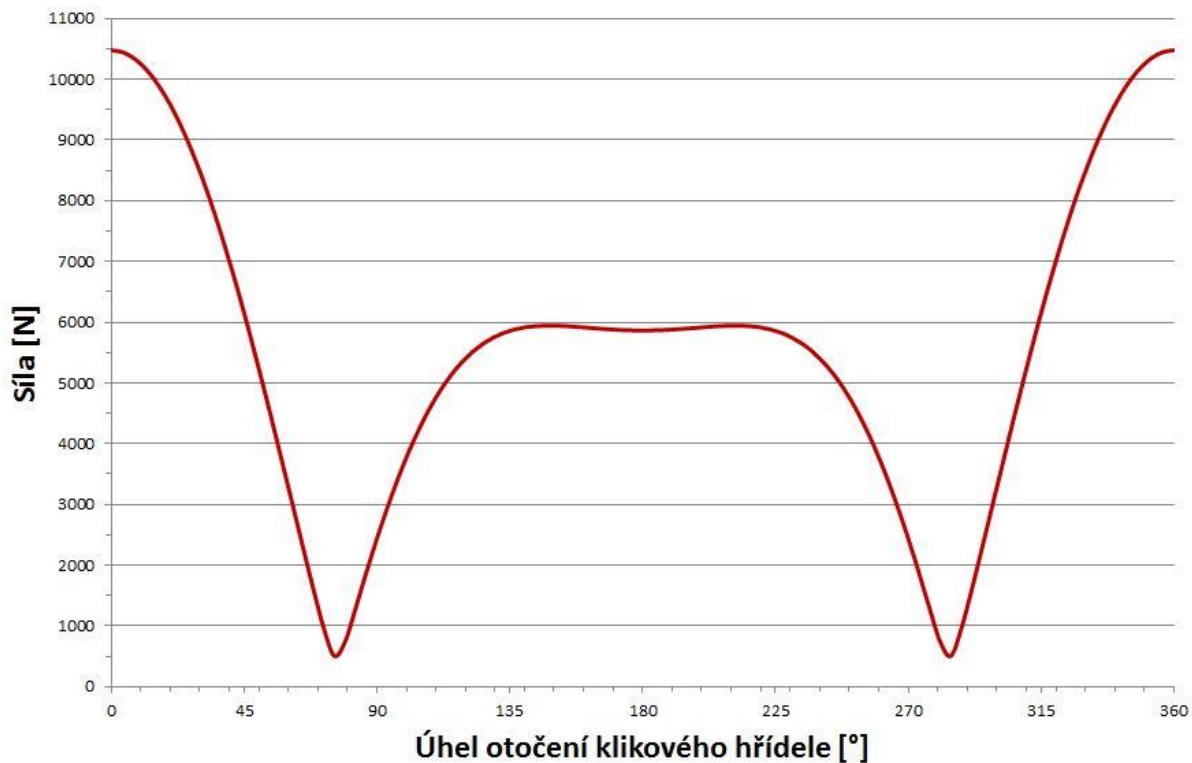




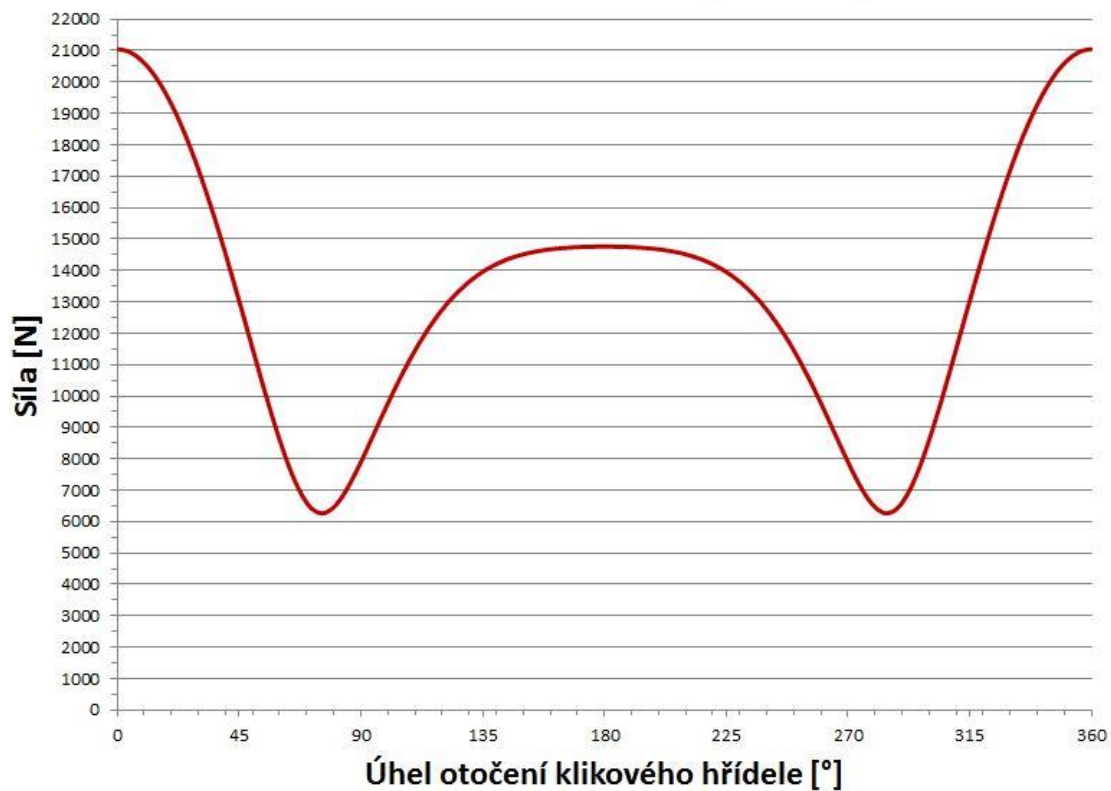


## 2. Dynamika klikového mechanismu

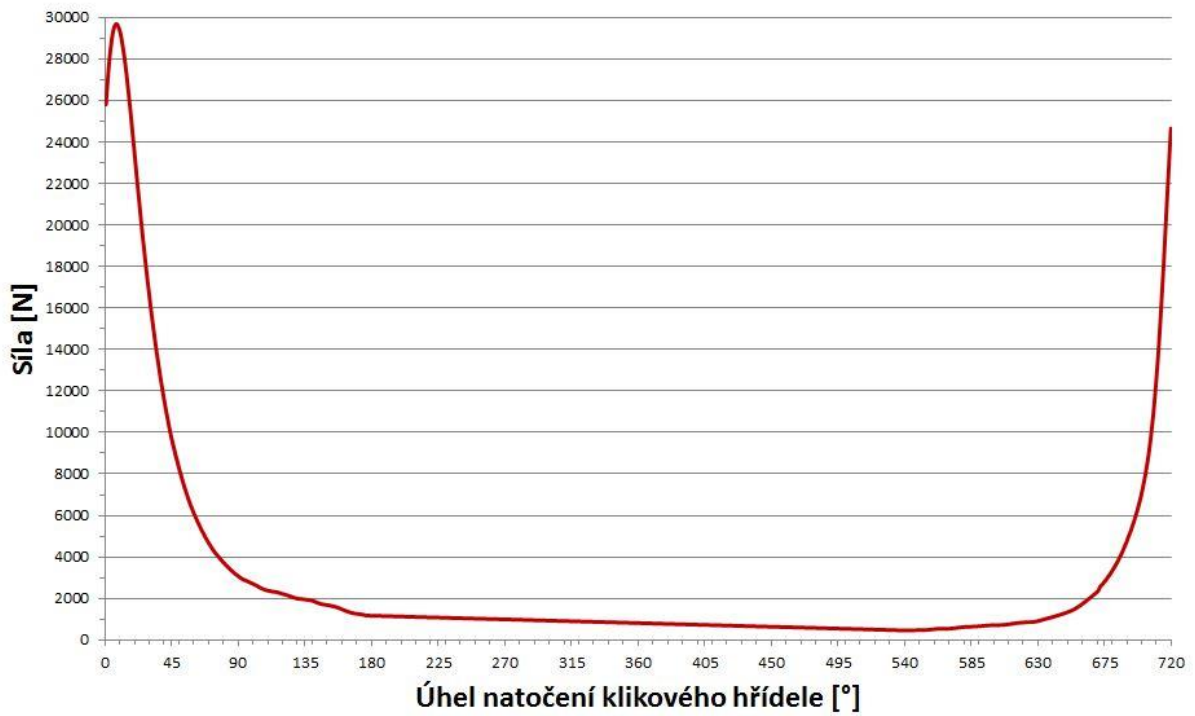
Setrvačná síla na pístním čepu



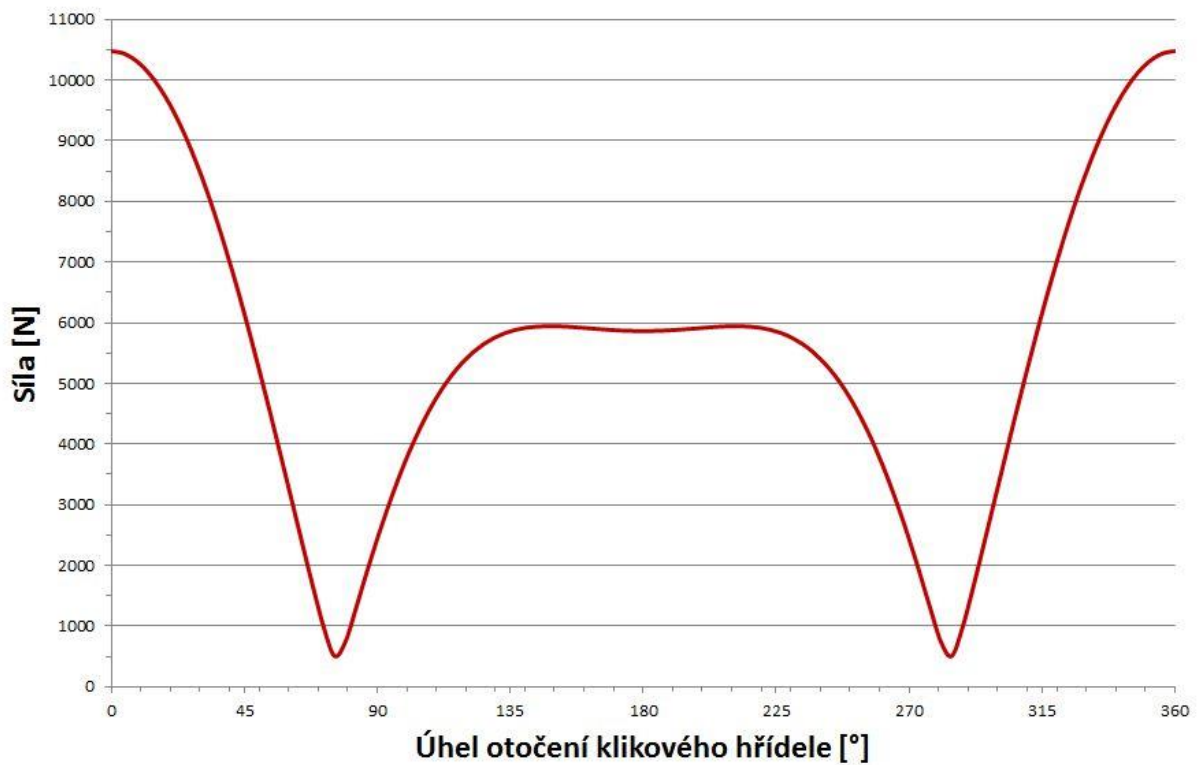
Setrvačná síla na ojničím čepu



Síla působící na píst od expandující směsi



Setrvačná síla na pístním čepu





### 3. Návrh šroubů hlavy dle MitCalc

**1.0  Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí

1.4 Zatížení šroubového spoje Zatížení v ose šroubu

1.5 Průběh zatížení Míjivé zatížení

**A**

**B**

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	$F_{amax}$	7392,40	[N]
1.8 Minimální osová síla	$F_{amin}$	0,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	$F_r$	0,00	[N]

**2.0  Provozní a montážní parametry spoje.**

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	$q_a$	1,500	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	$q_r$	1,500	
2.3 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	$n_s$	1,500	
2.4 Součinitel tření v závitech	$\mu_t$	0,150	
2.5 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	$\mu_c$	0,150	
2.6 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	$\mu_q$	0,200	
2.7 Uvažovat přídavná ohybová napětí		Ne	
2.8 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	$\delta$	0,100	[°]
2.9 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje		Ano	
2.10 Provozní změna teploty šroubu	$\Delta T_b$	50,0	[° C]
2.11 Provozní změna teploty spojovaných částí	$\Delta T_m$	50,0	[° C]
2.12 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje		Ne	
2.13 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje	$\Delta L$	0,1270	[mm]

3.1 Provedení spojovaných částí  
3.2 Počet sevřených částí  
3.3 Vnější průměr sevřených válcových částí  
3.4 Celková výška sevřených částí

B ... Válec  
i 3  
D<sub>A</sub> 22,000 [mm]  
L 150,000 [mm]

3.5

	L <sub>i</sub>	E	α	p <sub>D</sub>	Materiál
Část 1	62,500	65000	23,5	275	Hliníková slitina 6061-T6
Část 2	52,500	65000	23,5	275	Hliníková slitina 6061-T6
Část 3	35,000	65000	23,5	275	Hliníková slitina 6061-T6

4.2 **Materiál šroubu**  
4.3 Pevnostní třída šroubu  
4.4 Modul pružnosti v tahu  
4.5 Mez pevnosti v tahu  
4.6 Mez kluzu  
4.7 Součinitel tepelné roztažnosti  
4.8 Hustota  
4.9 **Parametry závitů**  
4.10 Typ závitů  
4.11 Velikost závitů  
4.12 Velký průměr závitů šroubu  
4.13 Rozteč závitů  
4.14 Malý průměr závitů šroubu  
4.15 Střední průměr závitů šroubu

SAE 5  
E 206000 [MPa]  
R<sub>m</sub> 827 [MPa]  
R<sub>e</sub>, R<sub>p0,2</sub> 634 [MPa]  
α 11,5 [10<sup>-6</sup>/°C]  
ρ 7830 [kg/m<sup>3</sup>]

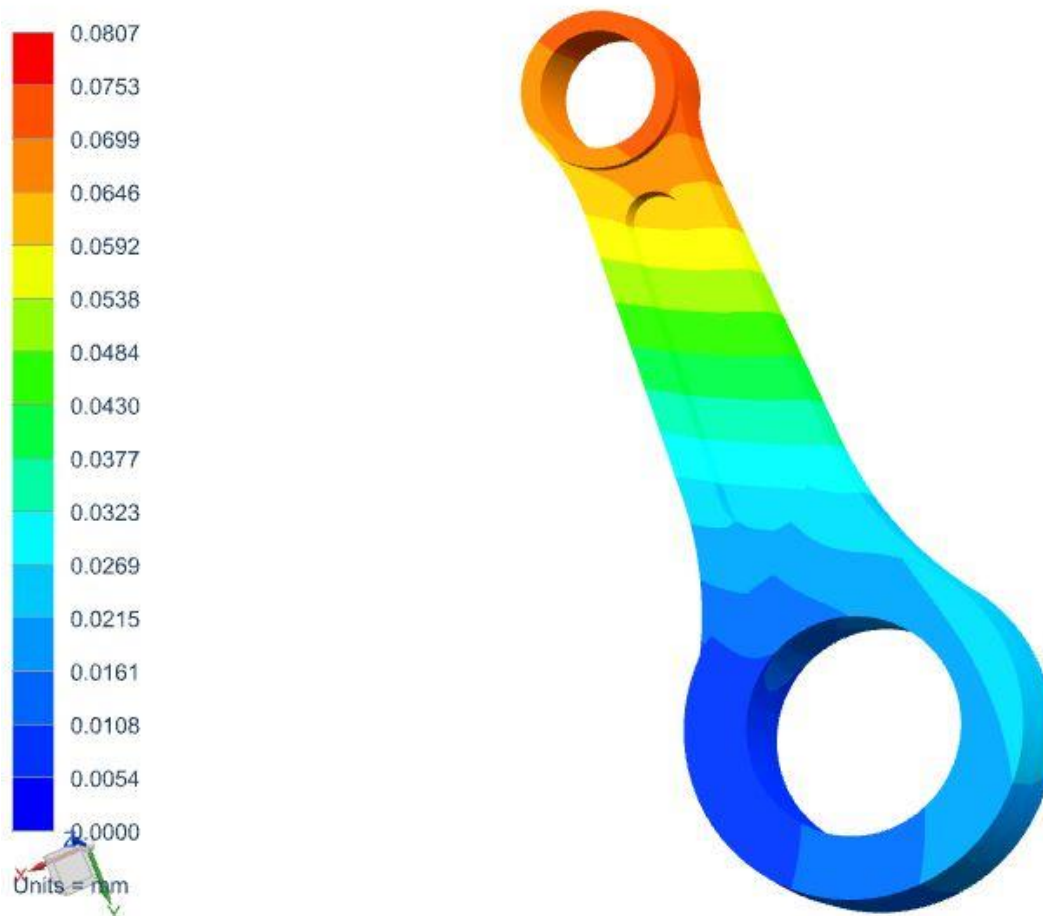
Metrický závit - hrubý  
M10 **Návrh**  
d 10,0000 [mm]  
p 1,5000 [mm]  
d<sub>f</sub> 8,1600 [mm]  
d<sub>m</sub> 9,0260 [mm]

5.0 <input checked="" type="checkbox"/> Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.				
<b>5.1 Konstanty tuhosti spoje</b>				
5.2	Tuhost spojovacího šroubu	$C_b$	76140,11	[N/mm]
5.3	Tuhost sevřených částí	$C_m$	121849,6	[N/mm]
5.4	Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje	$C_1$	58014,39	[N/mm]
5.5	Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje	$C_2$	243699,2	[N/mm]
<b>5.6 Montážní předpětí šroubového spoje</b>				
5.7	Maximální osová složka provozní síly	$F_a$	7392,4	[N]
5.8	Maximální radiální složka provozní síly	$F_r$	0	[N]
5.9	Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	$F_{cmin}$	0	[N]
5.10	Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	$\Delta F_1$	1421,43	[N]
5.11	Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	$\Delta F_2$	5970,97	[N]
5.12	Montážní předpětí spoje	$F_0$	12843,0	[N]
5.13	Utahovací moment	$M$	24,62	[Nm]
<b>6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje</b>				
6.2	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	$\sigma$	353,41	[MPa]
6.3	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	$\tau$	111,11	[MPa]
6.4	Přídavné ohybové napětí	$\sigma_b$	0,00	[MPa]
6.5	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	$\sigma_{red}$	402,41	[MPa]
6.6	Mez kluzu materiálu šroubu	$R_e$	634	[MPa]
6.7	Bezpečnost na mezi kluzu	$n$	1,58	
<b>6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu</b>				
6.9	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	$p$	161,45	[MPa]
6.10	Dovolený tlak v krajní sevřené části	$p_D$	275	[MPa]

## 4. MKP ojnice

### Deformace ojnice při expanzi – řešení pomocí kontaktu

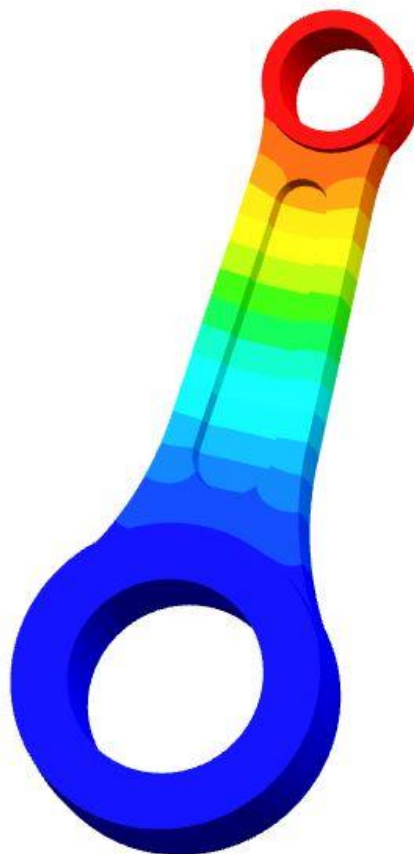
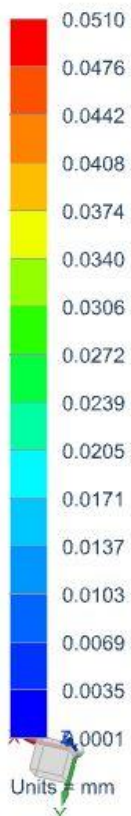
klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0807, Units = mm





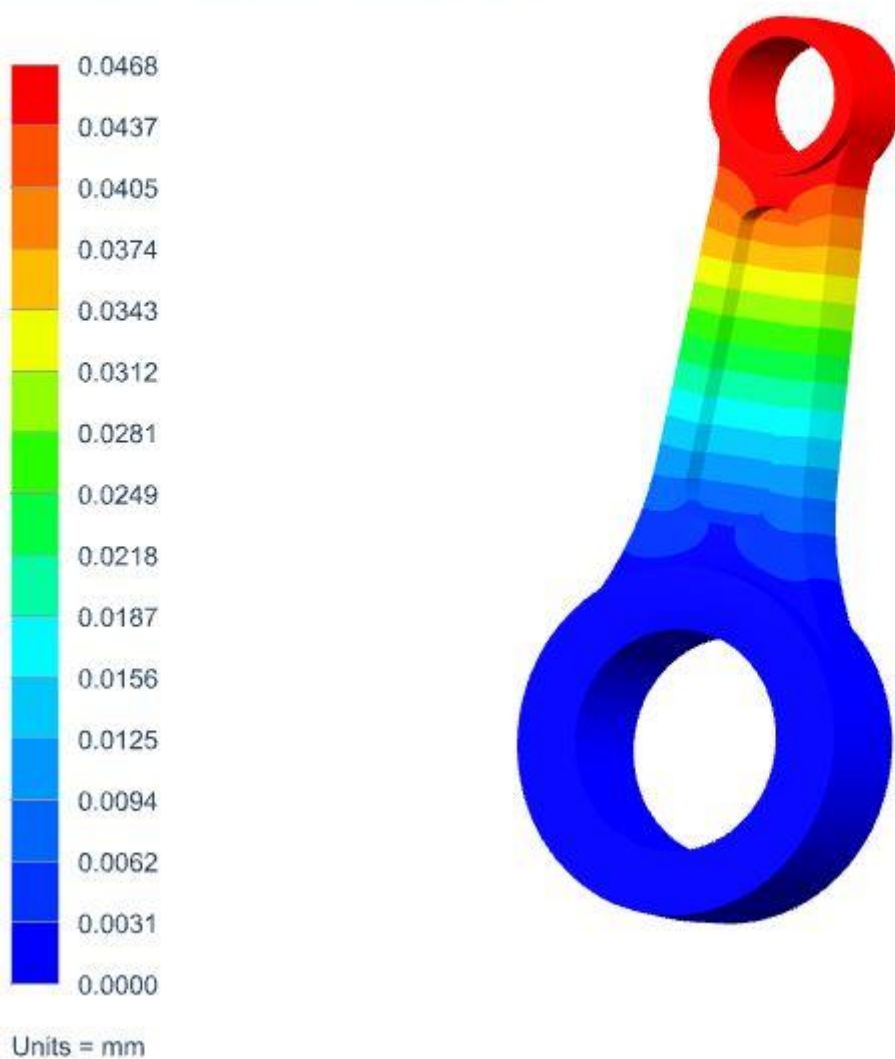
## Deformace ojnice při expanzi – řešení pomocí gluingu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0515, Units = mm



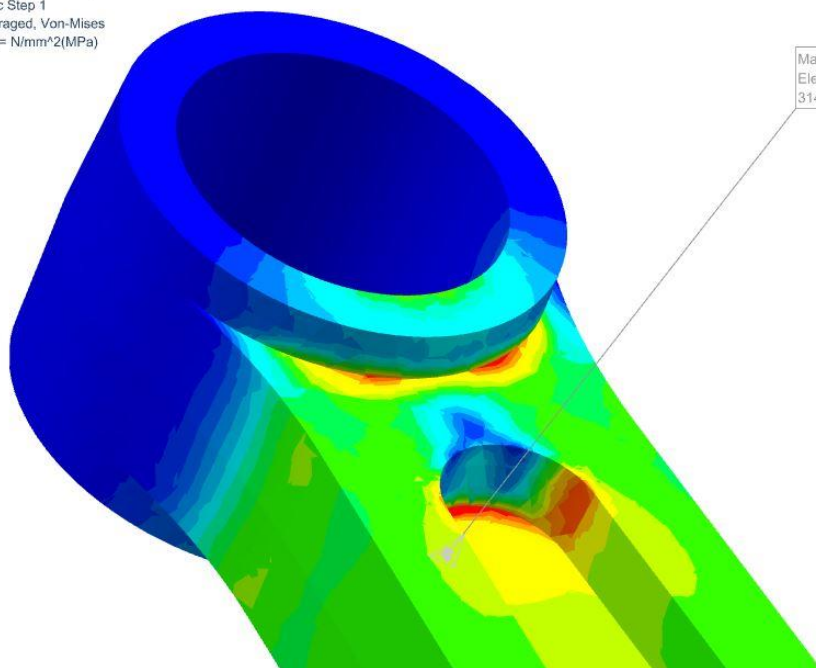
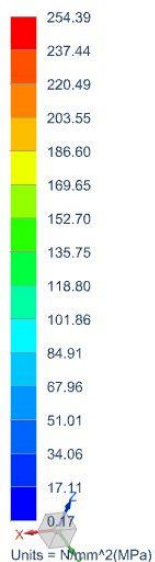
## Deformace ojnice při expanzi – řešení pomocí rigidů

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Rigidy Result  
Pistni\_cep, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0468, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



## Detail napětí ojnice při expanzi – řešení pomocí kontaktu

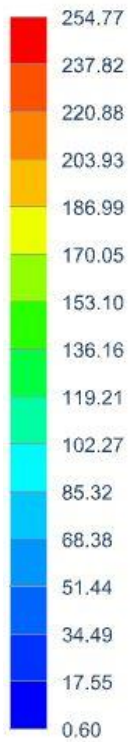
klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistní cep - contact Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.04, Max : 314.93, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



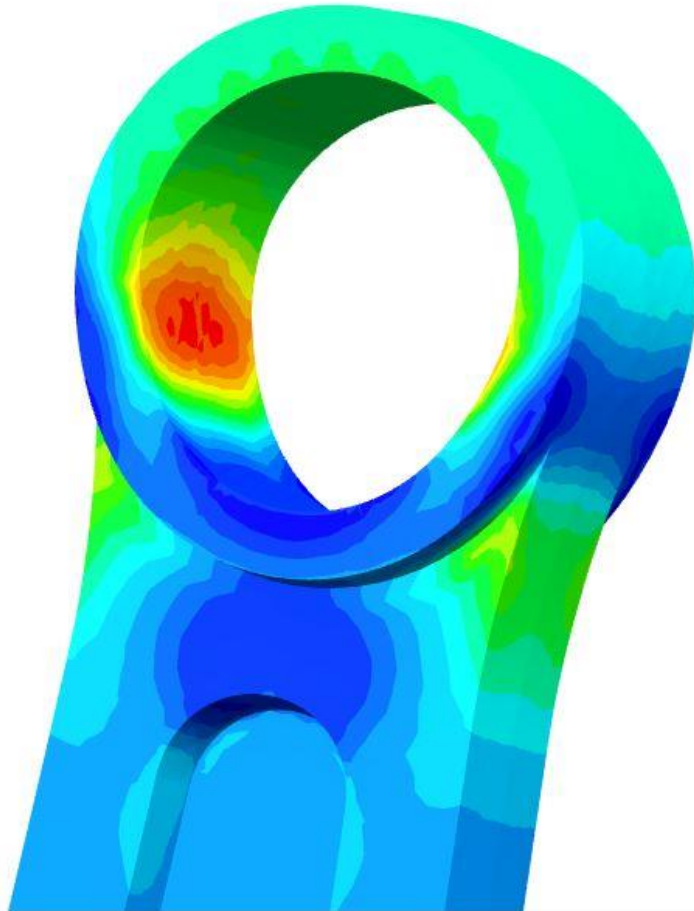
Maximum  
Element 49226, Node 139783  
314.935 N/mm<sup>2</sup>(MPa)

## Detail napětí ojnice při výfuku – řešení pomocí kontaktu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.52, Max : 254.77, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

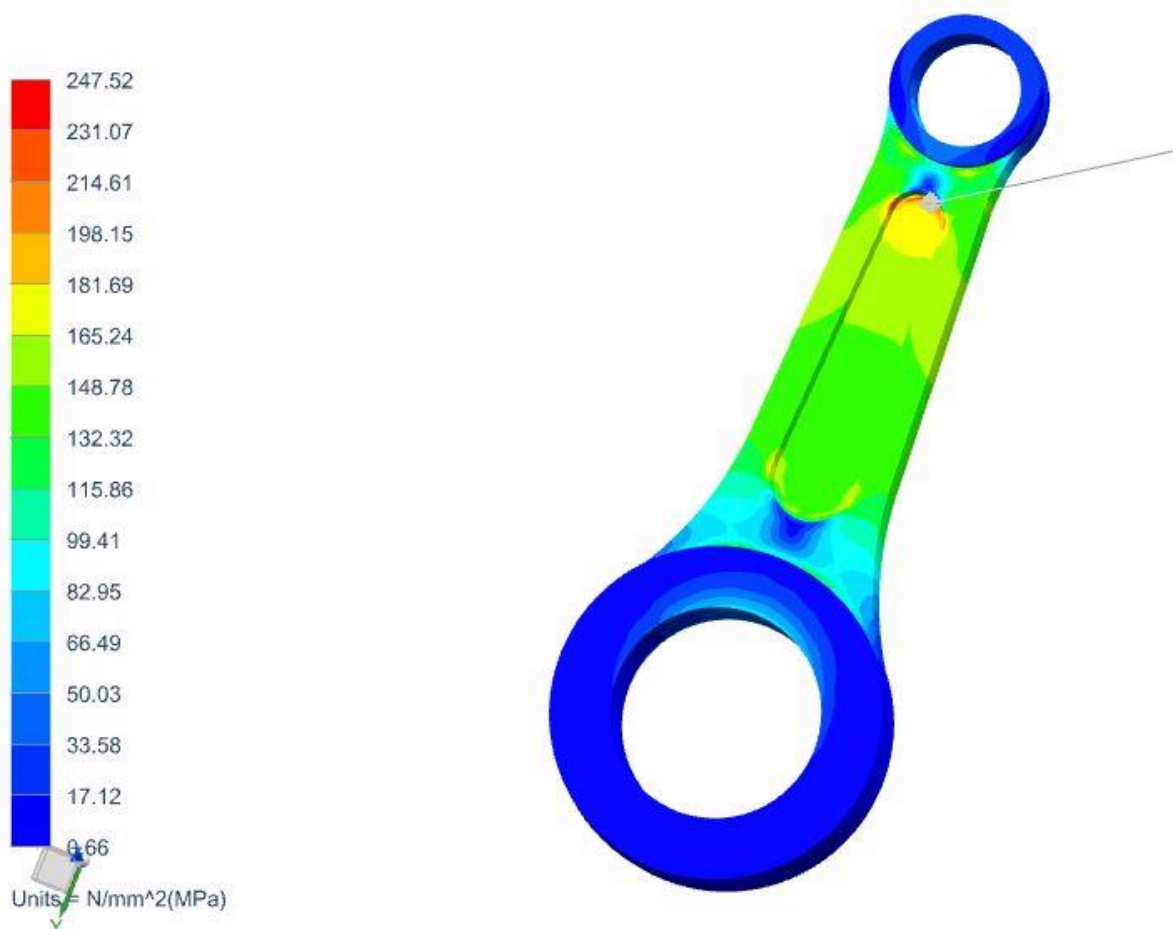


Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



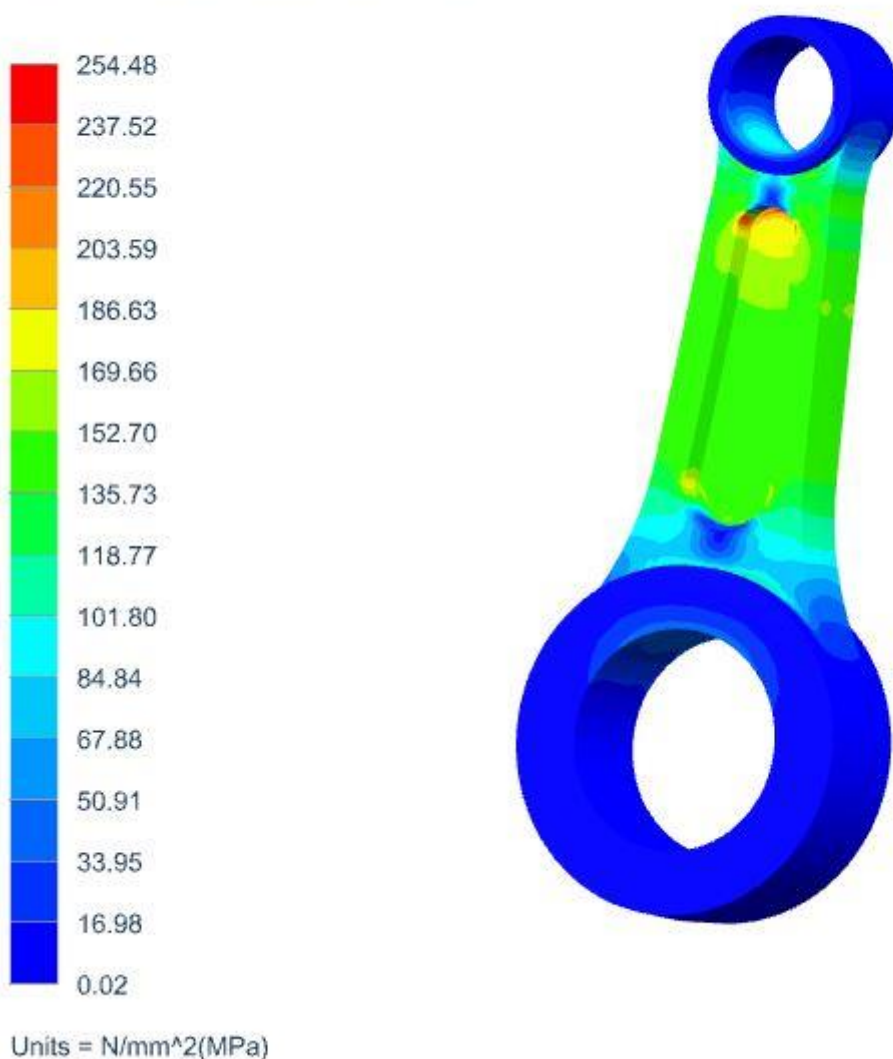
## Napětí ojnice při expanzi – řešení pomocí gluingu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.05, Max : 247.52, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



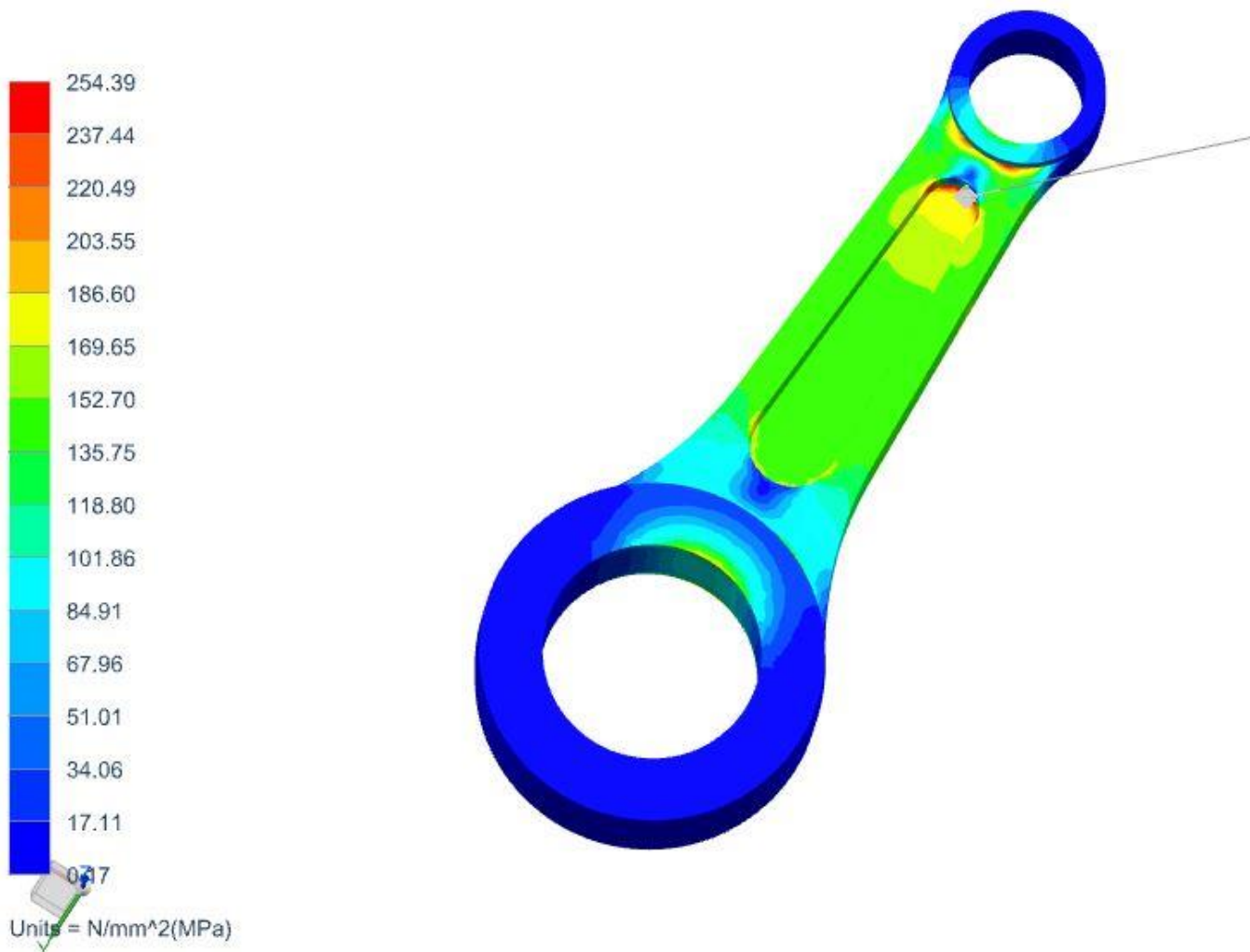
## Napětí ojnice při expanzi – řešení pomocí rigidů

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Rigidy Result  
Pistni\_cep, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.02, Max : 254.48, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



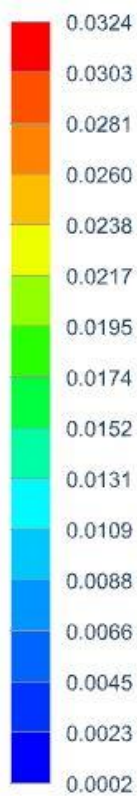
## Napětí ojnice při expanzi – řešení pomocí kontaktu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.04, Max : 314.93, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)

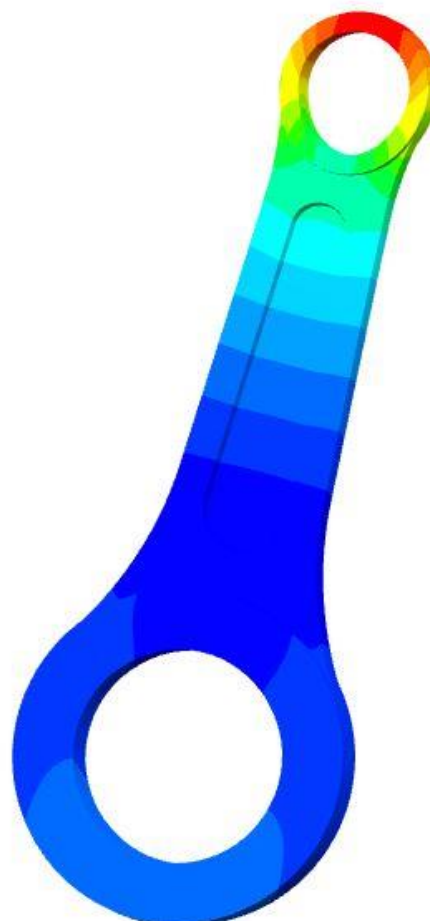


## Deformace ojnice při výfuku – řešení pomocí kontaktu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0344, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



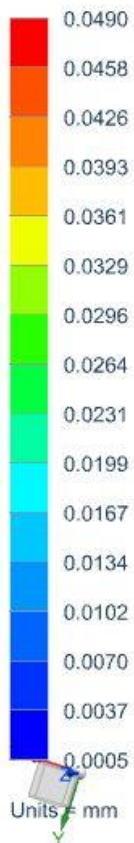
Units = mm





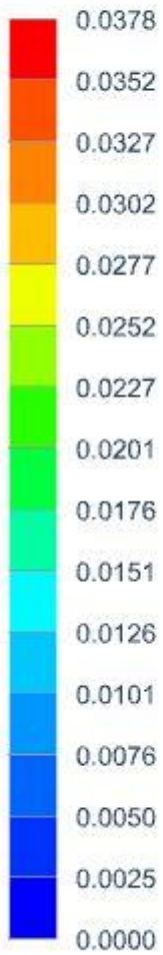
## Napětí ojnice při expanzi – řešení pomocí gluingu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Solution 1 Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0490, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

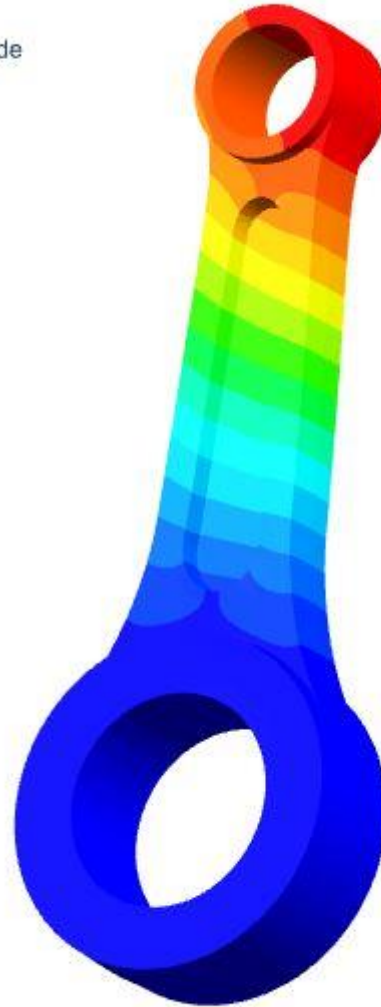


## Deformace ojnice při výfuku – řešení pomocí rigidů

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Rigidy Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.0000, Max : 0.0378, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

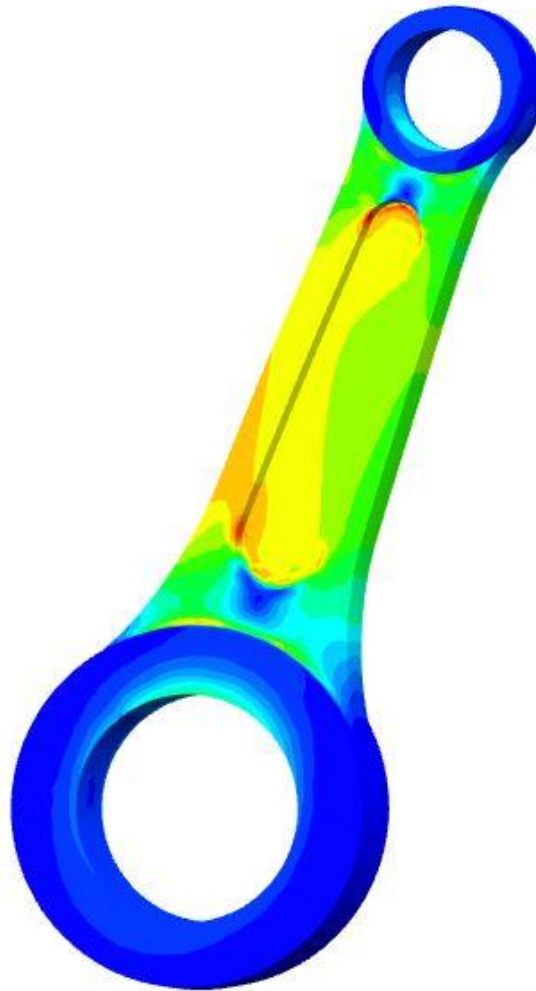
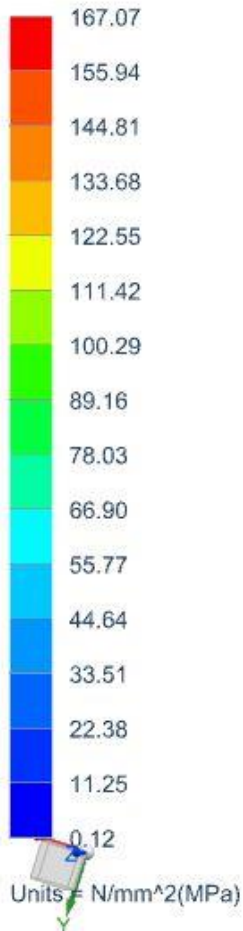


Units = mm



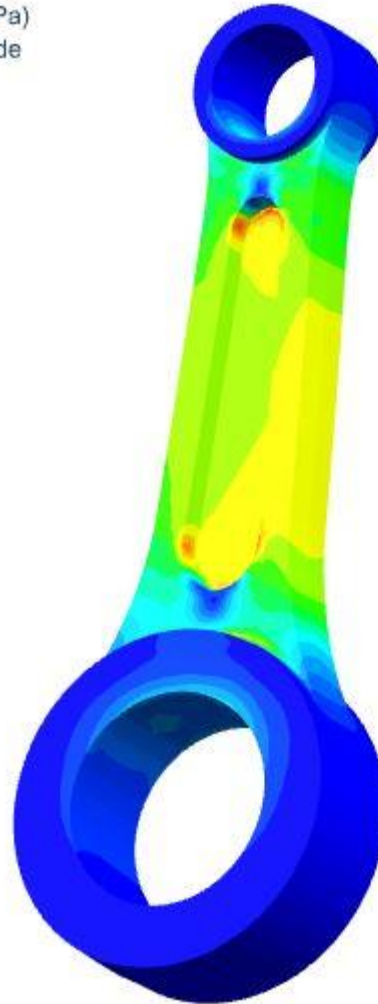
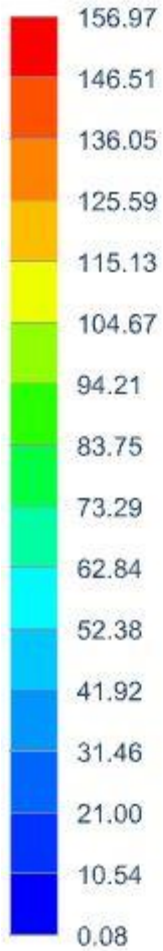
## Napětí ojnice při výfuku – řešení pomocí gluingu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Solution 1 Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.12, Max : 167.07, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



## Napětí ojnice při výfuku – řešení pomocí rigidů

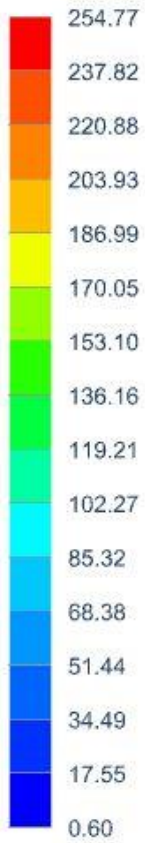
klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Rigidy Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.08, Max : 156.97, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)

## Napětí ojnice při výfuku – řešení pomocí kontaktu

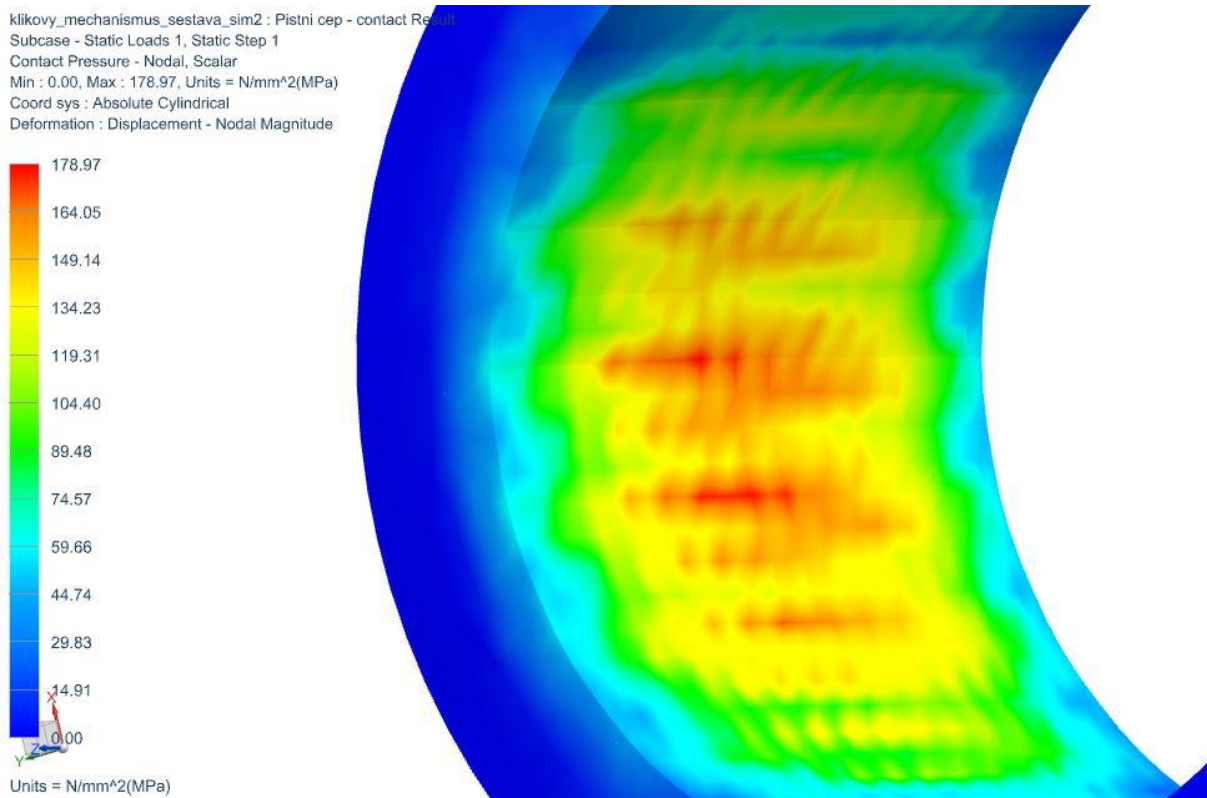
klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.52, Max : 254.77, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



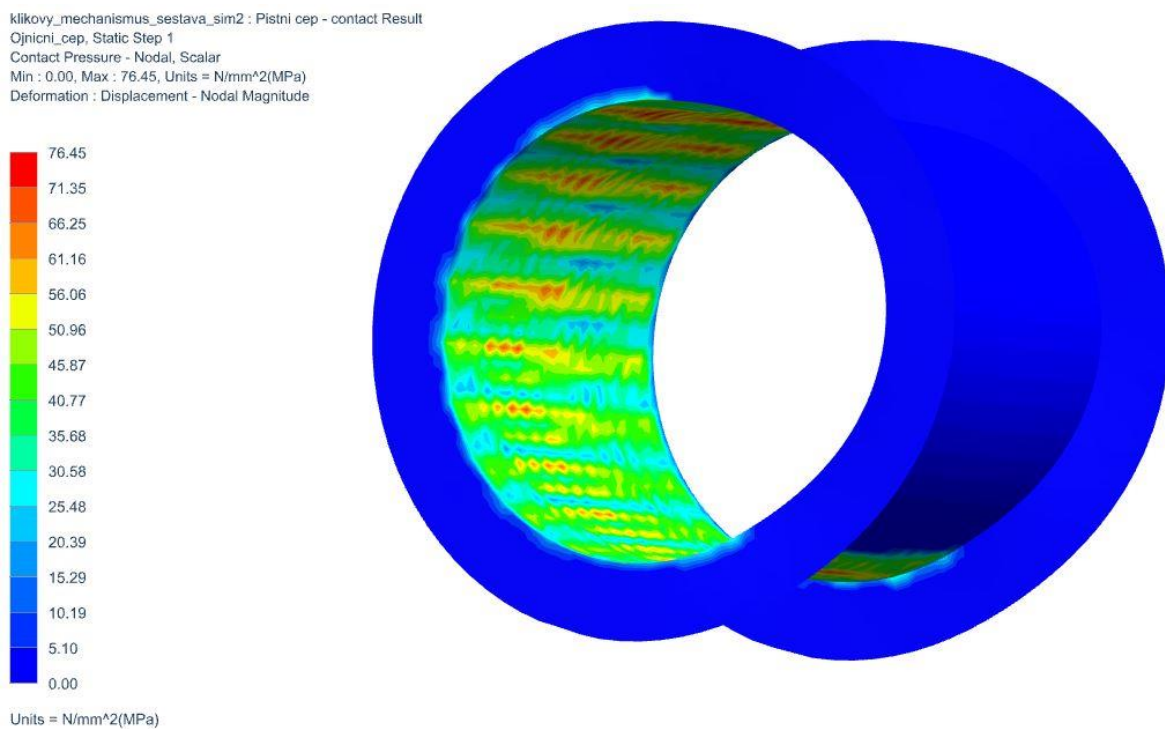
Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



## Kontaktní tlak na horní oko ojice při expanzi – řešení pomocí kontaktu

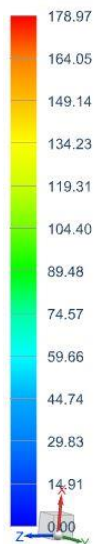


## Kontaktní tlak na horní oko ojice při výfuku – řešení pomocí kontaktu

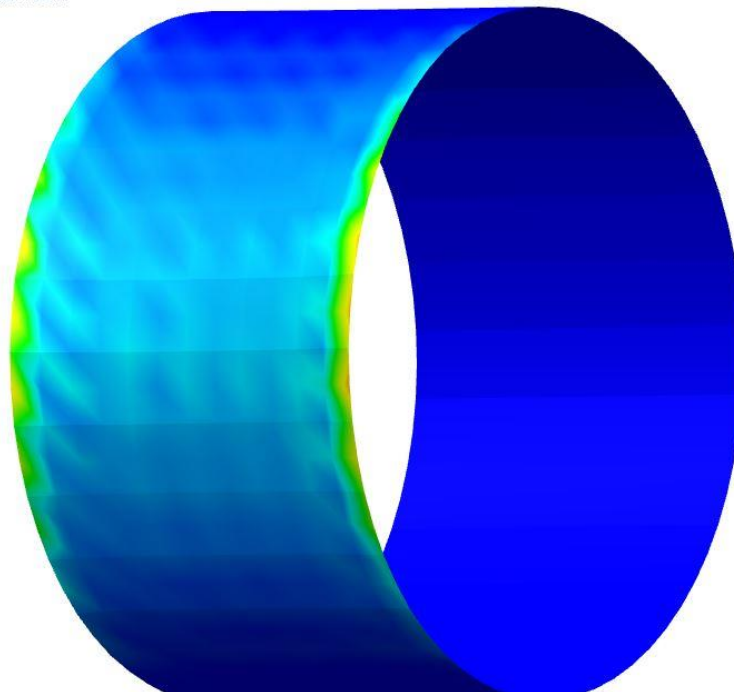


## Kontaktní tlak na spodní oko ojice při expanzi – řešení pomocí kontaktu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2: Pistni cep - contact Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Contact Pressure - Nodal, Scalar  
Min : 0.00, Max : 178.97, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Coord sys : Absolute Cylindrical  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

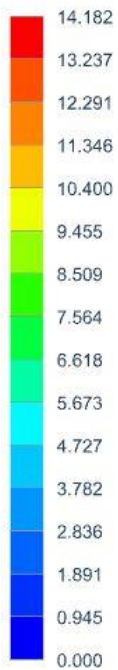


Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



## Kontaktní tlak na spodní oko ojice při výfuku – řešení pomocí kontaktu

klikovy\_mechanismus\_sestava\_sim2 : Pistni cep - contact Result  
Ojnicni\_cep, Static Step 1  
Contact Pressure - Nodal, Scalar  
Min : 0.00, Max : 76.45, Units = N/mm^2(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Units = N/mm^2(MPa)

