

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh jednoválcového čtyřdobého vznětového motocyklového motoru o
objemu cca 650ccm

Autor: **Matouš Slouka**
Vedoucí práce: **Ing. Petr Votápek Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Matouš SLOUKA**

Osobní číslo: **S17N0053P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Návrh jednoválcového čtyřdobého vznětového motocyklového motoru o objemu cca 650ccm**

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:

Navrhněte 3D koncept jednoválcového čtyřdobého, vznětového, kapalinou chlazeného motocyklového motoru 2xOHC o objemu cca 650ccm. Motor řešte pro cílový výkon cca 30 kW při otáčkách 4500 min⁻¹. Vypracujte konstrukční návrh klikového mechanismu, bloku a hlavy motoru v CAD. Ověřte vybrané části návrhu pevnostním výpočtem.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše obdobných motorů
2. Návrh variant
3. Zhodnocení a výběr optimálního řešení
4. Návrh motoru
5. Závěr

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

KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů. Díl 2.. Praha: SNTL, 1983*

KOLEKTIV AUTORŮ VÚNM *Naftové motory čtyřdobé. Praha: SNTL, 1962*


REICHERT, L. *Konstrukce a výpočet vozidlových spalovacích motorů. Praha: ČVUT, 1980*

KOVAŘÍK, L.; FERENCEY, V.; SKALSKÝ, R.; ČÁSTEK, L. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Praha: Naše vojsko, 1992*

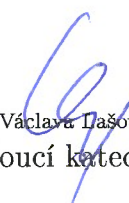
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Votápek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Molcar**
RICARDO Prague s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václava Tašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2018

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 chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Petru Votápkovi Ph.D. a konzultantovi Ing. Martinu Molcarovi za cenné profesionální rady, připomínky, metodické vedení práce a vstřícnost při konzultacích.

Dále všem, kteří se podíleli na realizaci a na závěr, děkuji své rodině za podporu během mého studia na vysoké škole.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Slouka	Jméno Matouš		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001-0 Dopravní a manipulační technika			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Votápek, Ph.D.	Jméno Petr		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Návrh jednoválcového čtyřdobého vznětového motocyklového motoru o objemu cca 650 ccm			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	124	TEXTOVÁ ČÁST	113	GRAFICKÁ ČÁST	11
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Předkládaná diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh jednoválcového čtyřdobého vznětového kapalinou chlazeného motocyklového motoru s rozvodem DOHC. Práce se zabývá vypracováním rešerše obdobných motorů, včetně ohlédnutí za historií dieselových motocyklů. Následně obsahuje možnosti a zhodnocení konstrukčních řešení jednotlivých součástí motoru. V další části práce jsou zvoleny rozměry a proveden 1D model spalovacího motoru. Poté následuje konstrukční zpracování a výpočtová část.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	vznětový, motocyklový, jednoválec, motor, DOHC, konstrukční návrh

SUMMARY OF DIMPLOTA THESIS

AUTHOR	Surname Slouka	Name Matouš	
FIELD OF STUDY	2301T001-0 Transport and handling machinery		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Votápek, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZCU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a single cylinder four-stroke diesel engine with a volume 650 ccm		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	124	TEXT PART	113	GRAPHICAL PART	11
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma thesis solves design of single cylinder diesel motorcycle engine with liquid cooling and DOHC valve train. The thesis describes summary of similiar engines their history and motorcycles where they were or are used. Next some of main engine part contains description and evaluation of conctruction possibilities. In the rest of the work are chosen dimensions, is created 1D model of solved diesel engine and conctruction design with numerical analysis.
KEY WORDS	Diesel, engine, motorcycle, single cylinder, DOHC, construction design

Obsah

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	12
Seznam grafů.....	13
Seznam použitých zkratk a symbolů	14
Úvod.....	17
1 Historie dieselových motocyklů.....	18
1.1 The Sidney Diesel Norton	18
1.2 Royal Enfield Taurus	19
2 Obdobné motory.....	20
2.1 M1030M1 – HDT.....	20
2.2 Sommer diesel 516.....	23
2.3 Lombardini 15LD500.....	26
3 Varianty konstrukčních řešení.....	28
3.1 Klikový hřídel	28
3.2 Ojnice	30
3.3 Volba spalovacího prostoru.....	31
3.4 Píst.....	33
3.5 Uspořádání ventilů v hlavě válce	35
4 Návrh základních rozměrů	37
4.1 Základní požadavky navrhovaného motoru	37
4.2 Stanovení základních rozměrů	37
5 Termodynamický model	44
5.1 Válec.....	45
5.2 Steady State Test Data.....	47
5.3 Sací trakt.....	48
5.4 Výfukový trakt	48
5.5 Palivová nádrž.....	49
5.6 Lotus Simulation Parametric/Optimizer Tool	50
5.7 Výsledné hodnoty.....	53
6 Konstrukční návrh motoru	56
6.1 Klikový mechanismus	56
6.2 Rozvodový mechanismus.....	65
6.3 Pevné části motoru	73

6.4 Kompletní sestava motoru.....	89
7 Výpočtová část	96
7.1 Vyvážení klikového mechanismu	96
7.2 Šrouby hlavy válců.....	100
7.3 Simulace zatížení ojnice pomocí MKP	102
7.4 Simulace zatížení pístu pomocí MKP	106
7.5 Simulace zatížení pístního čepu pomocí MKP	108
Závěr.....	110
Seznam použité literatury a informačních zdrojů.....	111
Seznam příloh.....	113

Seznam obrázků

Obr. 1 – The Sidney Diesel Norton.....	18
Obr. 2 – Royal Enfield Taurus	19
Obr. 3 – Motocykl M1030M1	20
Obr. 4 – Motor HDT 611ccm.....	21
Obr. 5 – Sommer Diesel 516.....	23
Obr. 6 – HATZ 1B50 v rámu motocyklu Sommer Diesel 516.....	24
Obr. 7 – Single camshaft systém.....	25
Obr. 8 – Lombardini 15LD500	26
Obr. 9 – Dělený klikový hřídel	28
Obr. 10 – Nedělený klikový hřídel.....	29
Obr. 11 – Ojnice s I profilem	30
Obr. 12 – Ojnice s H profilem.....	30
Obr. 13 – Píst se spalovacím prostorem Heron	31
Obr. 14 – Komůrkový spalovací prostor.....	32
Obr. 15 – Píst z hliníkové slitiny.....	33
Obr. 16 – Ocelový píst	34
Obr. 17 – První varianta ventilového uspořádání.....	35
Obr. 18 – Druhá varianta ventilového uspořádání.....	35
Obr. 19 – Rozměry klikového hřídele	38
Obr. 20 – Rozměry pístního čepu.....	39
Obr. 21 – Rozměry ojnice	40
Obr. 22 – Rozměry pístu	41
Obr. 23 – Schematický model motoru v Lotus Engine Simulator.....	44
Obr. 24 – Nastavení válce v Lotus Engine Simulator	46
Obr. 25 – Schéma sacího traktu v Lotus Engine Simulator.....	48
Obr. 26 – Schéma výfukového traktu v Lotus Engine Simulator.....	49
Obr. 27 – Nastavení palivové nádrže v Lotus Engine Simulator	49
Obr. 28 – Schéma klikového mechanismu	53
Obr. 29 – Sestava klikového mechanismu	56
Obr. 30 – Klikový hřídel	57
Obr. 31 – Klikový hřídel s mazací drážkou.....	57
Obr. 32 – Vyvažovací hřídel	58
Obr. 33 – Kluzná ložiska klikového a vyvažovacího hřídele.....	59
Obr. 34 – Ojnice.....	60
Obr. 35 – Pístní čep.....	61
Obr. 36 – Uložení pístního čepu.....	61
Obr. 37 – Píst z hliníkové slitiny.....	62
Obr. 38 – Kompresní prostor	63
Obr. 39 – Objem kompresního prostoru.....	63
Obr. 40 – Pístní kroužky	64
Obr. 41 – Rozvodový mechanismus	65
Obr. 42 – Ventily (sací žlutý, výfukový červený).....	66
Obr. 43 – Sedla ventilů (vlevo sací, vpravo výfukové).....	67
Obr. 44 – Vodítko ventilu (šedé) s těsněním (červené).....	67
Obr. 45 – Pružina ventilu s příslušenstvím v řezu.....	68
Obr. 46 – Zámky ventilu	68
Obr. 47 – Vačkové hřídele	69
Obr. 48 – Vahadla s uložením.....	70
Obr. 49 – Rozvodový řetěz s koly, napínací a vodící lištou.....	71
Obr. 50 – Postavení dekompresoru v nízkých otáčkách.....	72
Obr. 51 – Postavení dekompresoru při dosažení minimálních otáček.....	72
Obr. 52 – Tvar sacích kanálů	73
Obr. 53 – Tvar výfukových kanálů	74
Obr. 54 – Půdorys sacích a výfukových kanálů v hlavě.....	74
Obr. 55 – Jádru chladič kapaliny.....	75
Obr. 56 – Jádru chladič kapaliny – řez v rovině žhavicí svíčky.....	75
Obr. 57 – Hlava válce	76

Obr. 58 – Hlava válce – řez v rovině žhavicí svíčky.....	76
Obr. 59 – Těsnění pod hlavu	77
Obr. 60 – Uložení vačkových hřídelí	77
Obr. 61 – Víko hlavy.....	78
Obr. 62 – Těsnění víka hlavy	78
Obr. 63 – Kryt rozvodů	79
Obr. 64 – Šroub hlavy válce.....	80
Obr. 65 – Válec	80
Obr. 66 – Mokrý vložka válce (vlevo), vložka zalisovaná ve válci (vpravo)	81
Obr. 67 – Levý karter (vlevo pohled z vnější strany motoru, vpravo zevnitř motoru).....	82
Obr. 68 – Pravý karter (vlevo pohled zevnitř motoru, vpravo z vnější strany motoru).....	83
Obr. 69 – Víko levého karteru (víko magnetu)	83
Obr. 70 – Víko pravého karteru (víko spojky) s přírubou pro čerpadlo chladicí kapaliny.....	84
Obr. 71 – Papírová těsnění motoru.....	84
Obr. 72 – Rozvod oleje v pravém víku + olejové čerpadlo, sítko a filtr	85
Obr. 73 – Rozvod oleje v pravém karteru	86
Obr. 74 – Rozvod oleje v levém karteru	87
Obr. 75 – Rozvod oleje v hlavě.....	88
Obr. 76 – Kompletní sestava motoru, pohled zleva zepředu (vlevo) a zprava zezadu (vpravo)	89
Obr. 77 – Pohled pod víko magnetu	89
Obr. 78 – Pohled na motor po demontáži magnetu, startéru a vloženého kola	90
Obr. 79 – Sestava bloku – pohled zprava zepředu	91
Obr. 80 – Pohled na blok motoru po demontáži víka spojky	92
Obr. 81 – Pohled na zakrytovanou hlavu s namontovaným vstřikovačem.....	93
Obr. 82 – Pohled na uspořádání součástí v hlavě.....	93
Obr. 83 – Pohled shora na uspořádání hlavy.....	94
Obr. 84 – Pohled do výfukových kanálů (vlevo), pohled do sacích kanálů (vpravo)	94
Obr. 85 – Řez hlavou v rovině ventilů (vlevo sání, vpravo výfuk)	95
Obr. 86 – Řez hlavou v rovině vstřikovače	95
Obr. 87 – Schéma rozkladu sil	102
Obr. 88 – 3D model ojnice (vlevo) a nasíťovaný model s okrajovými podmínkami pro výpočet (vpravo).....	104
Obr. 89 – Výsledná napětí v ojnici.....	105
Obr. 90 – Výsledná celková posunutí	105
Obr. 91 – 3D model (vlevo) a výpočtový model (vpravo) pístu	106
Obr. 92 – Výsledná napětí v pístu	107
Obr. 93 – Výsledná napětí v pístu – pohled zesponu	107
Obr. 94 – 3D model (vlevo) a výpočtový model (vpravo) pístního čepu.....	108
Obr. 95 – Výsledná napětí na vnějším povrchu pístního čepu	109
Obr. 96 – Výsledná napětí na povrchu otvoru v pístním čepu	109

Seznam tabulek

Tab. 1 – Průměry, průřezy a rychlosti v sacím traktu	42
Tab. 2 – Průměry, průřezy a rychlosti ve výfukovém traktu.....	43
Tab. 3 – Parametry součástí pro výpočet vyvažovacího mechanismu	96
Tab. 4 – Parametry vývažků klikového hřídele.....	98
Tab. 5 – Parametry vývažků vyvažovacího hřídele.....	98
Tab. 6 – Parametry pro výpočet	100

Seznam grafů

Graf 1 – Hodnoty úhlu počátku hoření, délky hoření a A/F poměru v závislosti na otáčkách motoru	47
Graf 2 – Graf efektivity plnění válce v závislosti na časování sacích ventilů	51
Graf 3 – Graf průběhu krouticího momentu v závislosti na časování výfukových ventilů	52
Graf 4 – Indikátorový p- α diagram	53
Graf 5 – p-V diagram	54
Graf 6 – Graf výsledné charakteristiky motoru	55
Graf 7 – Průběh síly od posuvných hmot	97
Graf 8 – Průběh sil klikového mechanismu v ose válce	99
Graf 9 – Průběh sil klikového mechanismu kolmo na osu válce	99

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Jednotky
a	zrychlení	ms^{-2}
a_{hor}	vzdálenost horního oka od těžiště ojnice	mm
a_{spod}	vzdálenost spodního oka od těžiště ojnice	mm
c_s	střední pístová rychlost	ms^{-1}
b	šířka ramene klikového hřídele	mm
b_1	šířka spodního ojničního oka	mm
b_2	střední šířka horního ojničního oka	mm
d	vnější průměr pístního čepu	mm
d_d	průměr díry pro šroub	mm
d_h	průměr hlavy šroubu	mm
d_1	vnitřní průměr pístního čepu	mm
D	vrtání válce	mm
D_h	průměr hlavního klikového čepu	mm
D_k	průměr ojničního čepu klikového hřídele	mm
D_{ss}	střední průměr sacího sedla	mm
$DÚ$	dolní úvrat'	-
D_{vs}	střední průměr výfukového sedla	mm
E_{al}	modul pružnosti v tahu pro hliník	MPa
E_{st}	modul pružnosti v tahu pro ocel	MPa
f	vzdálenost prvního píst. kr. od dna pístu	mm
F_{max}	největší síla vyvozená spalováním směsi	N
F_{mp}	setrvačná síla od posuvných hmot	N
F_n	síla působící kolmo na stěnu válce	N
F_{oj}	síla působící v ose ojnice	N
$F_{ojš}$	předepínací síla ojničního šroubu	N
F_{pb}	síla působící v hlavě, válci a karterech	N
F_{pos}	síla vzniklá setrvačností posuvných hmot	N
F_{rk}	síla vyvozená rotačním pohybem ramen a oj. čepu kl. hř.	N
F_{roj}	síla vyvozená rotačním pohybem rotační hmoty ojnice	N
F_{smax}	největší síla působící ve šroubu	N
F_{ξ}	síla působící na jeden šroub	N
$F_{\text{šp}}$	předepínací síla šroubu	N

F_v	rozdíl sil F_{max} a F_{mp}	N
F_{vk}	síla vyvozená rotačním pohybem vývažků kl. hř.	N
F_{vv}	síla vyvozená rotačním pohybem vývažků vyv. hř	N
$F_{výsl_X}$	výslednice složek sil v ose kolmé na osu válce	N
$F_{výsl_Y}$	výslednice složek sil působících v ose válce	N
F_x	síla kolmá na osu válce	N
F_y	síla v ose válce	N
g	šířka můstku mezi 2. a 3. pístním kroužkem	mm
h	šířka můstku mezi 1. a 2. pístním kroužkem	mm
HÚ	horní úvat'	-
i_s	počet šroubů	-
k	bezpečnost	-
k_b	tuhost hlavy, válce a karterů	Nmm^{-1}
k_{hl}	bezpečnost proti odlehnutí hlavy od válce	-
$k_{ojš}$	bezpečnost proti odlehnutí spodního dílu ojnice	-
k_s	tuhost šroubu	Nmm^{-1}
k_{sd}	tuhost dřívku šroubu	Nmm^{-1}
k_{sz}	tuhost závitu šroubu	Nmm^{-1}
L	délka pístního čepu	mm
L_{oj}	vzdálenost os ojnicích ok (délka ojnice)	mm
L_1	kompresní výška pístu	mm
l_b	délka šroubu	mm
l_d	délka dřívku	mm
l_h	šířka hlavního klikového čepu	mm
l_k	šířka ojnicního čepu klikového hřídele	mm
l_z	délka závitu	mm
m_{ojc}	hmotnost ojnice s příslušenstvím	kg
m_{ojpos}	hmotnost posuvných částí ojnice	kg
m_{ojrot}	hmotnost rotační částí ojnice	kg
m_{pic}	hmotnost pístu s příslušenstvím	kg
m_{pos}	celková hmotnost posuvných hmot	kg
m_{rk}	hmotnost ramen a oj. čepu kl. hřídele	kg
m_{vk}	hmotnost obou vývažků klikového hřídele	kg
m_{vv}	hmotnost obou vývažků na vyvažovacím hřídeli	kg

n_{\max}	maximální otáčky motoru	ot/min
n_{kl}	otáčky klikového hřídele	ot/min
P_{\max}	největší tlak ve válci při spalování směsi	MPa
r_{rk}	vzdálenost těžiště hmoty mrk od osy rotace	mm
r_{vk}	vzdálenost těžiště vývažků kl. hř. od osy rotace	mm
r_{vv}	vzdálenost těžiště vývažků vyv. hř. od osy rotace	mm
R	poloměr klikového hřídele	mm
s	tloušťka dna pístu	mm
S_d	plocha průřezu dřívku	mm ²
S_{ss}	střední průřez sedla sání	mm ²
S_v	plocha průřezu válce	mm ²
S_{zmin}	plocha průřezu jádra závitů	mm ²
v_{ss}	rychlost proudění ve středním pr. sedla sacího ventilu	ms ⁻¹
v_{vs}	rychlost proudění ve stř. pr. sedla výfukového ventilu	ms ⁻¹
V_c	celkový objem válce	mm ³
V_k	objem kompresního prostoru	mm ³
V_z	zdvihový objem válce	mm ³
x	vzdálenost pístu od horní úvratě	mm
Z	zdvih pístu	mm
Z_{sv}	zdvih sacích ventilů	mm
Z_{vv}	zdvih výfukových ventilů	mm
α	úhel pootočení kliky od horní úvratě	°
β	úhel mezi svislou osou ojnice a osou válce	°
σ_{DO}	dovolené napětí v tahu	MPa
σ_{\max}	největší napětí	MPa
ξ	zdvihový poměr	-
λ	poměr L/R	-
ω	úhlová rychlost	rad/s

Úvod

Spalovací motory jsou nejrozšířenějším pohonným agregátem dopravních prostředků dnešní doby, ať už se jedná o automobily, motocykly, letadla, lodě či vlaky. Pro každý dopravní prostředek se využívají spalovací motory různé konstrukce, které spalují různé druhy paliv, podle jejich potřeb výkonových, rozměrových či ekonomických.

Tato diplomová práce se bude zabývat konstrukčním návrhem čtyřdobého, vznětového, kapalinou chlazeného jednoválce určeného pro zástavbu do motocyklu. Je to téma vcelku neobvyklé, avšak v minulosti se již pár naftových exemplářů mezi motocykly objevilo. V některých případech se jednalo o díla kutilů, kteří své stroje vytvářeli v domácích podmínkách spíše pro potěšení a pro jejich výjimečnost, ale objevily se i kusy vyráběné v sériích. Takovým případem jsou například Indové, kteří pod Britskou značkou Royal Enfield vytvářeli dieselové motocykly s malým výkonem, ale také s velmi malou spotřebou. Dalším zástupcem je firma Hayes Diesel Technology, která pro Americkou armádu vytvořila motocyklový motor schopný spalovat jak naftu, tak letecké palivo JP8.

V následující kapitole bude tedy letmý pohled za historií dieselových motocyklů, která započala přibližně v padesátých letech minulého století. Následně proběhne rešerše obdobných motorů, ze kterých byla částečně čerpána inspirace při tvorbě konstrukčního návrhu. Další část práce bude věnována rozboru konstrukčních řešení jednotlivých částí motoru, jejich vyhodnocení a zvolení použitých řešení. Poté budou předběžně určeny parametry motoru, ze kterých návrh vychází. Pátá kapitola popisuje tvorbu a výsledky 1D modelu, vytvořeném v programu Lotus Engine Simulator. V šesté kapitole bude kompletně rozebrán celý konstrukční návrh motoru. Každý díl bude popsán a vyobrazen. Na konci této kapitoly budou obrázky celé sestavy navrhnutého motoru. Poslední kapitola, sedmá, se zabývá výpočty. Je zde proveden rozbor a návrh vyvažovacího mechanismu motoru, analytický výpočet pevnostních šroubů hlavy motoru a MKP simulace zatížení pístu, ojnice a pístního čepu. Na konci bude vše shrnuto v závěru.

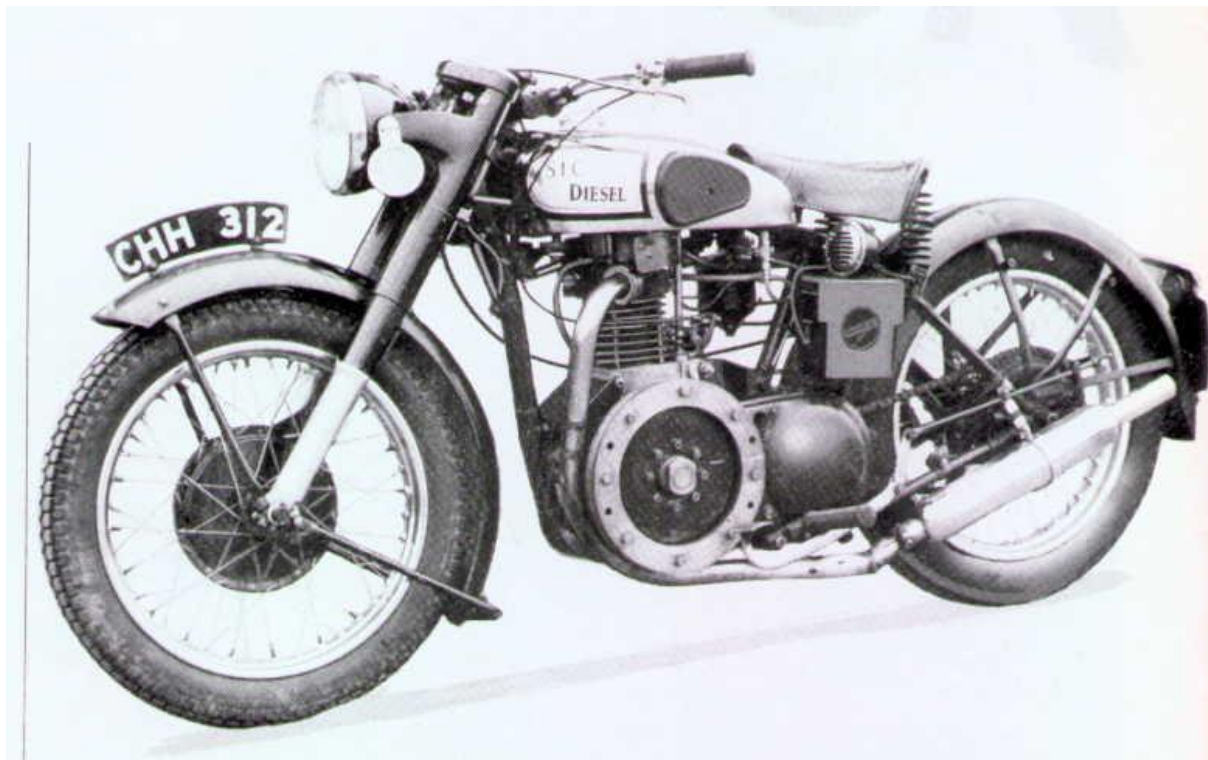
1 Historie dieselových motocyklů

1.1 The Sidney Diesel Norton

Motocykl The Sidney Diesel Norton vznikl v polovině padesátých let minulého století v Sussexu v Anglii a byl vyvinut Arthurem Alexandrem Sidneym. Jednalo se o tehdy revoluční, vysokootáčkový vznětový motor o objemu 500ccm, který byl vyroben převážně z hliníku. [1]

V roce 1956 na semináři v Saltdeanu v Brightonu se k Alexandrovi připojil jeho syn Artur Anthony Sidney a společně testovali jízdní vlastnosti dieselového motocyklu. Naměřený výkon se pohyboval mezi 10-14 koňskými silami při 4000 otáčkách za minutu. Stroj bylo možné nastartovat se zdvihnutými ventily, ale v chladných ranních hodinách bylo nutné roztlačování, či roztahování za autem. Maximální rychlost byla kolem 55mil/h (cca 90km/h) za použití standartní převodovky Norton. Překonávání kopců nebyl pro tento stroj problém, ale zrychlení bylo poměrně malé. Velký setrvačnick, který z motoru vyčníval, mohl být někdy nebezpečný, ale na druhou stranu nesl velké výhody při nastavování časování motoru. [1]

Motor samotný byl vyroben z hliníku kvůli lepšímu odvádění tepla a také úspoře hmotnosti. Jakákoli ztráta pevnosti s ohledem na vysoký kompresní poměr byla kompenzována použitím tažných ocelových tyčí, které vedly od hlavních ložisek až po hlavu válců. Palivo bylo vstříkováno přímo do spalovacího prostoru a tlak paliva byl vyráběn CAV čerpadlem s modifikovanou tryskou (aby bylo dosaženo optimálního rozstříku a správného spalování). Klikový hřídel byl mazán olejem pod tlakem a točil se v kluzných ložiskách z fosforových bronzů. Testování probíhalo na dynamometru Heenan & Fronda, přičemž byly vyrobeny pouze čtyři kusy tohoto výjimečného exempláře. [1]



Obr. 1 – The Sidney Diesel Norton [1]

1.2 Royal Enfield Taurus

Vše začalo, když pouliční mechanici namontovali průmyslový naftový motor do rámu tehdy vyráběných Bulletů. Toho využila Britská firma Royal Enfield a následně byl Royal Enfield v Indii jediným výrobcem, který v osmdesátých letech vyráběl naftový motocykl v masové výrobě. Výroba probíhala stejně (průmyslový motor se zabudoval do již vyráběného rámu) a firma tento stroj pojmenovala Taurus. Z důvodu vznikajících zákonů o znečištění však tento motocykl nebyl příliš dlouho vyráběn. [2]

Taurus byl posléze opět uveden na trh v roce 1993, navíc včetně elektrického startéru. Společnost Sooraj Automobiles se sídlem v Saharanpur vyrábí diesellové motocykly s převodovkou Royal Enfield spojenou s motorem Lombardini o objemu 325ccm i dnes. [2]

Motor disponuje výkonem 6,9 koňské síly při 3600ot/min a maximálním krouticím momentem 15Nm při 2500ot/min. Chlazení je zajištěno vzduchem. V hlavě jsou umístěny dva ventily a poměr vrtání x zdvih je 78,0x68,0mm. Převodovka je čtyřstupňová. [3][4]



Obr. 2 – Royal Enfield Taurus [3]

2 Obdobné motory

2.1 M1030M1 – HDT

2.1.1 Popis motocyklu M1030M1

Základ motocyklu M1030M1 vychází ze světově známé Kawasaki KLR650, ovšem je zde pár znatelných úprav. Na obrázku níže je již na první pohled na krytu nádrže vidět nápis JP8/DIESEL, který snad nelze přehlédnout. Z něj je zřejmě parné i laikovi, který o této motorce neví zhora nic, že bude něčím odlišná. [5][9]

Americká námořní pěchota vydala v roce 1997 prohlášení, ve kterém uvedla, že do roku 2005 veškerá vojenská technika bude používat pouze těžká paliva jako je nafta a letecké palivo JP8. Toto sjednocení paliv je z důvodu snížení nákladů na transport. Proběhla tedy výběrová řízení, ve kterých bylo osloveno mnoho dodavatelů. Většina z nich však projekty odmítla vytvářet, nebo přicházela s nesmýslnými koncepty. Výhercem se tak stala rodinná firma Hayes Diesel Technology, která vytvořila zcela nový motor schopný spalovat jak diesel, tak JP8. [7]

V květnu roku 2001 byl úspěšně dokončen a předveden první motocykl s označením M1030M1. Tento stroj překonal všechna očekávání a byl přijat s velkým ohlasem jak zpravodajských médií, tak potencionálních vojenských zákazníků. V září téhož roku bylo dodáno již devět motocyklů s tímto motorem. Následně byla podepsána další smlouva o výrobě 214 kusů, jejichž dodávka byla dokončena počátkem roku 2010. [7]



Obr. 3 – Motocykl M1030M1 [5]

2.1.2 Popis motoru HDT

Motor motocyklu HDT M1030M1 je založen na nejmodernější technologii automobilových vysokorychlostních dieselových motorů, která je vložena do kompletní pohonné jednotky vhodné velikosti pro instalaci v motocyklu endurového typu. Cílem je dosáhnout co nejvyššího výkonu a točivého momentu bez nutnosti přeplňování. Pro dosažení dobrého výkonu se používá moderní atmosféricky plněná čtyřventilová hlava válce v kombinaci s nepřímým vstřikovacím spalovacím systémem a přizpůsobivou charakteristikou vstřikování paliva. Nepřímé vstřikování také dává nižší spalovací tlaky, což umožňuje lehčí konstrukci, měkčí chod motoru a nízký počet pevných částic ve výfukových plynech. [10]

Motor má konvenční mechanický design optimalizovaný pro toto konkrétní použití. Lehké hliníkové komponenty poskytují minimální vibrace. Spolehlivost je zajištěna dobrou konstrukcí, vysoce účinnými materiály a pokročilými výrobními postupy. Záměrně bylo rozhodnuto o použití mechanicky řízeného vstřikování paliva pro současný motor s použitím účinného vstřikovacího čerpadla. V budoucnu elektronicky řízené vstřikování umožní další zvýšení výkonu. [10]

Výsledkem je jednoduchá, kompaktní, lehká pohonná jednotka s více než dvojnásobným výkonem konvenčních malých dieselových motorů. Použitelný rozsah otáček motoru je také mnohem větší než u jiných vznětových motorů. Špičkový výkon kolem 30koní je vyvíjen při 5700ot/min s využitelným výkonem až do výše 6000ot/min. To je kombinováno s vynikajícím točivým momentem již při nízkých otáčkách, což je výhodou pro vznětový motor. Motocykl má tak vynikající ovladatelnost s menší potřebou přeřazování. [10]



Obr. 4 – Motor HDT 611ccm [6]

2.1.3 Technické parametry motoru

typ:	čtyřtákní diesel
počet válců:	jeden
chlazení:	kapalinou
vstřikování:	nepřímé
vstřik. čerpadlo:	mechanické
rozvod:	DOHC, řetěz
počet ventilů:	čtyři
sání:	atmosférické
objem:	611ccm
vrtání x zdvih:	90x96mm
kompresní poměr:	20:1
výkon:	24kW při 5700ot/min
krouticí moment:	45Nm při 4200ot/min
převodovka:	5-ti rychlostní

[8][9]

2.2 Sommer diesel 516

2.2.1 Popis motocyklu Sommer diesel 516

Jedná se o motocykly Německé malosériové výroby firmy Sommer Motorradtechnik z Bergen-Geyern, která činní produkci 50 – 60 kusů ročně. Předchozí model s označením Sommer Diesel 462 byl vyráběn v letech 2002-2010. Těchto motocyklů firma vyprodukovala 310 kusů. Byl stavěn na rámu motocyklu Bullet od firmy Royal Enfield. Ta však produkci Bulletů ukončila a musel být vytvořen nový rám. [11]

V únoru roku 2011 proběhla zkušební jízda nového modelu s obchodním názvem Sommer Diesel 516. Jeho rám má zcela novou geometrii a je vyráběn v Německu, firmou Welte Rohrbiegetechnik zabývající se zpracováním bežešvých ocelových trubek. Další díly pro sestavu motocyklu si firma nechává vyrábět na zakázku a přibližně 70% dílů je z Německa. Výjimkou jsou například přední vidlice, přední brzdy, hliníkové nádrže a převodovky, které jsou původem z Indie, nebo disky kol a blatníky vyráběné v Itálii. Motor je taktéž Německé produkce firmy HATZ DIESEL sídlící v Ruhstorf an der Rott. [11][12]

Firma uvádí, že motocykl je postaven především pro požitok z jízdy, pohodlné a ekonomické cestování na dlouhé vzdálenosti. Výhodou je minimální spotřeba, dlouhá životnost a také fakt, že se jedná o jediný model, který firma vyrábí, takže náhradní díly budou neustále k dostání. Cílem bylo vytvořit motocykl nekonvenčního charakteru, ale osobitého stylu. Proto je zde použito minimální množství plastů. Hlavními materiály použitými při výrobě jsou ocel a hliník. [12][13]



Obr. 5 – Sommer Diesel 516 [14]

2.2.2 Popis motoru HATZ 1B50

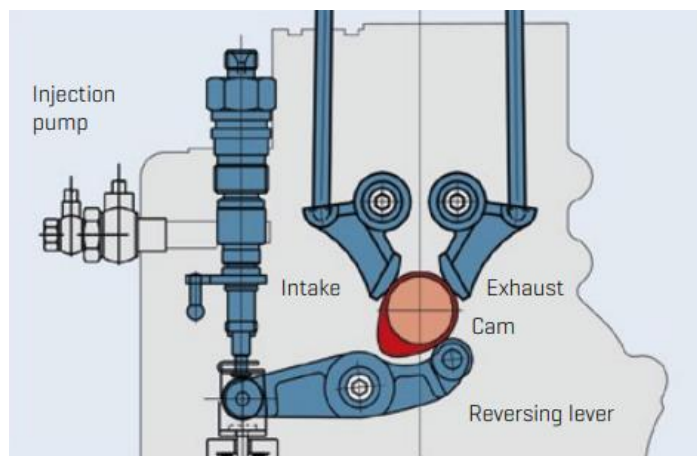
Motor HATZ 1B50 je produktem firmy HATZ DIESEL, která sídlí v Německu. Motor je primárně určen pro stacionární využití v průmyslových strojích nebo pro zástavbu do malých lodí. Jeho široké spektrum uplatnění je zajištěno velkým množstvím příslušenství, které lze dokoupit. Na motor lze namontovat šest různých typů výstupních hřídelí, elektrický startér na 12 nebo 24V nebo například balíček s optimalizovaným sacím a výfukovým traktem pro tišší chod motoru. [15]

Zabudování tohoto pohonného agregátu do rámu motocyklu se ukázalo jako velmi dobrý tah, neboť se motor vyznačuje malou hmotností, jednoduchou konstrukcí, nízkou spotřebou, velkou životností a také příznivými emisemi. [13]



Obr. 6 – HATZ 1B50 v rámu motocyklu Sommer Diesel 516 [13]

Konstrukční zajímavostí tohoto motoru je systém jednoho vačkového hřídele, který je umístěn ve spodní části motoru a pouze jednou vačkou ovládá jak vstřikovací čerpadlo, tak pohyb sacího a výfukového ventilu. Kromě toho je hřídel poháněn ozubeným kolem, které je zároveň součástí a pohonem olejového čerpadla. Tento konstrukční speciál si firma HATZ DIESEL nechala patentovat. [15]



Obr. 7 – Single camshaft systém [15]

2.2.3 Technické parametry motoru

typ:	čtyřtákní diesel
počet válců:	jeden
chlazení:	vzduchem
vstřikování:	přímé
vstřik. čerpadlo:	mechanické
rozvod:	OHV
počet ventilů:	dva
sání:	atmosférické
objem:	516ccm
vrtání x zdvih:	93x76mm
kompresní poměr:	20,5:1
výkon:	8,5kW při 3500ot/min
kroučící moment:	27,5Nm při 2000ot/min
převodovka:	4-ti rychlostní

[15]

2.3 Lombardini 15LD500

2.3.1 Popis motoru

Motor je vyráběn Italskou firmou Lombardini, která je na trhu již řadu let. Ve své nabídce má širokou škálu motorů, ze které lze vybírat. Jedná se o benzínové, naftové, kapalinou nebo vzduchem chlazené motory. [16]

Tento motor je dieselový, vzduchem chlazený jednoválec s přímým vstřikováním nafty, které zajišťuje mechanické čerpadlo. Blok a hlava válce je odlita z hliníkových slitin. Vložka válce je vyrobena z litiny. Start motoru je zajištěn buď ručně, nebo elektrickým startérem, který funguje na 12 a 24V. [17]

Motor má široké spektrum využití. Od víceúčelových malých vozítek, přes sekačky, mini-rypadla, betonové míchačky, vibrační desky a válce až po zvedací plošiny. [16][17]



Obr. 8 – Lombardini 15LD500 [19]

2.3.2 Technické parametry motoru

typ:	čtyřtákní diesel
počet válců:	jeden
chlazení:	vzduchem
vstřikování:	přímé
vstřik. čerpadlo:	mechanické
rozvod:	OHV
počet ventilů:	dva
sání:	atmosférické
objem:	505ccm
vrtání x zdvih:	87x85mm
kompresní poměr:	19:1
výkon:	8,8kW při 3600ot/min
kroučicí moment:	30Nm při 2200ot/min

[17][18]

3 Varianty konstrukčních řešení

3.1 Klikový hřídel

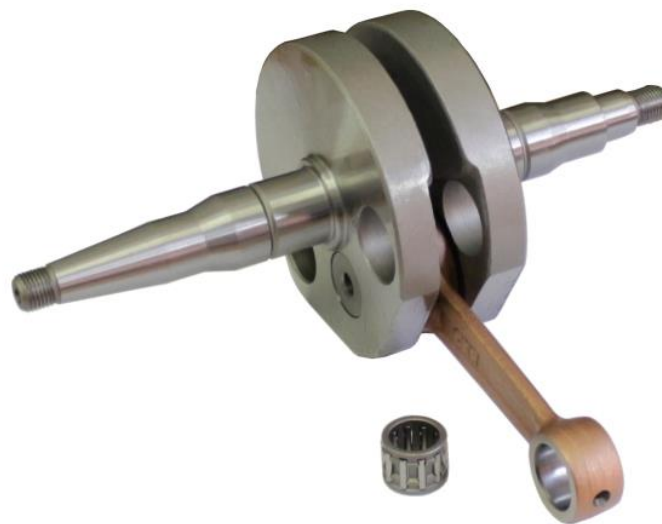
3.1.1 Dělený klikový hřídel

Dělené klikové hřídele se skládají ze samostatných ramen, která jsou k sobě spojena ojnicím čepem. Ten je možné do ramen lisovat (obrázek níže), nebo k nim přišroubovat. V několika případech se v minulosti také využilo spojení tzv. Hirthovým ozubením, což jsou ozubené spojky.

Součásti těchto hřídelů se vyrábí buď litím, nebo kováním a následně jsou obráběny. K lití se používají buď litiny, nebo ocelolitiny a ke kování jakostní oceli. Čepy jsou ve většině případů zušlechťovány.

Tento typ klikových hřídelů se používá zejména u dvoudobých benzínových motorů menší konstrukce. Jeho výhodou je využití neděleného spodního oka ojnice, takže lze použít jehličkové ložisko. Tuto výhodu umožňuje specifický systém dopravování směsi paliva, oleje a vzduchu do válce, který probíhá v prostoru pod pístem, takže ložisko je mazáno mlhou.

Dělené hřídele se ale dají použít i u víceválcových motorů. Této konstrukce využila například automobilka Tatra ve svých nákladních vozech. Ramena klikového hřídele jsou v tomto případě kruhového průřezu a na ně jsou nalisována valivá ložiska. Pevnost a únosnost tohoto hřídele je poměrně vysoká. Valivá ložiska navíc přispívají k lepšímu roztáčení motoru při startování za studena. V porovnání s kluznými jsou ale valivá ložiska více hlučná a náchylná na korozi. [27]



Obr. 9 – Dělený klikový hřídel [22]

3.1.2 Nedělený klikový hřídel

V dnešní době nejrozšířenější konstrukční řešení klikového hřídele. Používá se v automobilech osobních i nákladních, v motocyklech, vlcích, lodích i stacionárních motorech. Lze ho použít v benzínovém či dieselovém motoru s jedním nebo více válci. Je výhodný kvůli své konstrukční jednoduchosti, snadné montáži a dlouhé životnosti.

Při použití tohoto hřídele je nutné použít ojnici s děleným spodním okem. Také ojnicní ložisko musí být dělené. Z tohoto důvodu se využívají kluzná ložiska, která musí být zásobována tlakem oleje. Ten je k ložiskům dopravován mazacími kanály v hřídeli. Kluzná ložiska jsou vhodnější pro využití při vyšších otáčkách.

Výroba a použité materiály na tyto hřídele jsou stejné jako u dělených klikových hřídelí. Pro kování se využívají jakostní oceli, které jsou dále obráběny a zušlechťovány. Lité klikové hřídele se vyrábí z tvárné litiny nebo ocelolitiny. Kované hřídele jsou schopné přenášet větší zatížení, z pravidla také mívají menší průměry čepů. Lité klikové hřídele jsou do jisté míry schopné tlumit vibrace motoru. [27]



Obr. 10 – Nedělený klikový hřídel [23]

3.1.3 Zhodnocení a výběr konstrukce klikového hřídele

Jelikož se jedná o návrh jednoválcového motoru, který bude mít poměrně velké vrtání a výkon, bude mít také robustní píst a ojnici. Z toho plynou dvě věci. Hřídel bude muset přenášet značná zatížení a také bude mít objemné protizávaží.

U dělených klikových hřídelí jsou ramena tvořena disky, do kterých jsou vrtány otvory pro čepy a také kvůli odebrání hmoty. I po odvrtání však zůstává mnoho hmoty na straně ojnicního čepu. U neděleného klikového hřídele zůstává na straně ojnicního čepu jen nezbytně nutné množství hmoty, takže lze tímto typem vyvážit více posuvných sil s využitím menšího zástavbového prostoru. Je tedy vhodnější zvolit variantu neděleného klikového hřídele.

3.2 Ojnice

3.2.1 Ojnice s I profilem dřívku

Nejvíce rozšířený a známý typ ojnice, který se používá takřka ve všech motorech již řadu let. Výroba probíhá zápustkovým kováním a následně jsou obrobena jen spodní a horní oko a závitové díry pro šrouby. Dělení spodního oka lze provést buď lámáním, nebo rozříznutím v neobrobeném stavu a následným obrobením průměru oka načisto. [27]



Obr. 11 – Ojnice s I profilem [28]

3.2.2 Ojnice s H profilem dřívku

Tento typ ojnice není tak známý jako předchozí. Převážně se používá v motorech s vyššími nároky na pevnost a tuhost ojnic. Vyrábí se také zápustkovým kováním, ale následně je celý tvar ojnice obroben.



Obr. 12 – Ojnice s H profilem [29]

3.2.3 Zhodnocení a výběr konstrukce ojnice

První typ ojnice vykazuje lepší výsledky především pro motory s vyššími maximálními otáčkami (nad 6000ot/min), kde vznikají větší tahová namáhání v dřívku ojnice vlivem působení setrvačných hmot v horní úvratí. Druhý typ ojnice oproti tomu vykazuje vyšší tlakovou pevnost, což je příznivé pro motory s nižšími otáčkami, ale zato většími silami od kompresních tlaků. Z tohoto důvodu byl zvolen typ dřívku tvaru H.

3.3 Volba spalovacího prostoru

3.3.1 Spalovací prostor ve dně pístu

Tento typ spalovacího prostoru s názvem Heron využívá miskovitého vybrání uloženého ve dně pístu. Většinou je tento prostor uložen v ose válce a při rozříznutí pístu připomíná svým tvarem malé řecké písmeno omega. V dnešní době se jedná asi o nejpoužívanější spalovací prostor pro dieselové motory.

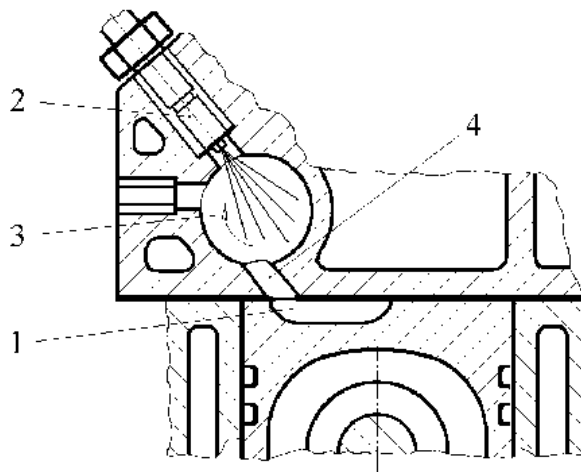
Jeho charakteristickými znaky pro chod motoru jsou větší střední užitečný tlak, vyšší výkon, lepší tepelná účinnost a menší měrná spotřeba. Z konstrukčního hlediska se jedná o snadněji vyrobitelný spalovací prostor, díky kterému se hlava válce stává jednodušší a snadněji vyrobitelná. Nevýhodou je větší tepelné zatížení pístu, neboť dno má větší povrch. [27]



Obr. 13 – Píst se spalovacím prostorem Heron [20]

3.3.2 Komůrkový spalovací prostor

Na obrázku níže je vidět vybrání v pístu (1), které zajišťuje natlačení vzduchu z válce přes přepouštěcí kanálek (4) do komůrky (3) v hlavě. Zde je vstřikovačem (2) do stlačeného vzduchu vstříknuto pod tlakem palivo.



Obr. 14 – Komůrkový spalovací prostor [21]

Motor pracující s nepřímým vstřikováním paliva se navenek vyznačuje tišším a měkčím chodem, než při použití přímého vstřiku. Je to dáno menšími tlaky, které při spalování vznikají. Motor je také méně náročný na kvalitu použitého paliva. K rozvíření vzduchu ve válci není třeba spirálovitých sacích kanálů, neboť se vzduch z válce přepouští do komůrky.

Mezi nevýhody lze zařadit složitější konstrukci hlavy, která se také hůře vyrábí. Motor má větší tepelné ztráty a je náročnější na chlazení komůrky v hlavě. Z pravidla má také větší měrnou spotřebu a menší výkon. [27]

3.3.3 Zhodnocení a výběr spalovacího prostoru

Z předchozích popisů jednotlivých spalovacích prostorů, jejich výhod a nevýhod, bylo přihlédnuto především k lepší výkonové účinnosti první varianty, neboť navrhovaný motor by měl dosahovat výkonu kolem 30kW. Dalším důležitým faktorem, který ovlivnil výběr, byla jednodušší konstrukce hlavy motoru. Z těchto dvou významných důvodů byla vybrána první varianta se spalovacím prostorem v pístu.

3.4 Píst

3.4.1 Píst z hliníkové slitiny

Písty z lehkých slitin mají ve světě dnešních spalovacích motorů hojně zastoupení. Jejich výhodami jsou především menší hustota slitiny oproti oceli a lepší tepelná vodivost.

Písty se vyrábí buď litím, nebo kováním. Odlévané písty jsou méně nákladné, pokud jsou vyráběny sériově. Písty v sobě mají dutinu (kanál), do kterého je vstřikován olej. Tento kanál se vyskytuje pod dnem pístu, většinou ve výšce třetího pístního kroužku. Slouží k chlazení pístu a tím přispívá k jeho menší tepelné zátěži. To je velmi důležité z důvodu tepelné dilatace. Pokud by byl píst nadměrně zahříván, roztáhne se a ve válci se zadře. Do chladícího kanálu je olej dopravován proudem z pevně uchycené trysky v klikovém prostoru motoru. [27]



Obr. 15 – Píst z hliníkové slitiny [24]

3.4.2 Ocelový píst

Ocelové písty ve vznětových motorech odstartovaly svou kariéru pod kapotami nákladních automobilů. Postupem času se ale dostaly a stále více dostávají i do osobních automobilů. Důvodů je několik.

Zprv má ocel vyšší pevnost než hliníkové slitiny, což vyhovuje více zatěžovaným strojům. Také to přispívá k tomu, že stěny pístu mohou být tenčí a celý píst může být nižší.

Ocel má menší teplotní roztažnost než hliníkové slitiny. To je důležité především u litinových bloků. Důsledkem toho vznikají menší vůle mezi pístem a válcem, což je příznivé.

Ocelový píst moderní konstrukce, který je na obrázku 16 – Ocelový píst, se vyrábí ze dvou kusů které jsou k sobě svařeny třením a následně obrobeny. Dělicí rovina mezi jedním a druhým kusem je poznat podle výronků vytlačených při svařování. [27]



Obr. 16 – Ocelový píst [25]

3.4.3 Volba varianty pístu

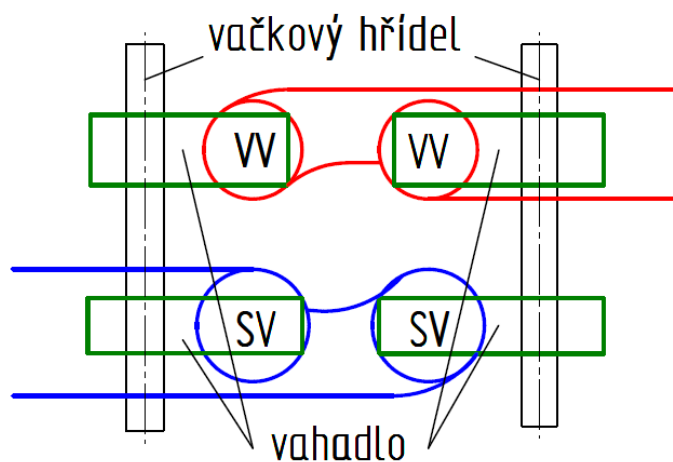
Jak bylo zmíněno v předchozím textu, písty vyrobené z oceli mají vyšší pevnost, menší tepelnou roztažnost a jejich výšku lze navrhnout nižší než u pístů slitinových.

Z těchto důvodů bylo původně zamýšleno s pístem ocelovým. Následně ale proběhly návrhy pístů z oceli i z hliníkové slitiny a jako vhodnější byl shledán slitinový píst. Při téměř stejných deformacích a obdobné bezpečnosti proti mezi kluzu bylo s pístem z hliníkové slitiny dosaženo úspory hmotnosti 300g, což má velký význam na celkové namáhání motoru vlivem setrvačných sil. Výsledky MKP simulací jsou zobrazeny v příloze č. 1 – Porovnání vlastností navržených pístů z oceli a slitiny hliníku.

3.5 Uspořádání ventilů v hlavě válce

3.5.1 První varianta ventilového uspořádání

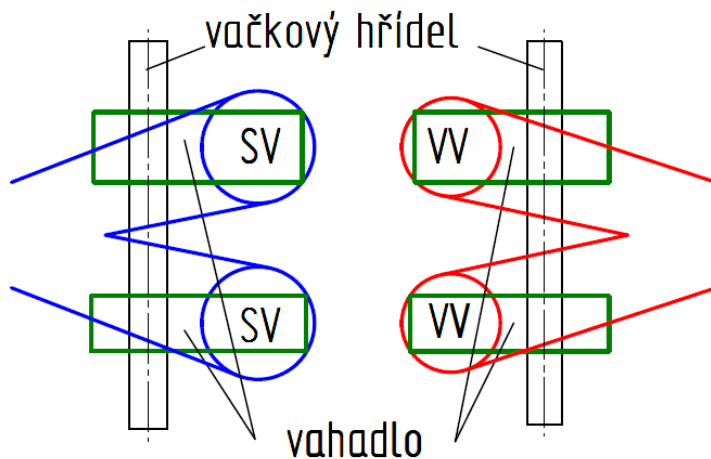
První možností jak ventily v hlavě umístit, je ovládání jednoho sacího a jednoho výfukového ventilu jednou vačkovou hřídelí. Při takovém uspořádání jsou sací a výfukové ventily za sebou vůči jejich kanálům, jak lze vidět z obrázku 17 pod tímto odstavcem. Použití tohoto uspořádání by znamenalo lepší plnění válce vlivem vírovitého proudění v důsledku stočeného konce sacího kanálu u druhého ventilu v řadě. [27]



Obr. 17 – První varianta ventilového uspořádání

3.5.2 Druhá varianta ventilového uspořádání

Při tomto ventilovém uspořádání ovládá jeden vačkový hřídel sací ventily a druhý hřídel výfukové ventily, jak lze vidět z obrázku níže. Oba sací kanály mají stejnou délku, stejně tak výfukové. Tato varianta je z hlediska návrhu jednodušší. Její výhodou by též mohlo být umožnění variabilního časování ventilů, což má za následek lepší plnění válce při různých otáčkách. [27]



Obr. 18 – Druhá varianta ventilového uspořádání

3.5.3 Zhodnocení a výběr varianty ventilového uspořádání

První varianta s sebou nese výhodu v podobě rozpohybování proudu vzduchu ve válci vlivem vířivého proudění. Tento pohyb vzduchu proudícího do válce je stabilní a takřka nezávislý na zdvihu ventilu či otáčkách motoru. Tím je zaručeno dobré a efektivní hoření.

Tohoto jevu by bylo možné u druhé varianty taktéž docílit použitím ventilů s clonkou, ty se však musí jistit proti otočení, čímž se zvyšuje jejich hmotnost a vznikají větší odpory. Navíc je těžiště ventilu mimo jeho osu, což má negativní vliv na opotřebení.

Druhá varianta má jednodušší tvar kanálů, které by zabraly méně místa v hlavě motoru. Jejich efektivita plnění by však byla nižší než v předchozím případě. Tyto kanály by bylo možné využít například u přeplňovaného motoru, kde by tlak v sacím potrubí zajistil dostatečný přísun nového vzduchu. Motor navrhovaný v této práci je ale atmosféricky plněn, proto z tohoto důvodu bude dále uvažováno s první variantou. [27]

4 Návrh základních rozměrů

4.1 Základní požadavky navrhovaného motoru

Dle zadání má být navrhnout jednoválcový čtyřdobý atmosférický vznětový motocyklový motor o objemu přibližně 650ccm. Požadováno je kapalinové chlazení, ventilový rozvod DOHC (dvě vačkové hřídele umístěné v hlavě válce) a cílový výkon přibližně 30kW při 4500ot/min.

4.2 Stanovení základních rozměrů

Vzhledem k tomu, že zadané požadavky na rozměry jsou jen přibližné, budou vrtání válce a zdvih pístu zvoleny a další rozměry dopočítávány.

4.2.1 Vrtání válce a zdvih pístu

Na těchto rozměrech závisí zdvihový objem, který je zadán na přibližně 650ccm. Nejprve tedy bude vypočítán předběžný rozměr při uvažování čtvercového motoru ($d = Z$). Výpočet vychází ze vzorce pro zdvihový objem:

$$V_z = \frac{\pi d^2}{4} * Z$$
$$d = \sqrt[3]{\frac{4V_z}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 * 650 * 1000}{\pi}} = 93,888mm$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o vznětový motor nepřepřlňovaný, ale s poměrně velkým výkonem, měl by zdvihový poměr nabývat hodnoty o něco větší než jedna. To znamená lehce nadčtvercový motor.

Z tohoto důvodu bylo vrtání válce stanoveno na 94mm a zdvih pístu na 96mm.

Výsledný objem válce se tedy rovná:

$$V_z = \frac{\pi d^2}{4} * Z = \frac{\pi * 94^2}{4} * 96 = 666218,704mm^3 \cong 666,22mm^3$$

Dále je třeba ověřit, jakou hodnotu nabývá zdvihový poměr a zda je opravdu motor nadčtvercový.

$$\xi = \frac{Z}{d} = \frac{96}{94} = 1,021$$

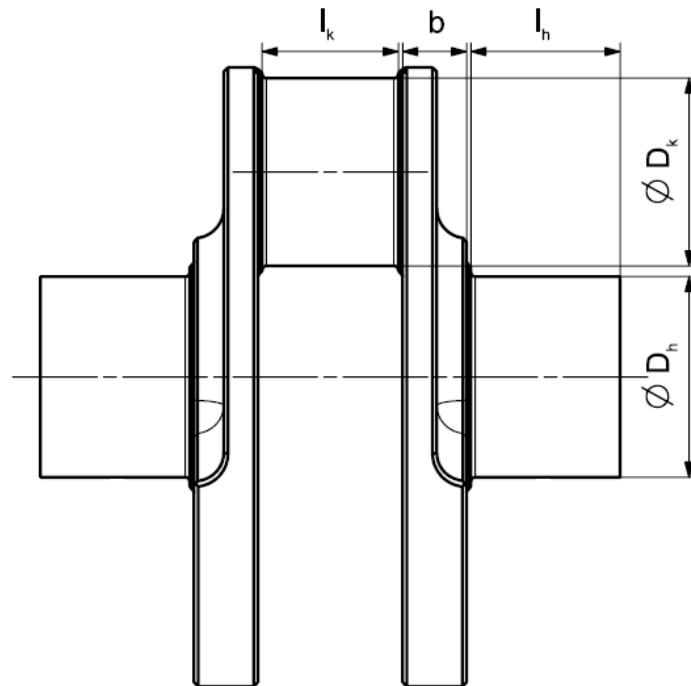
4.2.2 Střední pístová rychlost

Střední pístová rychlost závisí na zdvihu pístu a maximálních otáčkách motoru. Je důležitým faktorem při návrhu konstrukce motoru, protože s její velikostí se mění i velikost setrvačných sil pístu, ojnice a dalších součástí motoru. Jelikož požadovaný výkon je určen při 4500ot/min, jsou maximální otáčky zvoleny na 5000ot/min.

$$c_s = 2 * Z \left(\frac{n_{max}}{60} \right) = 2 * \frac{96}{1000} * \frac{5000}{60} = 16ms^{-1}$$

4.2.3 Určení rozměrů klikového hřídele

Při určování rozměrů klikového hřídele bylo vycházeno z benchmarkových hodnot poskytnutých zadavatelem práce.

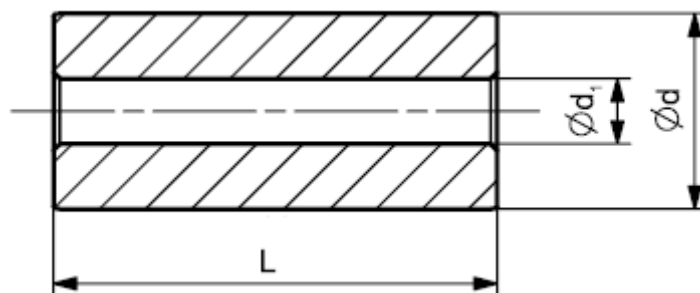


Obr. 19 – Rozměry klikového hřídele

Zvolené rozměry: $\varnothing D_h = 48\text{mm}$
 $l_h = 30\text{mm}$
 $\varnothing D_k = 44\text{mm}$
 $l_k = 30\text{mm}$
 $b = 24\text{mm}$

4.2.4 Určení rozměrů pístního čepu

Na pístní čep jsou kladeny velké nároky z hlediska pevnosti, tuhosti a otěru. Přes pístní čep se přenáší veškeré síly mezi pístem a ojnicí, proto musí být dostatečně dimenzován. Oproti tomu ale stojí jeho hmotnost, která musí být co nejmenší, neboť svým pohybem čep vytváří setrvačné síly. Z těchto důvodů se k jeho výrobě používá jakostních ocelí, které se následně tepelně a chemicky upravují. Pro vysoce namáhané motory se používají oceli třídy 14 a 16, jež jsou povrchově cementovány nebo nitridovány. Následně se čep po jeho povrchu vyleští. Tím se velmi zvyšuje jeho otěruvzdornost a mez únavy. [27]



Obr. 20 – Rozměry pístního čepu

Zvolené rozměry: $\text{Ø}d = 32\text{mm}$
 $\text{Ø}d_1 = 12\text{mm}$
 $L = 70\text{mm}$

4.2.5 Objem kompresního prostoru

Objem kompresního prostoru je takový objem, který vznikne mezi hlavou válce a povrchem dna pístu v horní úvratí. U motorů s nepřímým vstřikováním tento prostor připadá též na komůrku. Lze ho vypočítat z objemu válce a kompresního poměru. Kompresní poměr byl zvolen na 20.

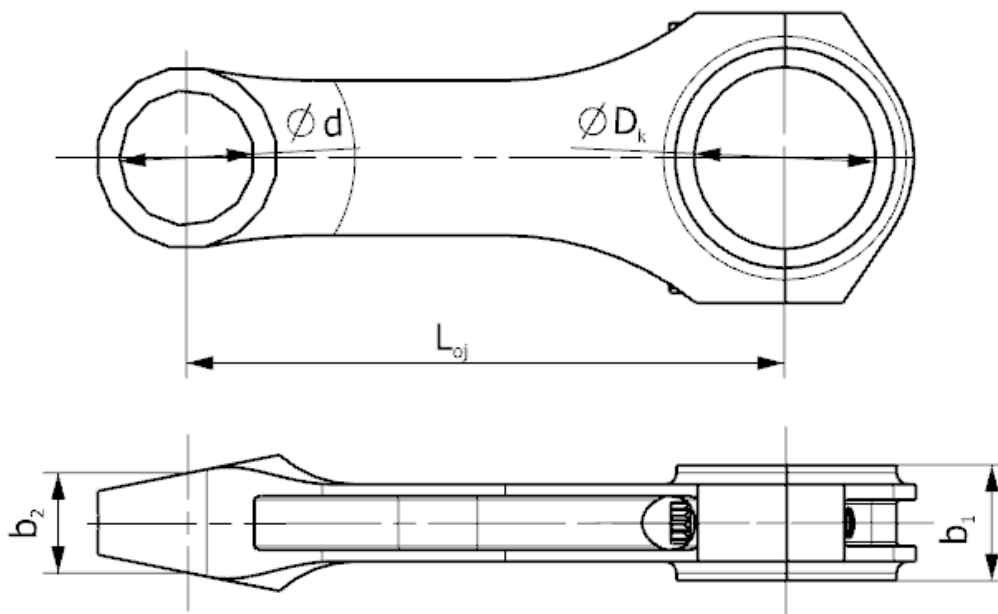
$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{666,22}{20 - 1} = 35,064\text{cm}^3$$

4.2.6 Určení rozměrů ojnice

Při návrhu ojnice je nutné si uvědomit, že čím delší bude, tím lépe a efektivněji bude síla od tlaku hořících plynů působících na píst přenášena a měněna klikovým hřídelem na krouticí moment. Druhou stránkou věci je ale fakt, že navrhovaný motor bude určen pro zástavbu do motocyklu a zde se s místem musí šetřit. Dle poskytnutých doporučených hodnot od zadavatele práce by se délka ojnice měla pohybovat kolem hodnoty určené z následujícího vztahu:

$$L = Z * 1,575 = 96 * 1,575 = 151,2mm$$

Délka ojnice byla tedy stanovena na 155mm.



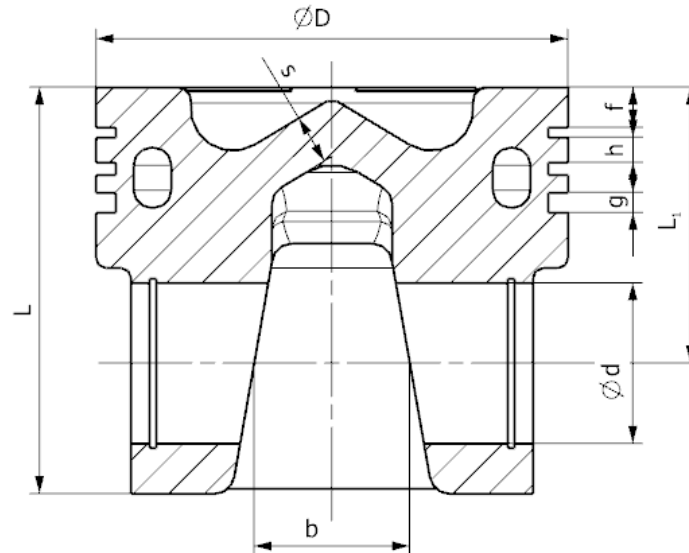
Obr. 21 – Rozměry ojnice

Zvolené rozměry: $L = 155mm$
 $b_2 = 26mm$

Ostatní rozměry vyplývají z rozměrů klikového hřídele a pístního čepu.

4.2.7 Určení rozměrů pístu

Rozměry pístu byly voleny na základě benchmarkových hodnot. Tvar a rozměr dutiny ve dně pístu byl volen na základě objemu kompresního prostoru.



Obr. 22 – Rozměry pístu

Volené rozměry: $L = 81\text{mm}$
 $L_1 = 55\text{mm}$
 $f = 8\text{mm}$
 $h = 5\text{mm}$
 $g = 3,5\text{mm}$
 $s = 10\text{mm}$

Průměr díry pístního čepu $\varnothing d$ vychází z kapitoly **4.2.5 Určení rozměrů pístního čepu**. Střední šířka mezi oky pístu vychází ze šířky horního ojnicního oka, která byla navýšena o 5mm. Tato hodnota byla odvozena z modelu, jakožto nejmenší možná, při které nedojde ke kolizi ojnice s pístem. Výsledná střední šířka mezi oky je tedy 31mm.

4.2.8 Výpočet hlavních rozměrů sacího kanálu

Výpočet rozměrů sacího potrubí je velmi důležitý kvůli dosažení optimálního proudění v kanálech a tím i správného plnění válce. Nesmí docházet ke zbytečným ztrátám způsobených odtržením proudu vzduchu od stěny sacích kanálů.

Jako první je třeba spočítat plochu průřezu válce.

$$S_v = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi * 94^2}{4} = 6939,78\text{mm}^2$$

Od ní se odvíjí střední průřez sedla sacího ventilu.

$$S_{ss} = \frac{S_v}{2} * 0,23 = \frac{6939,78}{2} * 0,23 = 798,07 \text{ mm}^2$$

Z průřezu lze stanovit střední průměr sedla sacího ventilu.

$$D_{ss} = \sqrt{\frac{4 * S_{ss}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 798,07}{\pi}} = 31,88 \text{ mm}$$

Tato hodnota však byla z konstrukčních důvodů stanovena na 30,8mm.

Nyní je nutnost ověřit rychlost proudění ve středním průřezu sacího ventilu. V tomto průřezu by rychlost proudění měla nabývat hodnot mezi 70 a 80ms⁻¹.

$$v_{ss} = \frac{c_s * S_v}{2 * S_{ss}} = \frac{16 * 6939,78}{2 * 745,06} = 74,52 \text{ ms}^{-1}$$

Vypočtená rychlost proudění je 74,52ms⁻¹, což je vyhovující. Další průřezy a rychlosti, které jsou v tabulce níže, byly stanoveny stejným způsobem.

	průřez [mm ²]	průměr [mm]	rychlost [ms ⁻¹]
sedlo ventilu střed	745,06	30,8	74,52
kanál za sedlem	678,87	29,4	81,78
kanál před spojením	794,23	31,8	69,90
kanál při výstupu z hlavy	1590,43	45	69,81
potrubí	1590,43	45	69,81

Tab. 1 – Průměry, průřezy a rychlosti v sacím traktu

Jelikož je v hlavě válce málo místa, bylo třeba zvolit tvar kanálů obdélníkové průřezu, aby byly kanály nižší. Výsledný rozměr kanálů při výstupu z hlavy je 47x35mm. Rohy obdélníku mají rádius 8mm. To plochou odpovídá průměru 45mm.

4.2.9 Výpočet hlavních rozměrů výfukového kanálu

Výpočet rozměrů výfukového kanálu je obdobný jako u sání. Na výfukové kanály nejsou kladeny tak vysoké nároky, ovšem jejich aerodynamické tvarování přispívá k lepšímu vyplachování válce, což má příznivé účinky na výkon motoru. Průřezy ve výfukových kanálech a výfukovém potrubí jsou často jen o něco málo větší než průtokový průřez ventilového sedla.

Prvním parametrem je průměr sedla výfukového ventilu, který se odvíjí od průměru sedla sacího ventilu.

$$D_{vs} = \frac{D_{ss}}{1,1} = \frac{30,8}{1,1} = 28 \text{ mm}$$

Nyní je opět třeba zjistit rychlost proudění kolem sedla ventilu. V tomto případě by neměla překračovat hodnotu 110ms^{-1} .

$$v_{vs} = \frac{c_s * S_v}{2 * S_{vs}} = \frac{16 * 6939,78}{2 * 615,75} = 90,16\text{ms}^{-1}$$

	průřez [mm^2]	průměr [mm]	rychlost [ms^{-1}]
sedlo ventilu střed	615,75	28	90,16
kanál za sedlem	547,39	26,4	101,42
kanál před spojením	629,02	28,3	88,26
kanál při výstupu z hlavy	1256,64	40	88,36
výfuk	1256,64	40	88,36

Tab. 2 – Průměry, průřezy a rychlosti ve výfukovém traktu

4.2.10 Výpočet zdvihu ventilů

Zdvih ventilů se předběžně určuje vztahem závislým na jejich průměru. U plnicího traktu by měl zdvih odpovídat přibližně hodnotě průměru talíře ventilu vynásobené koeficientem o velikosti 0,27. U výfukové části se tento koeficient pohybuje kolem hodnoty 0,3.

Z toho plyne pro sací ventil:

$$Z_{sv} = 32,4 * 0,27 = 8,75\text{mm}$$

Pro výfukový ventil:

$$Z_{vv} = 29,4 * 0,3 = 8,82\text{mm}$$

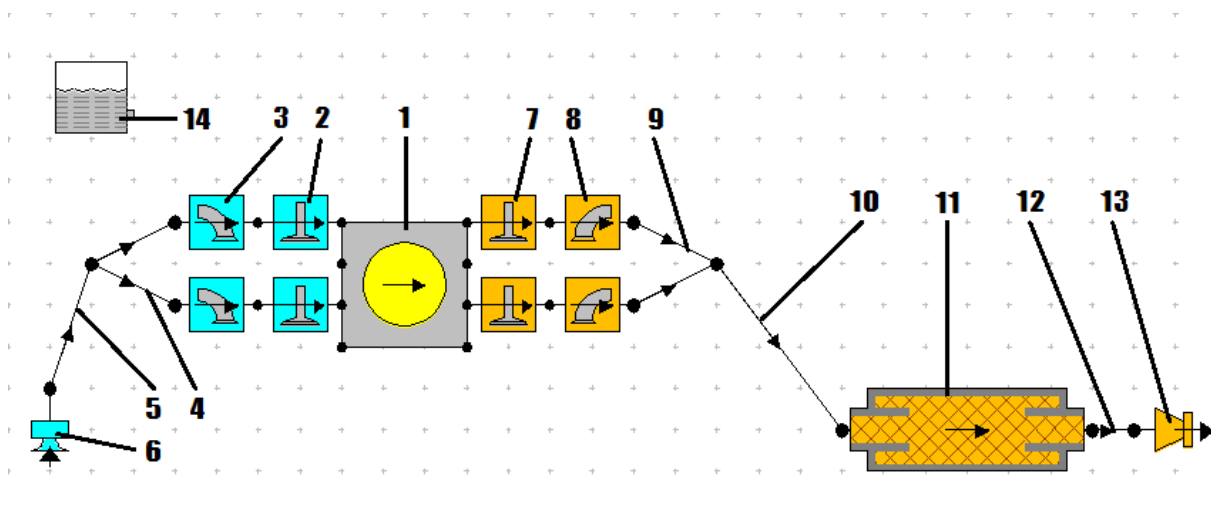
Výsledné hodnoty jsou z konstrukčního hlediska příliš velké. Vzhledem k malé mezeře mezi hlavou válce a dnem pístu v horní úvrati, která bude tvořena pouze těsněním, a také s ohledem na stříh ventilů, byly tyto hodnoty zmenšeny pro všechny ventily na 6,5mm.

5 Termodynamický model

Cílem termodynamického návrhu je zjistit průběh tlaků ve válci v závislosti na úhlové poloze klikového hřídele. Tím vznikne indikátorový diagram, ze kterého se dále odvodí p-V diagram. Tyto diagramy se vytvoří pro určité spektrum otáček a na základě jejich výsledků jsou dále vytvořeny charakteristické křivky motoru jako například křivka výkonu nebo krouticího momentu.

Pro tyto účely byl použit program Lotus Engine Simulator. Jedná se o poměrně jednoduchý program, který je pro jednoválcové motory poskytován s freeware licencí. Další jeho výhodou je velké množství předdefinovaných koeficientů a hodnot, které je pro termodynamickou simulaci potřeba.

Teď už ale k samotné simulaci. Bylo třeba vytvořit schematický model motoru, který je na obrázku níže. Nejprve byl přidán válec (1), dále sací ventily (2), sedla sacích ventilů (3), sací kanály v hlavě (4), sací potrubí (5), vstup do sání (6), výfukové ventily (7), sedla výfukových ventilů (8), výfukové kanály v hlavě (9), výfukové potrubí (10), tlumič výfuku (11), koncovka výfuku (12), výstup z výfukového potrubí (13) a palivová nádrž (14). [34]



Obr. 23 – Schematický model motoru v Lotus Engine Simulator

Každé z komponent bylo třeba dále přiřadit její vlastnosti.

5.1 Válec

Jako první byly nastaveny již známé rozměry. Vrtání 94mm, zdvih 96mm, délka ojnice 155mm a kompresní poměr 20.

V této sekci se též měnil model spalování (Combustion Model). Lotus Engine Simulator má dva základní modely spalování. Single Wiebe a Two-Part Wiebe. Single Wiebe se využívá pro benzinové motory a Two-Part Wiebe pro diesellové.

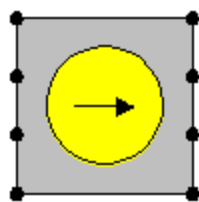
Další dvě nastavitelné položky jsou Open Cycle HT a Closed Cycle HT. To značí prostupy tepla přes stěny válce, píst a hlavu motoru, když jsou ventily otevřené a zavřené. Dle rad od zadavatele práce byly oba typy přenastavené z původní hodnoty Annand na Woschni. Využití přestupu tepla Annand by znamenalo, že rychlost proudu plynu ve válci by se po celý cyklus rovnala střední pístové rychlosti. Oproti tomu Woschni uvažuje, že rychlost proudění plynu ve válci se mění v důsledku hoření směsi a pohybu pístu.

Pod políčkem Surface Areas lze nastavit poměry plochy povrchu hlavy vůči vrtání válce, plochy povrchu dna pístu vůči vrtání a vzdálenost dna pístu od hlavy válce v horní úvrati. Vzhledem k uvažování rovné spodní části hlavy byl poměr pro hlavu/vrtání nastaven na hodnotu 1,0. Spalovací prostor se nachází ve dně pístu, což bude zvětšovat jeho povrch. Z tohoto důvodu byla předběžně stanovena hodnota na 1,2. Mezera mezi pístem a hlavou válce v horní úvrati, která bude tvořena pouze těsněním, byla stanovena na 1mm.

V Surface Temperatures lze nastavit materiály, ze kterých je vyroben píst, válec a hlava. Zde byl u válce a hlavy nastaven hliník, u pístu ocel. V dalších záložkách je možnost nastavit teplotu chladicí kapaliny kolem válce a v hlavě, nastavit tepelnou vodivost stěny válce a hlavy a také tloušťku těchto stěn. Teplota chladicí kapaliny kolem válce byla nastavena na 90°C, v hlavě pak na 95°C. Teplotní vodivosti byly ponechány a původními hodnotami (pro ocel 48W/m/K a pro hliník 150W/m/K).

V záložce Scavenge-Cylinder byl ponechán Perfect Mixing Model. S nímž se předpokládá, že jakýkoli plyn vstupující do válce je okamžitě homogenně smíchán s plynem, který je ve válci přítomen. Takže následné přemístění plynu do výfukového plynu způsobí, že část z nasávaného plynu je z válce odstraněna. Jedná se o standardní model a má za následek nejvíce pesimistické výsledky výkonu.

Další nastaveným parametrem byl úhel sklonu vrtání válce motoru od svislé osy. Ten byl zvolen na 15°. Následně se doplnily hmotnosti pístu (1kg), pístního čepu (0,32kg) a ojnice (0,72kg). Tyto hodnoty byly zjištěny pomocí 3D modelů. [34]



Label	default cylinder
Bore (mm)	94,0000
Stroke (mm)	96,0000
Cyl Swept Volume (l)	0,66622
Total Swept Volume (l)	0,66622
Con-rod Length (mm)	155,00
Pin Off-Set (mm)	0,00
Compression Ratio	20,00
Clearance Volume (l)	0,035064
Phase (ATDC)	0,00
Combustion Model	
Open Cycle HT	
Closed Cycle HT	
Surface Areas	
Surface Temperatures	
Scavenge-Cylinder	
Cylinder Phase Display	
Cylinder Timing Display	
Harness Connector	Off ▾
Mech Link Connector	Off ▾
Transient Data	
Cyl Axis Angle (deg)	15,00
Piston Mass (kg)	1,00000
Piston-Pin Mass (kg)	0,32000
Con-Rod Rot Mass (kg)	0,72000
Con-Rod Recip Mass (kg)	0,00000
Con-Rod Inertia (kg.m ²)	0,00000
Piston Motion	
Motion Type	Std Crank Slider ▾
User Sub Id No.	0
User Sub Args	

Obr. 24 – Nastavení válce v Lotus Engine Simulator [34]

5.2 Steady State Test Data

Další hodnoty, které byly nastaveny, patří do sekce Steady State Test Data – Summary.

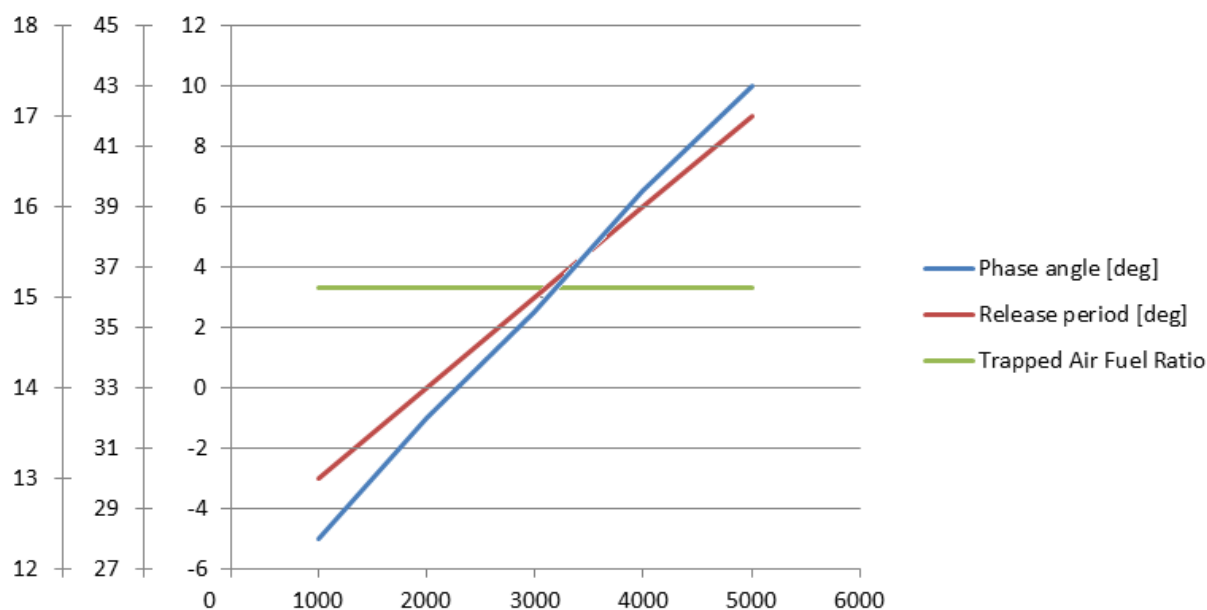
Phase angle značí úhel, kdy dojde ve válci k počátku hoření směsi. Tento úhel se mění lineárně s otáčkami. Do programu se úhel ale musí zadat s obráceným znaménkem, než tomu ve skutečnosti je. To znamená, že hodnota -5° značí úhel pěti stupňů klikové hřídele po dosažení horní úvratě.

Release period – tato hodnota udává, za jak dlouho (myšleno ve stupních klikové hřídele) shoří zapálená směs ve válci. Hodnoty pro tento parametr byly nastaveny podle doporučení zadavatele práce.

Trapped Air Fuel Ratio je poměr hmotnosti paliva vstříknutého do válce vůči hmotnosti nasátého vzduchu na jeden pracovní cyklus. Čím vyšší číselné hodnoty nabývá, tím je směs chudší. Zvolená hodnota 15,1 je na dieslový motor poměrně bohatá. Jelikož ale nejsou kladeny žádné emisní ani ekonomické podmínky, může motor pracovat s takto bohatou směsí a dodávat tak maximální možný výkon.

Dále byla nastavena relativní vlhkost vzduchu na 30% (0,3), teplota vzduchu na 20°C a tlak na 1bar.

U tření je přednastaveno mnoho různých modelů s odlišnými velikostmi koeficientů. Pro tento výpočet byl zvolen Millington and Hartles DI Diesel Friction Model, u kterého třecí koeficient s otáčkami motoru lineárně narůstá. [34]



Graf 1 – Hodnoty úhlu počátku hoření, délky hoření a A/F poměru v závislosti na otáčkách motoru

5.3 Sací trakt

Nastavení hodnot sacího traktu vychází z kapitoly **4.2.8 Výpočet hlavních rozměrů sacího kanálu**. Jediné, co zbývá doplnit, je časování ventilů. To lze v programu zjistit pomocí nástroje pro optimalizaci (viz kapitola 5.6).

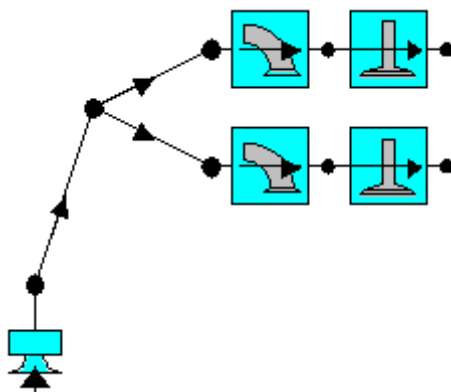
Otvírání sacích ventilů bylo nastaveno na 10° před horní úvratí a zavírání na 30° po dolní úvratí. Zdvih ventilů činní 6,5mm. Tvar vačky je nastaven na Fast Lift Polynomial.

U sedel ventilů byl nastaven průměr hrdla ventilu na hodnotu 32,4mm a typ portu na Default Poor Port, což znamená horší součinitel plnění.

U kanálů v hlavě byly nastaveny průměry dle výpočtů: 31,8mm před spojením kanálů a 29,4mm za hrdlem ventilu. Délka jednoho kanálu činní dle 3D modelu 100mm a délka druhého 200mm. Za materiál stěny byl nastaven hliník, neboť z něj je hlava vyrobená. Tloušťka stěny činní 3mm a je chlazená kapalinou.

Sací potrubí před motorem má průměr 45mm a délku 250mm. Trubka je vyrobena z oceli, tloušťka stěny je 1mm a je vzduchem chlazená.

Poslední část je vstup do sání, kde stačilo pouze nastavit tlak a teplotu. Obě veličiny jsou konstantní, tlak 1bar a teplota 20°C. [34]



Obr. 25 – Schéma sacího traktu v Lotus Engine Simulator [34]

5.4 Výfukový trakt

Nastavení výfukového traktu je obdobné jako u sání.

Ventily se začínají otevírat 25° před dolní úvratí a zavírají se 10° po horní úvratí. Zdvih je 6,5mm a tvar vačky typu Fast List Polynomial.

Hrdla sedel výfukových ventilů mají průměr 29,4mm a typ portu je nastaven na Default Poor Port.

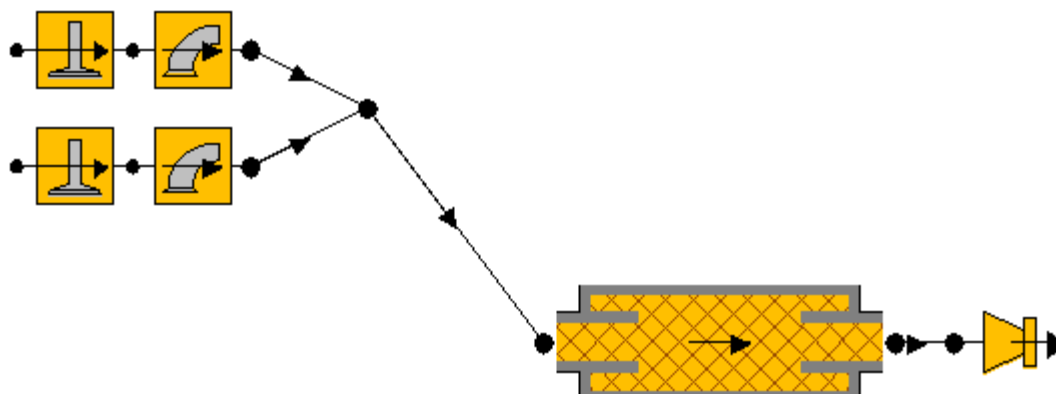
Průměry kanálů jsou 26,4mm za sedlem ventilu a 28,3mm před jejich spojením. Délka jednoho kanálu je 100mm a druhého 170mm. Tloušťka stěn je 4mm, materiál hliník a chlazení kapalinou.

Délka výfukového potrubí byla stanovena na 1000mm o průměru po celé délce 40mm. Tloušťka stěny je 1mm, materiál ocel a chlazení vzduchem.

Tlumič výfuku je průchozí s kruhovým průřezem, vstupní i výstupní průměry jsou 40mm, průměr střední části je 100mm a délka 250mm. Tlumič je vyroben z ocelového plechu o tloušťce 1mm.

Za tlumičem je koncovka dlouhá 30mm o průměru 40mm. Tloušťka stěny je 1mm a chlazení vzduchem.

Poslední komponentou je výstup z výfuku, kde byl nastaven pouze tlak okolí na 1bar. [34]




Obr. 26 – Schéma výfukového traktu v Lotus Engine Simulator [34]


5.5 Palivová nádrž

V programu slouží pouze k nastavení typu paliva a typu vstřikování. Jsou zde přednastavená paliva jako benzín, diesel, metan a metanol. U těchto paliv jsou definované vlastnosti jako výhřevnost, relativní hustota, molekulární hmotnost a další.

U typů vstřikování paliva lze volit z možností karburátoru, vstřikování paliva do sání nebo přímého a nepřímého vstřikování.

U tohoto motoru bylo nastaveno přímé vstřikování a diesel. [34]



Label	
Fuel System	Direct Injection
Fuel Type	Diesel
Calorific Value (kJ/kg)	42700,0
Density (kg/litre)	0,8400
H/C Ratio Fuel (molar)	1,9000
O/C Ratio Fuel (molar)	0,0000
Molecular Mass (kg/k.mol)	170,000
Maldistribution Factor	1,000
Conversion Tool	

Obr. 27 – Nastavení palivové nádrže v Lotus Engine Simulator [34]

5.6 Lotus Simulation Parametric/Optimizer Tool

Jedná se o nástroj pro optimalizaci nastavovaných hodnot. Nejprve je třeba vytvořit skupinu prvků (sací ventily, výfukové ventily, kanály, potrubí, nebo jiné). Poté se spustí nástroj pro optimalizaci. V první záložce (Gates) se nastaví sledovaná veličina (výsledný výkon, krouticí moment, efektivita plnění válce, atd.) a spektra otáček, pro které bude výpočet probíhat.

V druhé záložce se nastaví počet parametrů, které budou sledovány, poté skupina prvků a její vlastnost, kterou je třeba zjistit. Dále minimální a maximální hodnota pro parametr. Nakonec krok, po kterém bude výpočet probíhat.

Ve třetí záložce (Solve) už se pouze klikne na spouštěcí ikonu výpočtu. Po dokončení jsou v této záložce vidět výsledné hodnoty v podobě grafů.

Výpočet lze provádět 1D (sleduje se pouze jedna veličina), nebo 2D (sledují se dvě veličiny) nebo nD (sledováno je větší množství veličin). Je důležité si ale uvědomit, že s narůstajícím počtem sledovaných veličin roste razantně i doba výpočtu.

Při 1D optimalizaci např. délky sacího potrubí by se zadalo rozmezí 100-500mm a krok 50mm. Pro získání výsledků by tedy proběhlo celkem 11 výpočetních cyklů.

Při optimalizaci např. délky sacího kanálu, jeho vstupního a koncového průměru by se zadala délka 50-130mm s krokem 20mm, vstupní průměr 30-35mm s krokem 0,5mm a koncový průměr 27-33mm se stejným krokem. Výpočetních cyklů by v tomto případě bylo zapotřebí celkem 715 pro získání výsledků.

Z tohoto důvodu byly při návrhu použity pouze 2D optimalizace. [34]

5.6.1 Optimalizace časování sacích ventilů

Nastavení časování ventilů je důležité především pro efektivní plnění válce.

Vstupní podmínky pro výpočet byly zvoleny takto:

Minimální hodnota otevření sacích ventilů:	5° před HÚ
Maximální hodnota otevření sacích ventilů:	20° před HÚ
Minimální hodnota zavření sacích ventilů:	10° po DÚ
Maximální hodnota zavření sacích ventilů:	30° po DÚ
Krok:	5°

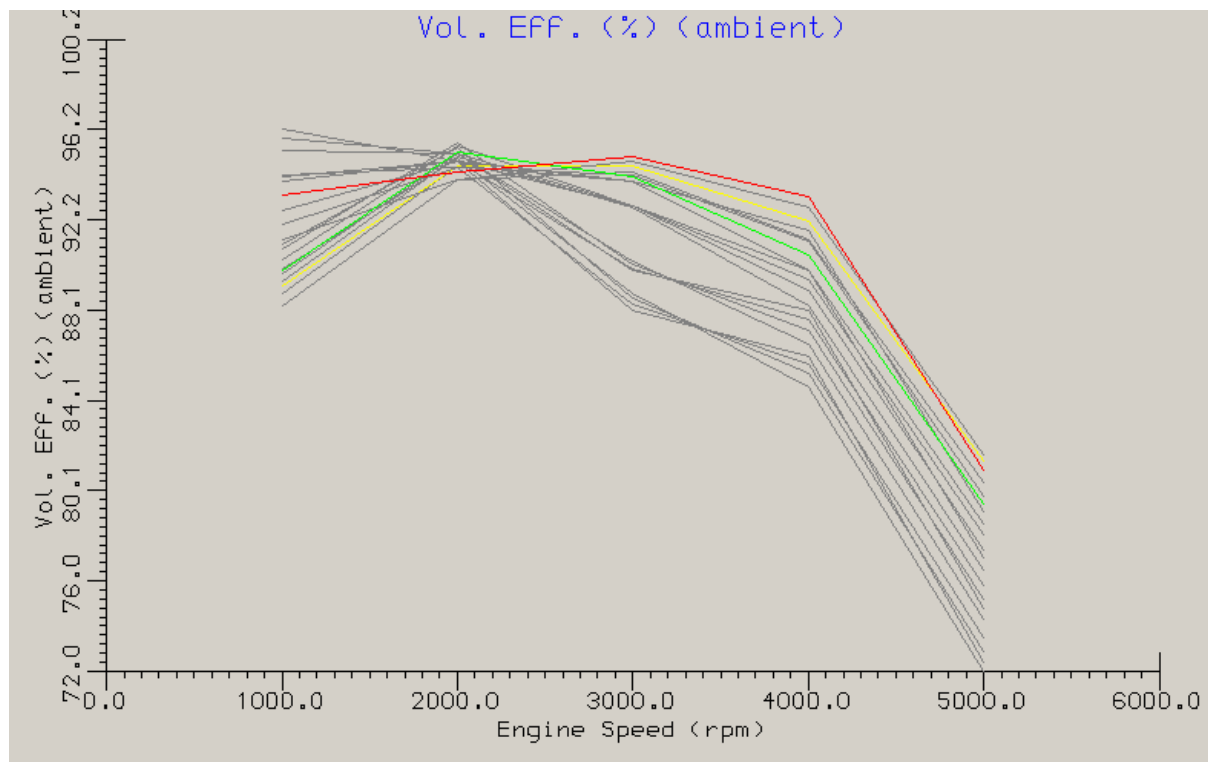
Výsledkem optimalizačního nástroje je graf, ve kterém je vyneseno dvacet čar. Dvacet je též výsledků výpočtů. Každý výsledek je programem ohodnocen a má určité Score. Čím vyšší hodnoty Score nabývá, tím lepší by výsledek měl být.

Před optimalizací bylo odhadem nastaveno otevírání sacích ventilů na 10° před horní úvratě a zavírání na 25° po dosažení dolní úvratě. Výsledné hodnoty tohoto nastavení zobrazuje zelená čára v grafu výsledných hodnot (Graf 2). Score tohoto nastavení je 9,25.

Nejllepší varianta je v grafu znázorněna červenou barvou. Její Score je 9,435 a hodnoty otevírání sacích ventilů jsou 20° před HÚ a zavírání 30° za DÚ. Toto nastavení je ovšem nevyhovující z důvodu příliš velkého stříhu ventilů. [34]

Z tohoto důvodu byla tedy zvolena varianta označena žlutou barvou v grafu. Její Score je 9,371. Tato hodnota je vyšší než u původního předběžného nastavení, znamená tedy lepší plnění válce v širším spektru otáček.

Výsledné nastavení pro počátek otevírání sacích ventilů je 10° před horní úvratí a úplně zavření sacích ventilů 30° za dolní úvratí.



Graf 2 – Graf efektivity plnění válce v závislosti na časování sacích ventilů [34]

5.6.2 Optimalizace časování výfukových ventilů

Optimalizace u výfukových ventilů probíhala obdobně jako u sacích.

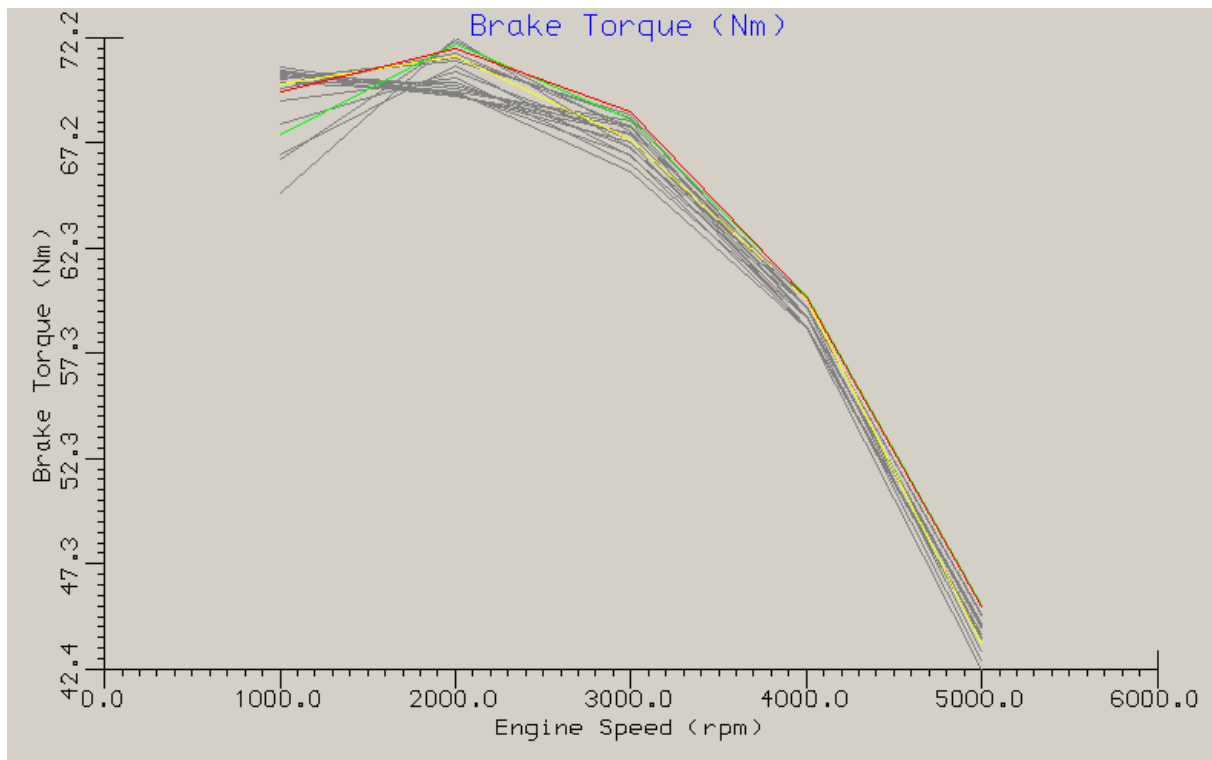
Nejprve byly zvoleny vstupní podmínky pro výpočet:

Minimální hodnota otevření výfukových ventilů:	10° před DÚ
Maximální hodnota otevření výfukových ventilů:	25° před DÚ
Minimální hodnota zavření výfukových ventilů:	10° po HÚ
Maximální hodnota zavření výfukových ventilů:	30° po HÚ
Krok:	5°

Před optimalizací bylo předběžně dle odhadu stanoveno otevírání výfukových ventilů na 25° před dolní úvratí a zavírání na 20° po dosažení horní úvratě. Následně proběhl cyklus výpočtů. Jejich výsledky jsou vyneseny v grafu 3 – Graf průběhu krouticího momentu v závislosti na časování výfukových ventilů. Výsledná čára původních hodnot je zelená a její Score činní 9,25. [34]

Ideální nastavení podle Optimizer Toolu by mělo být otevírání 25° před DÚ a zavírání 15° za HÚ. Hodnota Score je 9,276 a v grafu je křivka označena červenou čarou.

Zvoleny však byly hodnoty otevírání 25° před dolní úvratí a zavírání 10° po horní úvratí z důvodu zmenšení stříhu ventilů. Score této křivky je 9,132 a v grafu je vynesena žlutou barvou.



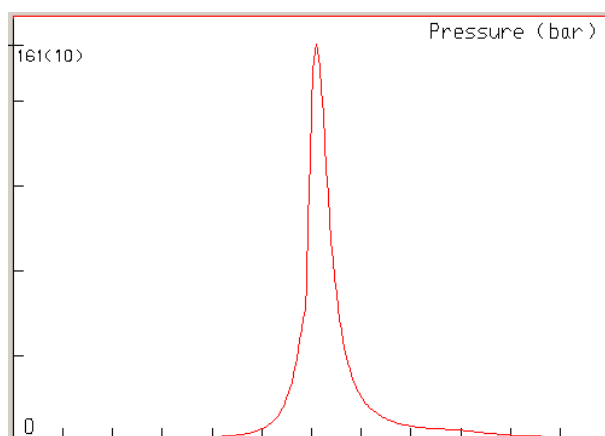
Graf 3 – Graf průběhu krouticího momentu v závislosti na časování výfukových ventilů [34]

5.7 Výsledné hodnoty

5.7.1 Indikátorový diagram

Výstupem termodynamického návrhu je takzvaný indikátorový diagram. Tento diagram znázorňuje průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele (α). Z tohoto diagramu se dále odvozuje p-V diagram, tedy diagram průběhu tlaku v závislosti na objemu.

Maximální tlak ve válci vzniká při 4000ot/min a nabývá hodnoty 161bar, tedy 16,1MPa. Průběh tlaku vygenerovaný programem v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele při těchto otáčkách je v grafu 4 – Indikátorový p- α diagram.



Graf 4 – Indikátorový p- α diagram

5.7.2 p-V diagram

K určení p-V diagramu je navíc třeba znát vzdálenost pístu od horní úvratě (x), v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Tu popisuje následující vzorec:

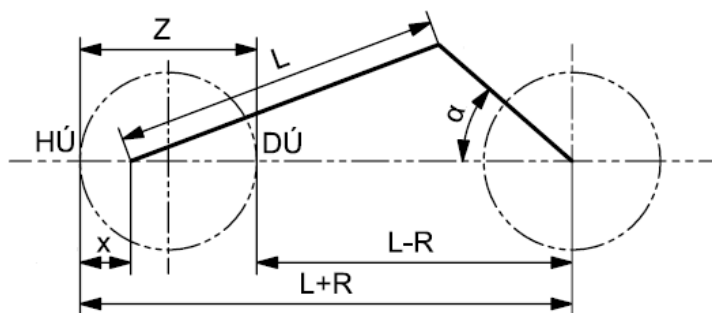
$$x = R \left[1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}) \right]$$

kde R je poloměr klikového hřídele

L je délka ojnice

α je úhel pootočení kliky od horní úvratě polohy

λ je poměr R/L



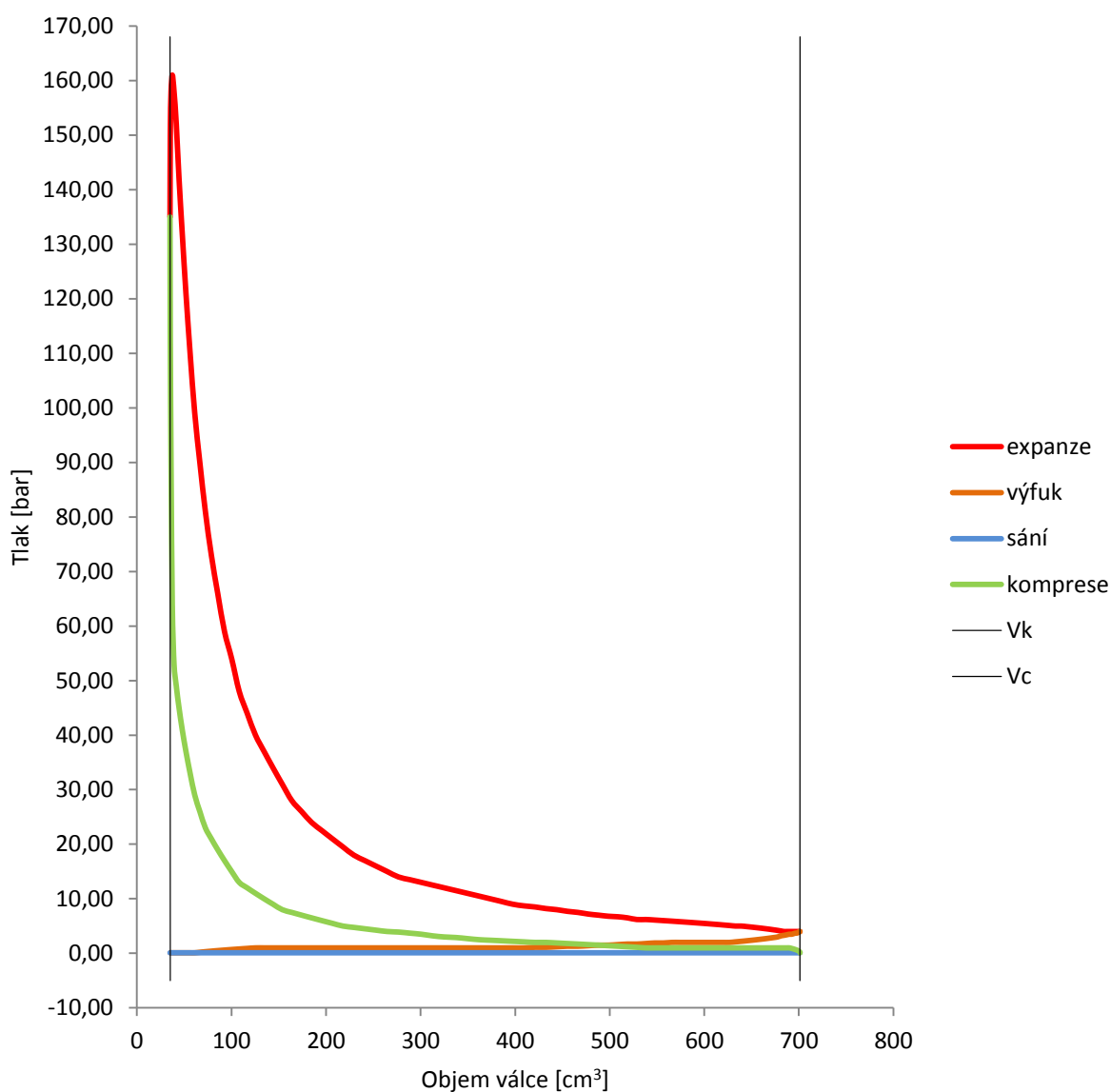
Obr. 28 – Schéma klikového mechanismu

Vzdálenost pístu od horní úvratě (x) je potřeba ke stanovení objemu nad pístem při otáčení klikového hřídele. K němu se musí přičíst velikost kompresního objemu (V_k), aby byl zjištěn celkový objem nad pístem ($V_{c(\alpha)}$). Vzorec pro výpočet celkového aktuálního objemu ve válci pak bude vypadat takto:

$$V_{c(\alpha)} = \frac{\pi D^2}{4} * x(\alpha) + V_k$$

Výsledný p-V diagram je na obrázku níže. Modrou barvou je naznačeno sání, zelená je komprese, červená expanze a výfuk je oranžový. Jedna svislá čára značí kompresní prostor (V_k) a druhá celkový objem válce (V_c).

p-V diagram

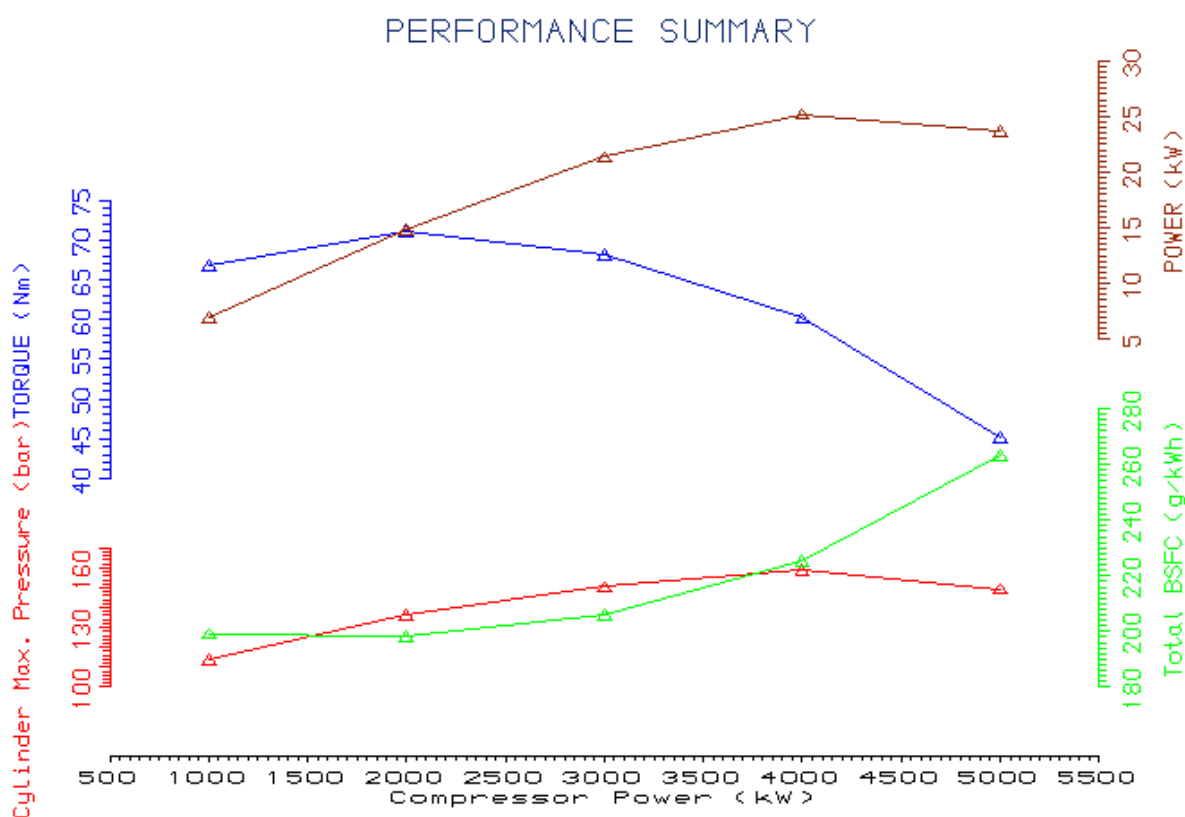


Graf 5 – p-V diagram

5.7.3 Výsledná charakteristika motoru

Program po výpočtu vygeneruje velké množství průběhů různých veličin. Mezi ně patří výkon, krouticí moment, spotřeba paliva, maximální tlak ve válci, střední indikovaný tlak, teplota pístu, tlak v sacím traktu a mnoho dalších. Hodnoty jsou vykreslovány do grafu v závislosti na otáčkách motoru. Charakteristické křivky výkonu, krouticího momentu, spotřeby paliva a maximálního tlaku ve válci jsou zaznamenány v grafu 6 – Graf výsledné charakteristiky motoru.

Podle tohoto grafu motor dosahuje maximálního výkonu při 4000ot/min a to konkrétně 26kW. Maximální krouticí moment je zaznamenán ve 2000ot/min a jeho hodnota je 71Nm. Největší maximální tlak ve válci dosahuje hodnoty 161bar při 4000ot/min. Spotřeba paliva se mezi 1000-2000ot/min nemění. Poté začne progresivně stoupat.

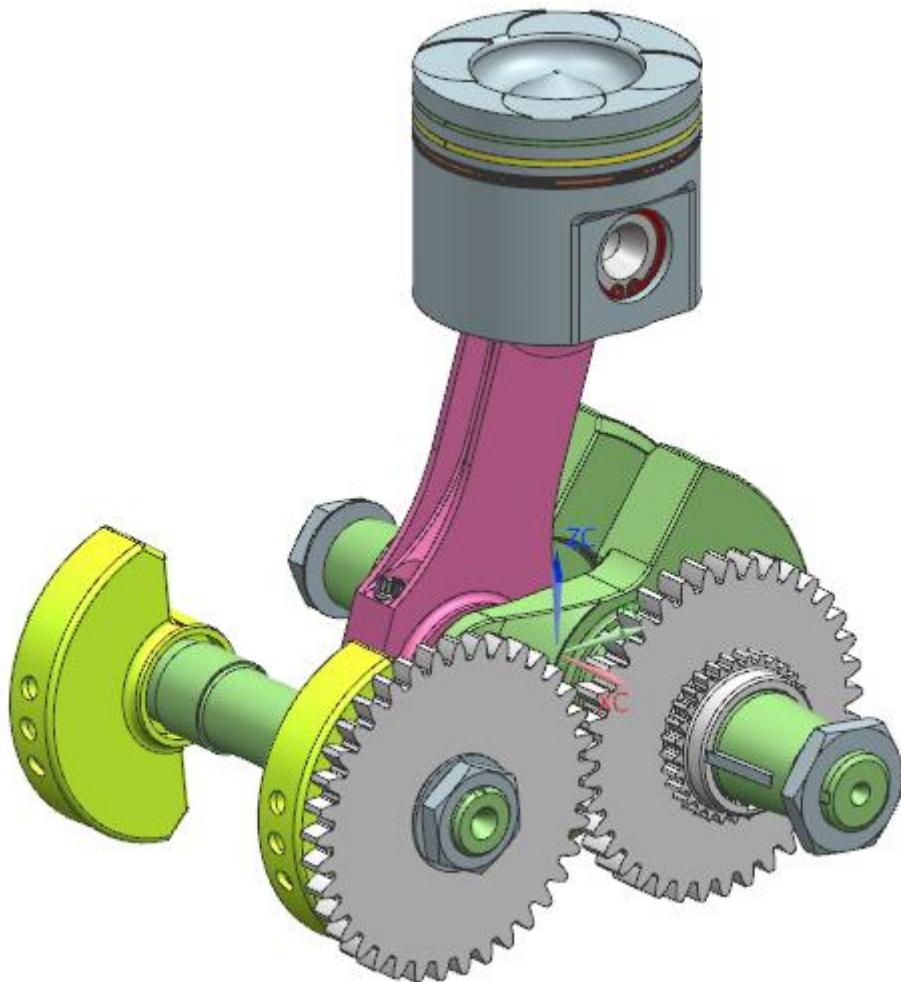


Graf 6 – Graf výsledné charakteristiky motoru

6 Konstrukční návrh motoru

6.1 Klikový mechanismus

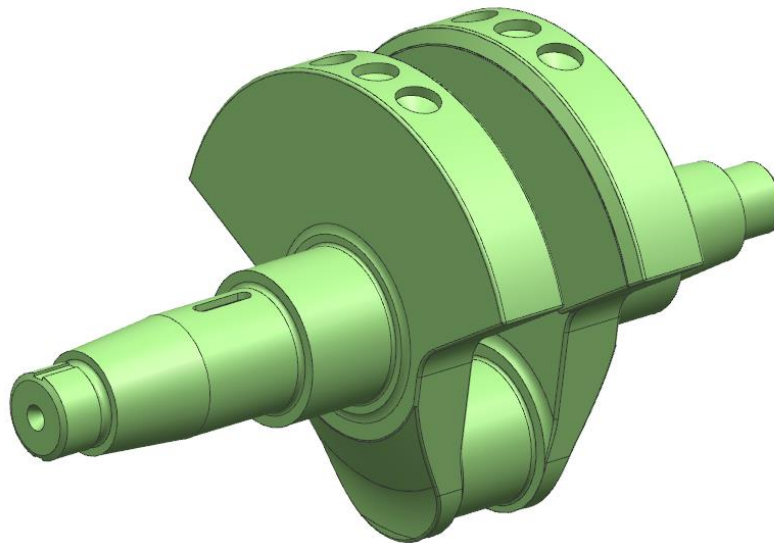
Klikový mechanismus se skládá z klikového hřídele, ojnice, pístního čepu, pístu, vyvažovacího hřídele, uložení hřídelí a ozubených kol potřebných k zajištění stálého převodu mezi klikovým a vyvažovacím hřídelem.



Obr. 29 – Sestava klikového mechanismu

6.1.1 Klikový hřídel

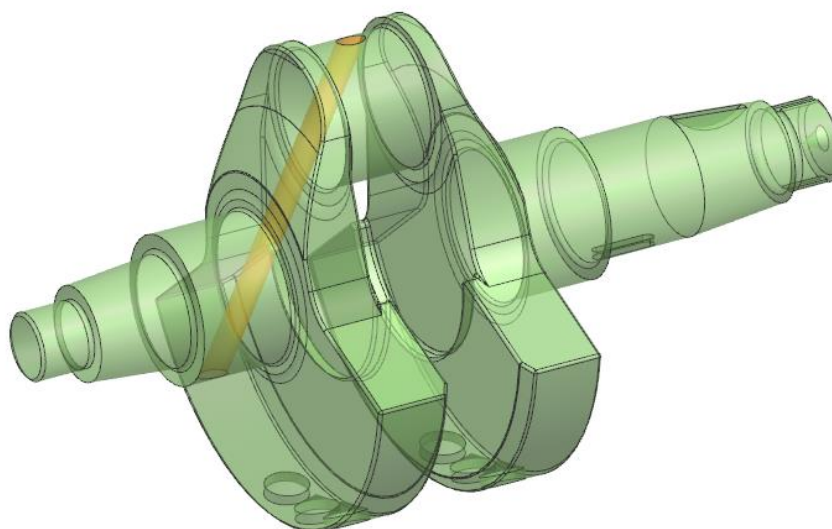
Základní rozměry klikového hřídele jsou popsány v kapitole **4.2.3 Určení rozměrů klikového hřídele**. Tvar ramen byl volen s ohledem na vyvážení rotačních a posuvných sil (popsáno v kapitole **7.1 Vyvážení klikového mechanismu**). Vnější poloměr ramen je omezen vzdáleností spodní hrany pístu od osy klikového hřídele v dolní úvratí, kde nesmí dojít ke kolizi. Dále aby klikový hřídel nebyl příliš široký, bylo třeba ramena rozšířit směrem k ose válce. Toto rozšíření je omezeno směrem k ose rotace, tentokrát vzhledem k rozměrům spodního ojnicního oka. Do vývažků na ramenech jsou zespodu vyvrtány otvory, jak je vidět na obrázku. Ty slouží k přesnému dovážení klikového hřídele na požadovanou úroveň.



Obr. 30 – Klikový hřídel

Za hlavními čepy jsou další osazení. Na jedné straně (na obrázku vlevo) je válcové osazení s drážkou pro pero. Zde přijdou namontovat ozubená kola, která budou pohánět rozvodový řetěz a vyvažovací hřídel. Za ně pak přijde nalisovat na kuželovou plochu rotor magneta, který se přitáhne zajišťovací maticí a podložkou s jazýčkem. Na straně druhé (na obrázku vpravo) je kuželové osazení pro pastorek primárního převodu. Za ním následuje taktéž závit s drážkou pro pojistnou matici a podložku s jazýčkem.

Hřídel bude vyráběn záпустkovým kovááním, neboť kované hřídele mají vyšší pevnost a únosnost než hřídele odlévané. Po kováání bude hřídel obroben. Materiál pro výrobu byl zvolen ČSN 14 220.4. [33][35]



Obr. 31 – Klikový hřídel s mazací drážkou

Poslední zmínkou u klikového hřídele je mazací drážka. Ta vede od jednoho klikového čepu k čepu ojničnímu. Drážka je zde z důvodu zajištění mazání ojničního oka, které je uložené na kluzném ložisku.

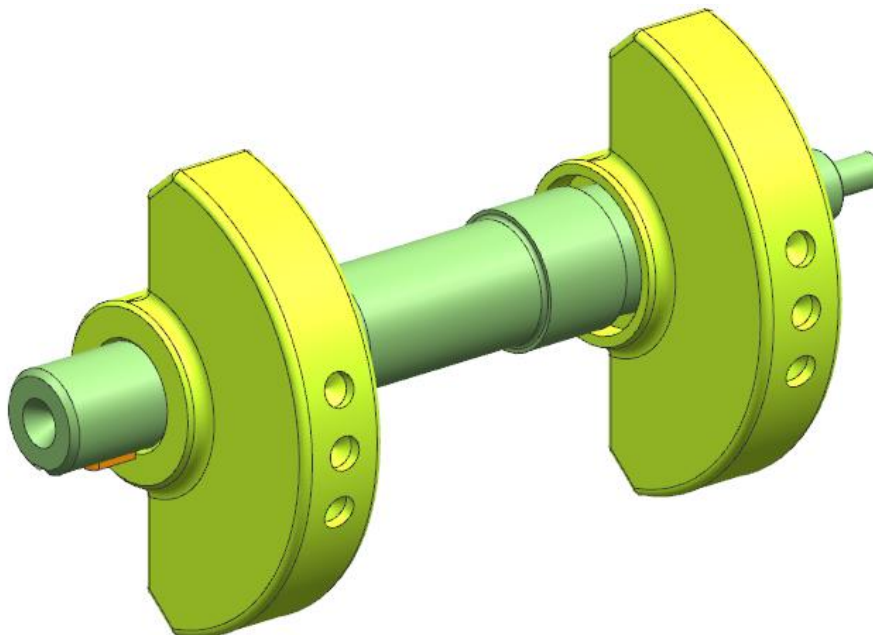
6.1.2 Vyvažovací hřídel

Vyvažovací hřídel se skládá z více částí, neboť na rozdíl od klikového hřídele se bude do bloku motoru montovat až po spojení levého a pravého karteru. Skládá se tedy z hřídele a vyvažovacích těles.

Hřídel má střední část, která slouží pouze k přenosu krouticího momentu z jedné strany na druhou. Je také namáhána značným ohybem, proto její průměr je jen o něco menší než průměr osazení pro ložiska. Za ložiskovými čepy následují osazení pro vyvažovací tělíska. V těchto osazeních jsou vyfrézovány drážky pro pera, aby byla zajištěna jednoznačná poloha tělísek vůči hřídeli. Za levé tělísko přijde nasadit ozubené kolo a stáhnout zajišťovací maticí s pojistnou podložkou. Za pravé tělísko se namontuje taktéž zajišťovací matice s podložkou, za ní následuje osazení pro gufero a následně se namontuje čerpadlo chladicí kapaliny. Hřídel je vyroben z oceli ČSN 14 220.4. [33][35]

Vyvažovací tělíska jsou navržena s ohledem na co největší vyvažovací sílu vzhledem k co nejmenšímu zástavbovému prostoru. Mají půlkruhový tvar a kroužky na upevnění k hřídeli. V kroužcích jsou obrobena drážky pro pero. Vývrtky na vnějším poloměru vyvažovacích tělísek slouží ke zpřesnění hmotnosti a rozložení hmoty.

Hmotnost a vzdálenost těžiště vývažků od osy rotace byla volena dle kapitoly **7.1 Vybázení klikového mechanismu**.

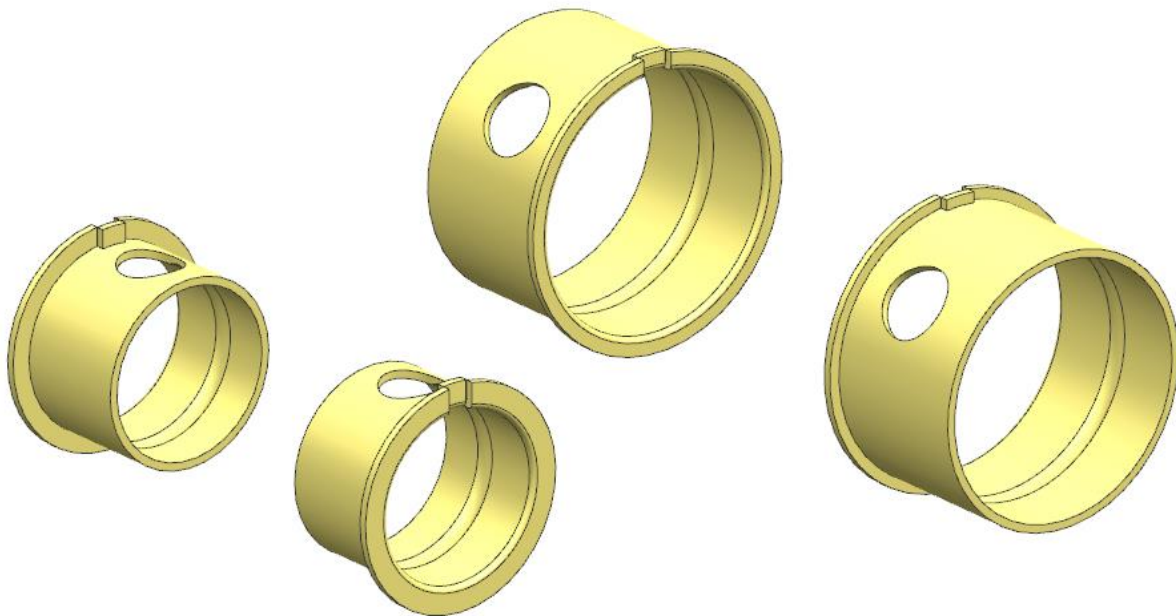


Obr. 32 – Vyvažovací hřídel

6.1.3 Uložení klikového a vyvažovacího hřídele

Uložení klikového a vyvažovacího hřídele je zajištěno kluznými ložisky. Kluzná ložiska se vyrábí z jakostní oceli, na kterou jsou naneseny tenké vrstvy ložiskového kovu.

Ložiska jsou jednodílná, neboť blok není dělený v ose rotace klikového hřídele, ale kolmo k ní. Ložiska jsou radiální i axiální zároveň. Axiální nákrůžky jsou u klikových ložisek na vnitřní straně (směrem k ose válce). U ložisek vyvažovacího hřídele pak na straně vnější. To je dáno skladbou motoru, neboť klikový hřídel se mezi kartery vkládá před jejich spojením, kdežto vyvažovací hřídel až poté. V axiálních nákrůžcích jsou vyraženy osazení. Tato osazení brání pootočení v bloku při chodu motoru. To je nutné zejména kvůli vyvrtaným díram pro přívod tlakového oleje.



Obr. 33 – Kluzná ložiska klikového a vyvažovacího hřídele

6.1.4 Ojnice

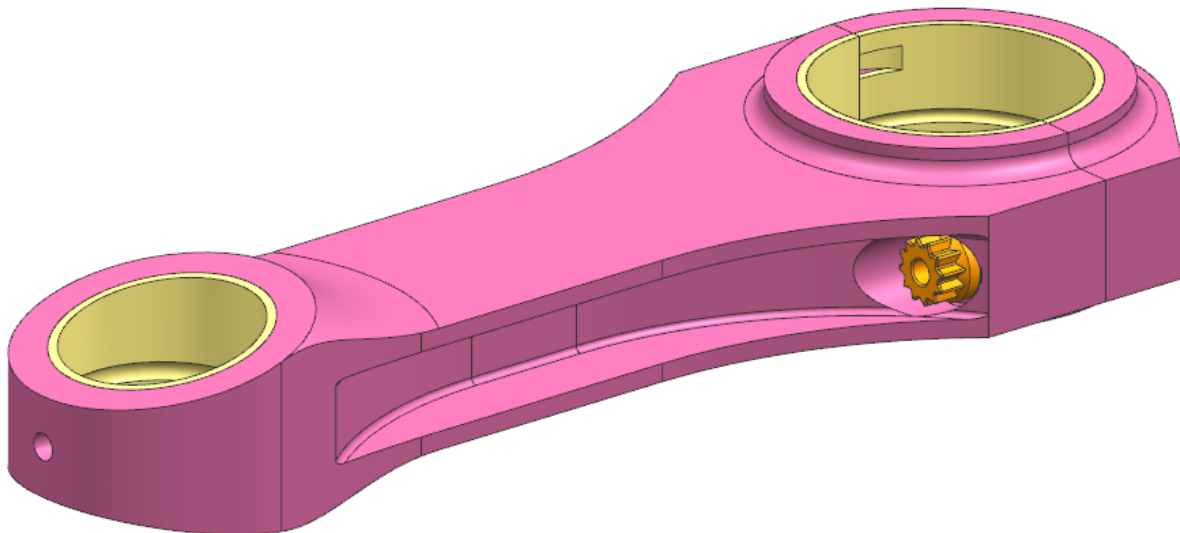
Jak bylo popsáno v kapitole 3.2.3 **Zhodnocení a výběr konstrukce ojnice**, pro tento navrhovaný motor je výhodnější použít ojnic s dříkem tvaru H. Tento typ ojnic je vhodnější pro přenos větších tlakových sil.

Na ojnici jsou kladeny velké pevnostní nároky, protože přenáší veškerou sílu mezi pístním čepem a klikovým hřídelem. Z tohoto důvodu bude ojnice kovaná a následně obrobená. Použitý materiál bude ocel ČSN 16 240.7. [32]

Horní oko má na svém vršku díru. Tou se dopravuje olej k pístnímu čepu, aby nedošlo k zadření. Olej bude skapávat ze dna pístu. Oko je také nahoře užší a směrem dolů se rozšiřuje. Úkos boční plochy k ose ojnice je $11,25^\circ$. Toto rozšíření je zvoleno z důvodu lepšího rozložení tlakové síly od pístního čepu, který nebude tolik namáhán na stříh.

Do ojničního oka je zalisováno pouzdro vyrobené ze slitiny mědi. To slouží jako kluzné ložisko, aby se pístní čep v ojnici nezadřel. V pouzdru je na vnitřní straně vysoustružena drážka pro lepší přívod oleje.

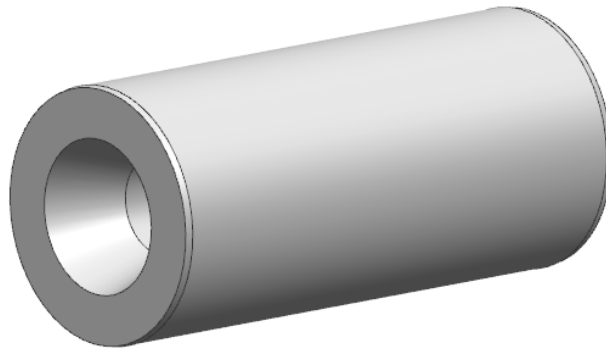
Spodní oko je dělené, aby bylo možné namontovat ojnic na klikový hřídel. Spodní část oka je k ojnici připevněna dvěma pevnostními šrouby M8. Do oka jsou vloženy dvě pánve, sloužící jako kluzné ložisko. V pánvích je také vysoustružena drážka pro lepší přívod oleje. Dále jsou v spodním oku vyfrézovány dvě drážky. Do těchto drážek zapadají výstupky z pánví. Tyto výstupky jsou velmi důležité, aby nedošlo při chodu motoru k protočení pánví a podsunutí jedné pánve pod druhou. Při montáži je třeba dbát na správný směr rotace motoru, jinak drážky nefungují.



Obr. 34 – Ojnice

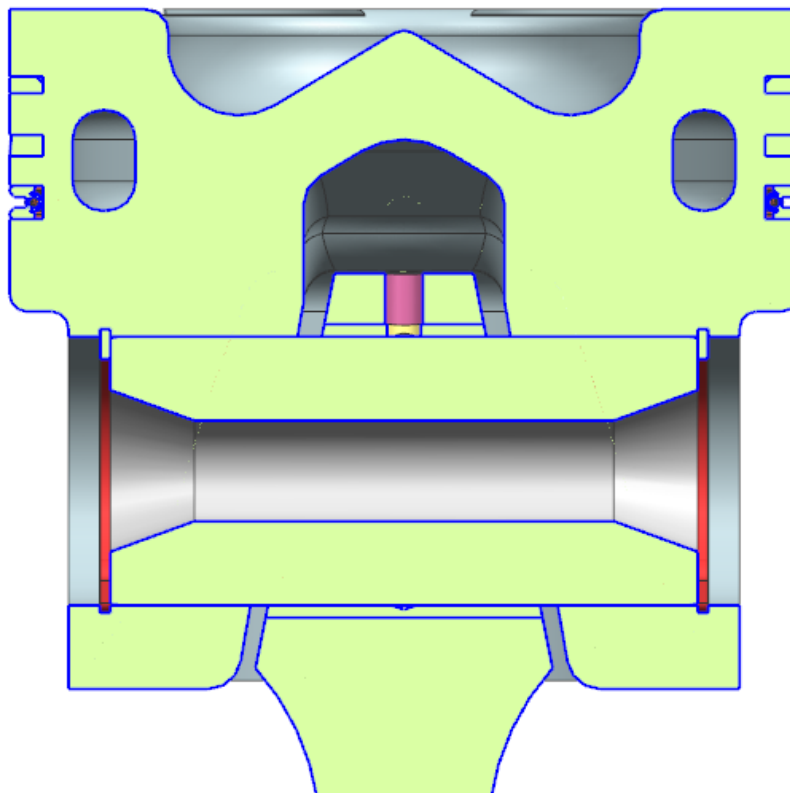
6.1.5 Pístní čep

Na pístní čep jsou kladeny velké nároky, co se pevnosti týče. Je jednou z nejnamáhanějších součástí spalovacího motoru. Zároveň ale nesmí být příliš těžký, protože se svojí hmotností podílí na velikosti posuvných sil. Pro částečné odlehčení je na vnitřním průměru velké sražení. V těchto místech totiž čep namáhán příliš není. Na vnějším průměru je také sražení, to ale slouží k montáži. Čep je vyroben z oceli ČSN 16 240.7. [32]



Obr. 35 – Pístní čep

Na obrázku níže je uložení pístního čepu v ojnici a pístu. Zajištění axiálního posuvu je provedeno pojistnými kroužky dle ČSN 02 2931. Mezi kroužky a pístním čepem musí být zajištěna vůle, kvůli tepelné roztažnosti. [33]



Obr. 36 – Uložení pístního čepu

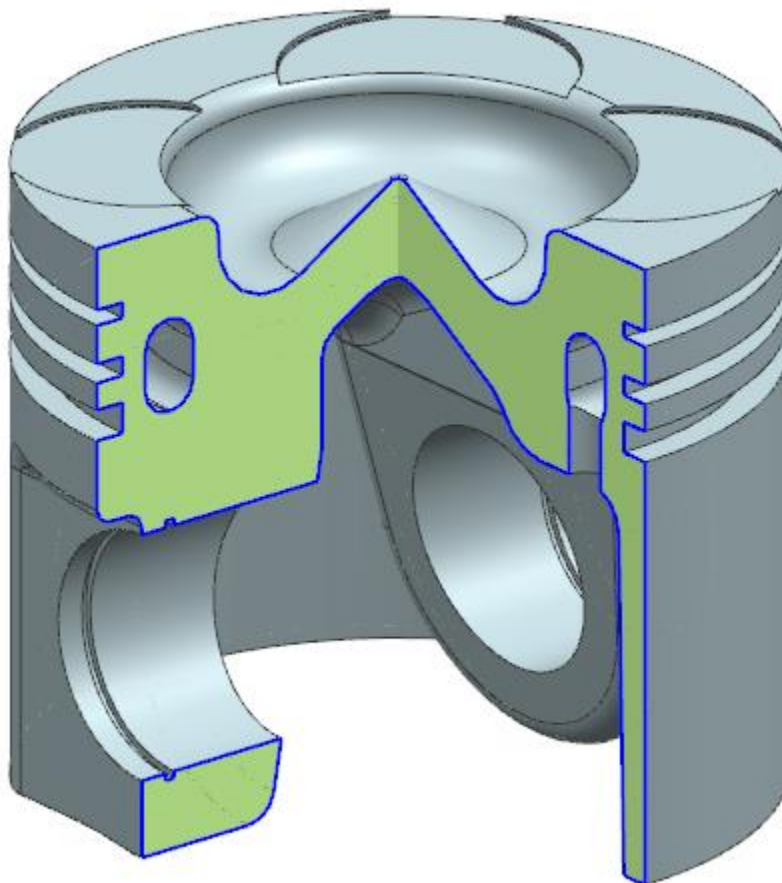
6.1.6 Píst

Píst je vyroben z hliníkové slitiny na odlitky ČSN 42 4315, také možno označit AlCu4Ni2Mg2. Slitina obsahuje jako hlavní legující prvky měď, nikl a hořčík, díky čemuž má vysokou mez pevnosti v tahu a je schopná odolávat vysokým teplotám. Píst je odlit a následně obroben. [31]

Dno pístu má zahlobení, které vychází z tvaru kompresního prostoru. Dále jsou na dně čtyři zahlobení sloužící jako ochrana před kolizí s ventily, když je píst v horní úvrati. Dno pístu má kvůli vybráním velkou plochu, takže bude odvádět značnou část tepla vniklého při spalování. Z tohoto důvodu je ve dně pístu vytvořen kanálek, do kterého bude stříkat olej ze spodní části motoru a dno pístu tak chladit.

Plášť pístu má válcovitý tvar. U ok uložení pístního čepu je plášť zúžen. Vnitřní plochy ok jsou k sobě skloněny, to vyplývá z tvaru horního oka ojnice.

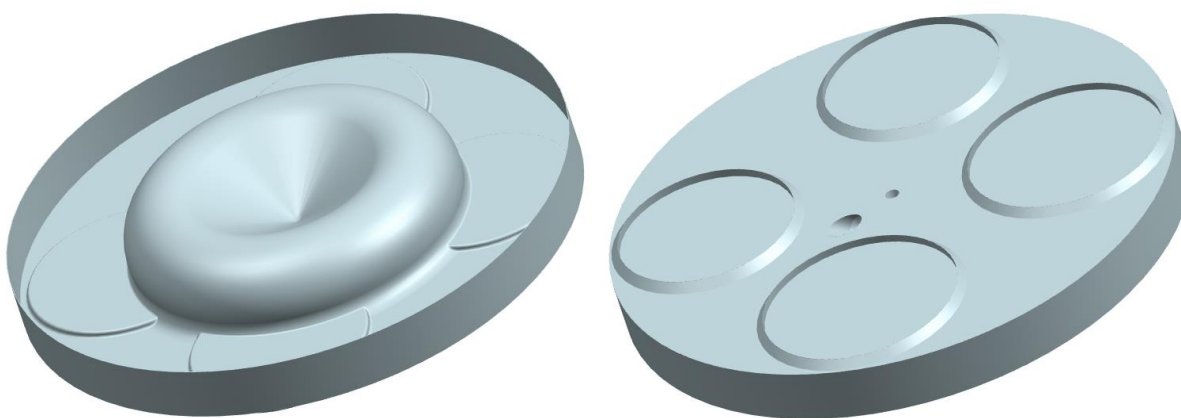
Drážky pro pístní kroužky vychází z kapitoly **6.1.8 Pístní kroužky**.



Obr. 37 – Píst z hliníkové slitiny

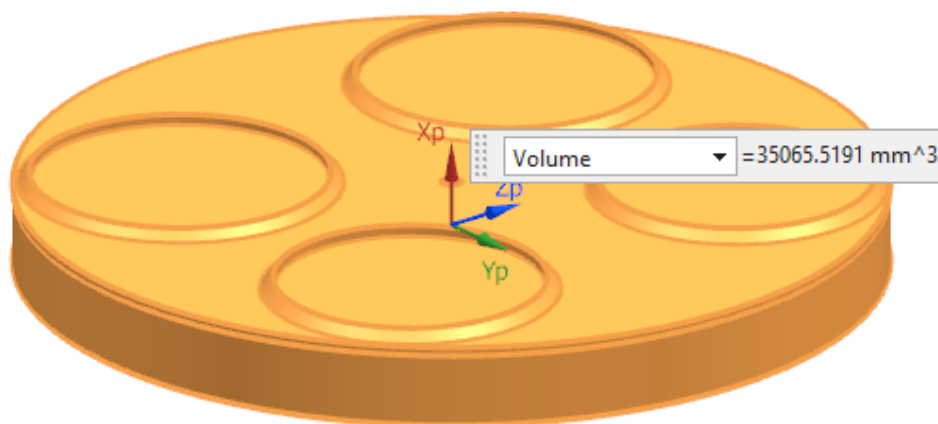
6.1.7 Kompresní prostor

Kompresní prostor je z horní části ohraničen hlavou válce. Spodní plocha hlavy bude sice rovná, ale je třeba také uvažovat zahloubení pro ventily a výstupky od vstřikovače a žhavicí svíčky, jak je vidět vpravo na obrázku 38 – Kompresní prostor. V levé části obrázku je pohled na kompresní prostor zespoda. Jeho největší část je tvořena střežovitým zahloubením ve středu dna pístu. Kolem něj jsou rozmístěny čtyři zahloubení pro ventily, aby bylo zabráněno kolizi. Tak je učiněno z důvodu malé mezery mezi dnem pístu v horní úvratí a hlavou válce, která je tvořena pouze těsněním hlavy. Tloušťka těsnění byla stanovena na 1mm. Při stříhu ventilů by tak mohlo dojít k jejich poškození vlivem naražení pístu. Výška zahloubení je 1mm. Poslední částí tvořící kompresní prostor je válcovitá obruč, která je vytvořena vůlí mezi pístem a válcem. Její výška je od dna pístu k prvnímu těsnicímu kroužku.



Obr. 38 – Kompresní prostor

Po návrhu tvaru kompresního prostoru je třeba ověřit jeho správnou velikost. Objem kompresního prostoru byl vypočítán v kapitole 4.2.5 **Objem kompresního prostoru**. Jeho velikost by dle výpočtu měla činit $35,064\text{cm}^3$. Naměřený objem podle 3D modelu vykazuje $35,065\text{cm}^3$. Tato odchylka je v toleranci.



Obr. 39 – Objem kompresního prostoru

6.1.8 Pístní kroužky

Pístní kroužky se vyrábějí z oceli nebo litiny, která se v mnoha případech tepelně upravuje. Na třecí plochy se nanáší povrchové vrstvy nebo se upravují např. fosfátováním nebo ferroxací. Povrchová vrstva může být chromová, keramická s obsahem chromu nebo jiná.

Pro tento motor byly zvoleny následující typy pístních kroužků podle [26].

První těsnící kroužek je klínový, vyrobený z tepelně upravené litiny s kuličkovým grafitem. Povrch je chromován. Radiální tloušťka je 4mm a axiální výška 2mm.

Druhý těsnící kroužek je se zkosenou hranou, vyrobený z tepelně upravené litiny s vločkovým grafitem. Povrch je fosfátován. Radiální tloušťka 4mm, axiální výška 2,5mm.

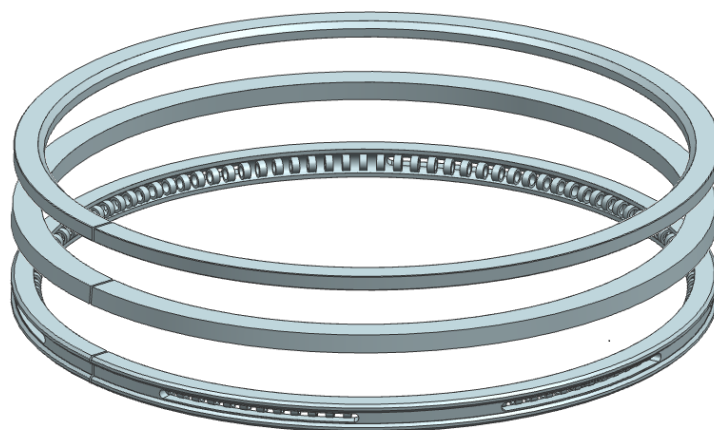
Třetí kroužek je těsnící. Zde bylo zvoleno provedení se zkosenými hranami a vinutou napínací pružinou vloženou uvnitř. Pružina pomáhá lepšímu tlakovému rozložení po celém obvodu pístu. Povrch je opět chromován. Radiální šířka je 4mm a axiální výška též.

Ke správné funkci pístních kroužků je zapotřebí určité vůle. Ta musí být zajištěna například z důvodu tepelné roztažnosti. Kdyby například byla zvolena malá vůle mezi zámky, při ohřátí motoru na provozní teplotu by se kroužek moc roztáhl a ve válci zadřel. V případě moc velké mezery zase bude docházet k úniku tlaku ze spalovacího prostoru, což je nežádoucí.

Důležitá je také axiální vůle. Například u prvního kroužku, kde je dosahováno vysokých teplot, se v oleji, který zůstává mezi drážkou a kroužkem, vytváří vločky karbonu. Pokud by byla vůle malá, nemohl by se kroužek v horní a dolní úvrati dostatečně axiálně pohybovat, vločky karbonu by ho zalepily v drážce a následně by přestal těsnit. Oproti tomu zase velká vůle znamená velkou spotřebu oleje, neboť axiálním pohybem kroužku v drážce se olej přečerpává z klikového prostoru do spalovacího. [27]

Vůle pístních kroužků byly voleny podle zdroje [25].

	1. kroužek	2. kroužek	3. kroužek
Axiální vůle	0,1mm	0,08mm	0,03mm
Radiální vůle	0,5mm	0,5mm	0,8mm
Vůle v zámku	0,36mm	0,36mm	0,36mm



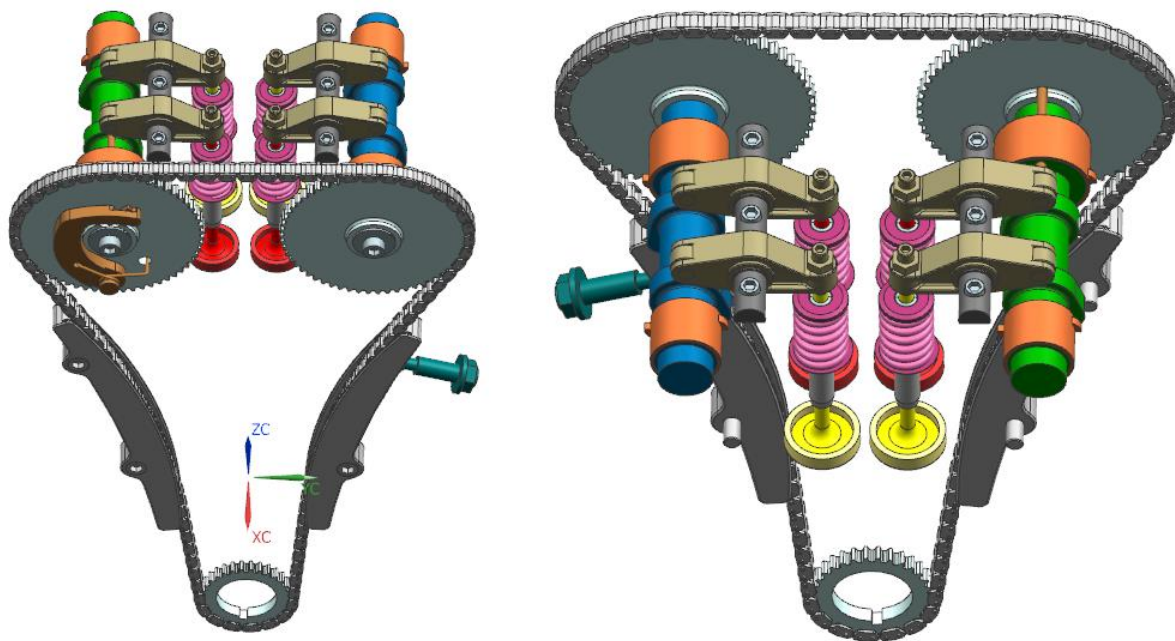
Obr. 40 – Pístní kroužky

6.2 Rozvodový mechanismus

Rozvodový mechanismus je jednou z nejsložitějších částí motoru. Zajišťuje stálý a přesný převod mezi klikovým hřídelem a vačkovými hřídeli. V tomto převodu je nutností dodržet přesné převodové číslo 1:2. Excentricita vaček je dále převáděna přes vahadla na posuvný pohyb ventilů, které zajišťují plnění válce vzduchem a odvod spálené směsi pryč.

Skládá se tedy z řetězových kol, řetězu, vodící a napínací lišty s napínákem, dvou vačkových hřídelí, čtyř vahadel a čtyř ventilů s vodítky, pružinami, miskami a zámky ventilů. [27]

Jako pomocný mechanismus při startu motoru je zde zakomponován i dekompressor.



Obr. 41 – Rozvodový mechanismus

6.2.1 Ventily

Ventily zajišťují plnění válce vzduchem a odvod spalin ze spalovacího prostoru pryč ve správném čase. Jelikož jsou talíře ventilů v přímém kontaktu se spalovanou směsí, jsou velmi teplotně namáhány. Dříky ventilů jsou dynamicky namáhány na tlak a tah. Zároveň ale musí mít ventily co nejmenší hmotnost, aby nevznikaly velké setrvačné síly v rozvodovém mechanismu a také aby pružiny nemusely být moc rozměrné.

Talíř sacího ventilu má větší průměr než výfukového, neboť zajistit dobré plnění válce čerstvou směsí je obtížnější, než vyhořelou směs dostat z válce pryč.

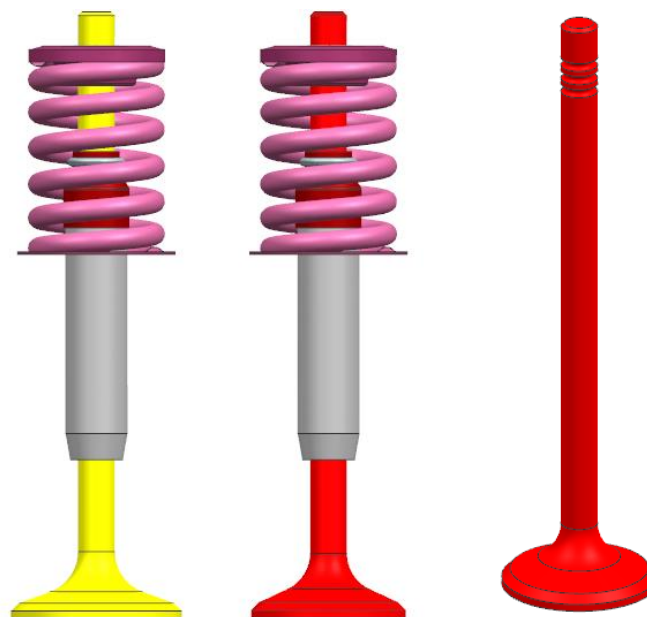
Výfukový ventil má oproti tomu talíř vyšší. To je dáno větším teplotním zatížením, protože kolem celého talíře proudí výfukové plyny. Kolem talíře sacího ventilu pouze nasávaný vzduch.

Úkoso dosedacích ploch jsou pro oba ventily stejné a činní 45° . Navazující zkosení směrem k dříku má pak sací ventil 20° a výfukový 25° od osy kolmé k ose dříku.

Přechod mezi dříkem a úkosem je tvořen rádiusem. V obou případech je poloměr 7,5mm. Tento přechod je vytvořen z důvodu rozložení tlakového a tahového napětí.

Dříky obou ventilů jsou stejné a mají průměr 7mm. V jejich horní části jsou tři vybrání pro zámky ventilů.

Výška ventilů v obou případech činní 115mm.

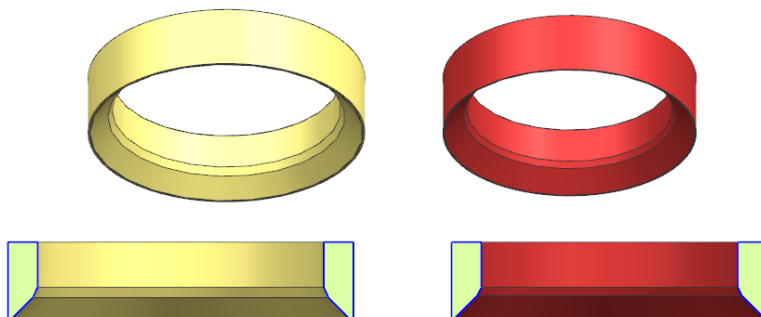


Obr. 42 – Ventily (sací žlutý, výfukový červený)

6.2.2 Sedla ventilů

Sedla ventilů musí být vytvořena zvlášť, neboť hlava bude vyrobena z hliníkové slitiny. V hlavě budou obrobena otvory, do kterých přijdou sedla zalisovat. Sedlou budou vyrobena z ušlechtilé oceli CrNi, aby nedošlo k zaklepaní ventilů.

Rozměry sedel vyplývají z rozměrů talířů ventilů. Sklon dosedací plochy je 45° , za ní následuje zkosení pod úhlem 25° od osy ventilu. Výška sedel je v obou případech 8mm.



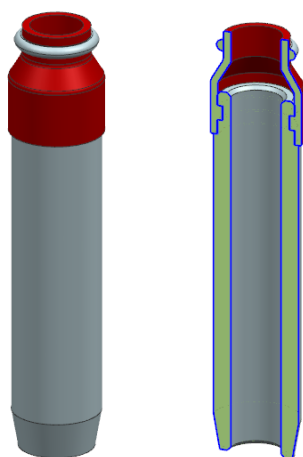
Obr. 43 – Sedla ventilů (vlevo sací, vpravo výfukové)

6.2.3 Vodítka ventilů

Vodítka ventilů jsou do hlavy válce zalisována. Zajišťují přesné vedení ventilu v jeho ose, aby nedošlo k špatnému dosednutí do sedla.

Vodítka jsou pro oba ventily stejná, mají výšku 50mm a vnější průměr 13mm. Na vnější straně je ve spodní části zkosení, aby bylo možné vodítko do hlavy zalisovat. V horní části je vytvořeno osazení, do kterého přijde zasadit těsnění.

Těsnění zabraňuje pronikání oleje z horní části hlavy do sacích a výfukových kanálů. [27]



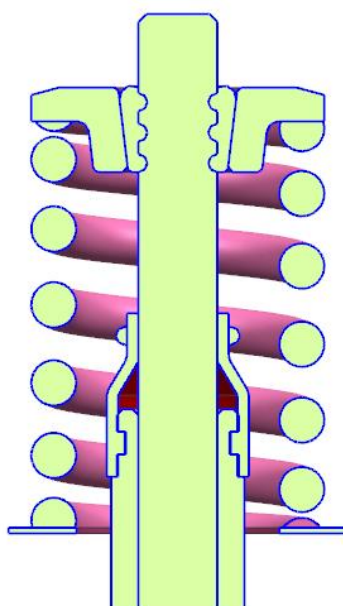
Obr. 44 – Vodítko ventilu (šedé) s těsněním (červené)

6.2.4 Pružiny ventilů

Pružiny zajišťují včasné vrácení ventilů, aby nedošlo ke kolizi ventilu s pístem. Musí mít proto dostatečnou tuhost. Použitý materiál je pružinová ocel ČSN 14 260.7. [35]

Navrhnuté pružiny jsou šroubovité s konstantním průřezem drátu a konstantním stoupáním. Průměr drátu je 4mm, střední průměr pružiny 22mm, počet opěrných závitů 1,5 a činných 5. Výška pružiny v zamontovaném stavu je 36mm.

Pod pružiny přijdou do hlavy válce umístit ocelové podložky, aby nedošlo k vymačkání pružin do hliníkové slitiny. Na pružinu přijde nasadit miska pružiny, jejíž vnější průměr je shodný s vnějším průměrem pružiny. V ose má miska kuželovou díru, do které zapadnou zámky ventilů. [27]



Obr. 45 – Pružina ventilu s příslušenstvím v řezu

6.2.5 Zámky pružin ventilů

Zámky pružin ventilů zajišťují udržení pružiny v předepnutém stavu a přenos tlačné síly pružiny na vratný pohyb ventilu. Kvůli zajištění montáže jsou použity dva zámky na ventil. Zámek má z vnější strany kuželovou plochu a z vnitřní strany tři výstupky, které zapadnou do drážek v dřívku ventilu.



Obr. 46 – Zámky ventilu

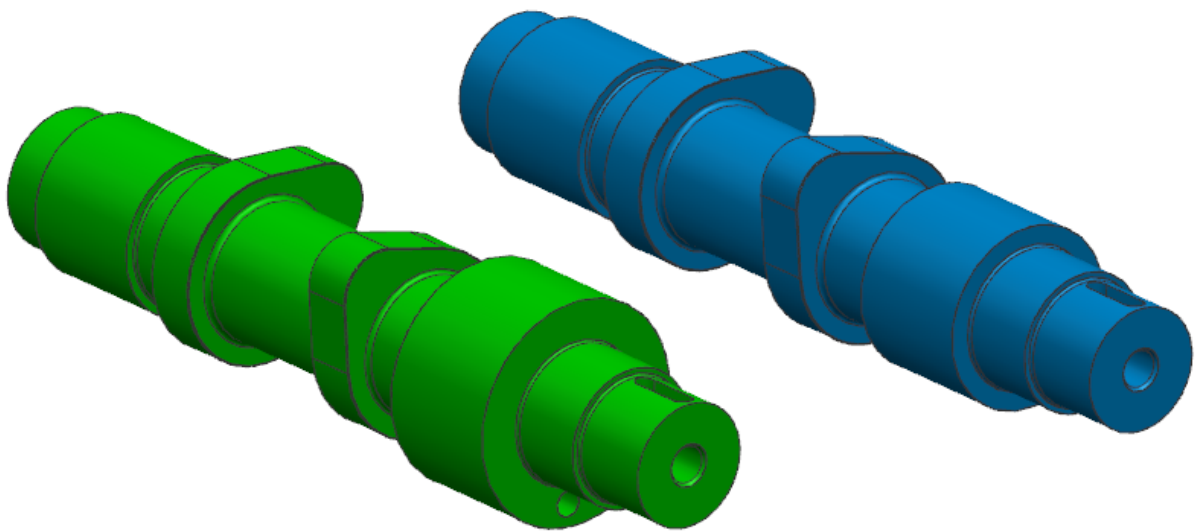
6.2.6 Vačkové hřídele

Vačkové hřídele jsou velmi namáhané na krut a ohyb. Také musí vykazovat dobré otěruvzdorné vlastnosti. Z těchto důvodů byla pro výrobu zvolena ocel ČSN 16 420.3, která je kovaná a žíhaná na měkko. Po obrobení se vačky cementují, kalí a popouští, aby se dosáhlo požadované tvrdosti a pevnosti. Následně se dosedací plochy brousí a válečkují. Tím se zlepšuje jakost, snižuje tření, navíc i zvyšuje odolnost proti otěru, proti dynamickému namáhání, snižuje se vznik koroze a zamezuje vzniku vrubů.

Každá vačková hřídel je uložena na dvou kluzných ložiskách. Jedno osazení pro ložisko má větší průměr, protože jím prochází tyčka dekompresoru (na obrázku níže zelená hřídel, pravé ložisko).

Na každé vačkové hřídeli je jedna vačka sací a druhá výfuková. To plyne z rozmístění ventilů v hlavě válce. Tvar vaček byl volen na základě výsledků kapitoly **5 Termodynamický model**.

Na jedné straně mají vačky osazení pro řetězová kola rozvodového mechanismu. V těchto osazeních jsou vyfrézovány drážky pro pera, aby byla zajištěna jednoznačná poloha hřídelí vůči kolům. Na čelech hřídelí jsou vytvořeny závitové díry M8, aby bylo možné řetězová kola zajistit proti axiálnímu posunutí.



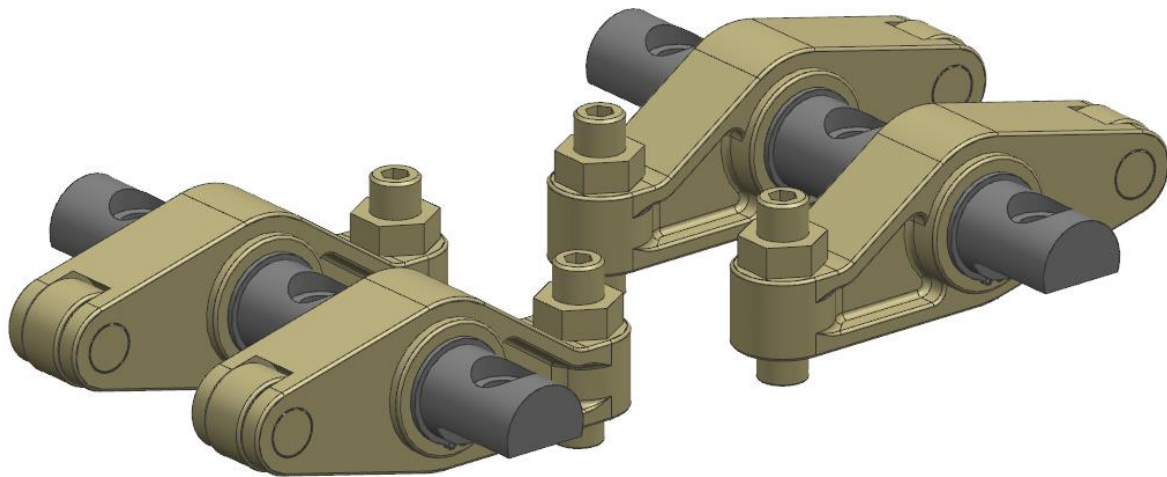
Obr. 47 – Vačkové hřídele

6.2.7 Vahadla

Vahadla slouží k převodu excentrického pohybu vačky na posuvný pohyb ventilů. Vahadla jsou dynamicky namáhána na ohyb, proto jsou vyrobena kováním z oceli ČSN 14 220.3.

V každém vahadle je umístěna rolna se zalisovaným čepem. Rolna dosedá na vačku a snižuje tak tření mezi vačkou a vahadlem. Na druhé straně je pak ve vahadle zamontován šroub s kulovým koncem a zajištěn proti vytočení pojistnou maticí. Tyto šrouby slouží k seřizování ventilové vůle. Při malé vůli může dojít k podfukování ventilů, při velké vůli k rázům mezi šrouby a ventily.

Vahadla jsou uložena na tyčích přes jehličková ložiska a zajištěna pojistnými kroužky dle ČSN 02 2930. V každém vahadle je zespodu vyvrtná dírka pro přívod oleje. Olej je v hlavě rozstříkovan od rotující vačkové hřídele. [33][35]



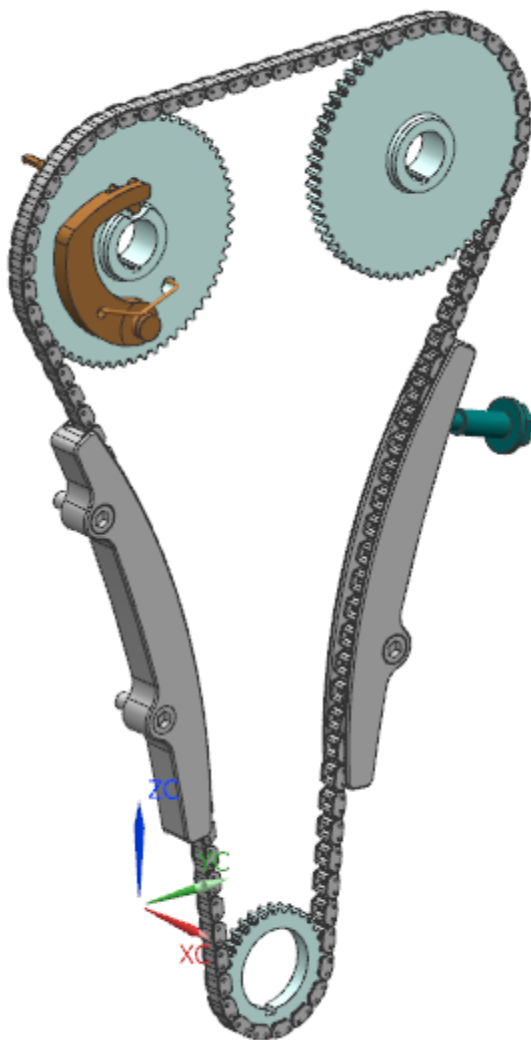
Obr. 48 – Vahadla s uložením

6.2.8 Rozvodová kola a řetěz

Pro převod mezi klikovým hřídelem a vačkovými hřídeli byl zvolen rozvodový řetěz. Jednak z úspory prostoru a jednak díky své vyšší trvanlivosti oproti ozubenému řemenu. Typ řetězu byl zvolen z nabídky firmy D.I.D, z typů silent chains, konkrétně DID SCA-0412-A SDH, s roztečí zubů 6,35mm. Počet článků řetězu je 194. [30]

Řetězová kola zajišťují stálý převod 1:2. Počet zubů na kole klikového hřídele je 30, na vačkových hřídelích 60. V dosedacích plochách kol jsou obrobena drážky pro pera k zajištění jednoznačné polohy. V jednom z řetězových kol vačkového hřídele je umístěn dekompresor (na obrázku vlevo).

V řetězu vznikají dynamické tahové síly, proto je třeba ho vést a napínat. K tomu slouží jedna vodící lišta (na obrázku vlevo) a jedna napínací lišta s mechanickým napínákem (na obrázku vpravo). V lištách jsou zalita ocelová pouzdra na šrouby, aby se zvýšila jejich tuhost a také aby byl zajištěn volný pohyb napínací lišty. Šrouby se zašroubují do válce motoru.



Obr. 49 – Rozvodový řetěz s koly, napínací a vodící lištou

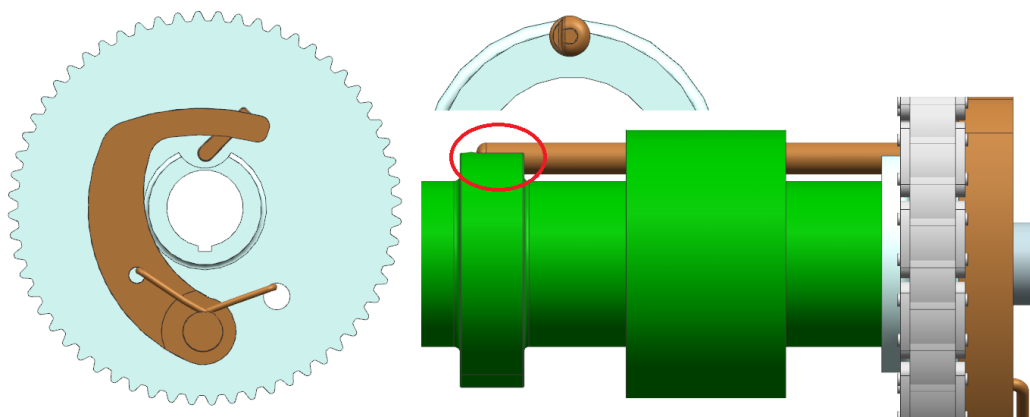
6.2.9 Dekompresor

Funkce dekompresoru je důležitá kvůli odlehčení výkonu startéru při startu. Když se motor roztáčí z nulových otáček, nejen že startér musí překonat všechny setrvačné účinky všech pohyblivých součástí, ale také musí překonat kompresní tlak ve válci. Z tohoto důvodu se na vačkovou hřídel umísťuje dekompresor.

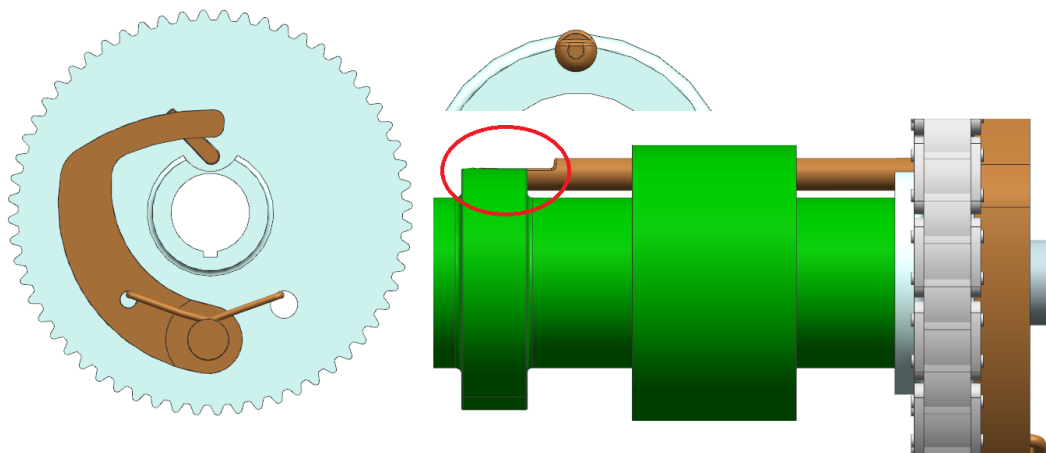
Dekompresor má za úkol odfouknout kompresní tlak z válce do výfuku chvíli před tím, než se píst dostane do horní úvratě.

Tento mechanismus využívá excentricky umístěného závaží na rozvodovém kole vačkové hřídele. Toto závaží je přitahováno pružinou směrem ke středu rotace. Jakmile motor dosáhne potřebného počtu otáček pro start, odstředivá síla závaží překoná přitahovací sílu pružiny. Závaží je na jednom konci otočně přichyceno k zalisovanému čepu v rozvodovém kole a zajištěno pružinou, která zapadá do drážky v čepu. Na druhém konci je v závaží vytvořena drážka, do které zapadá rameno tyčky dekompresoru. Drážka v závaží je směrem k řetězovému kolu, aby nemohlo dojít k vysunutí tyčky. Tyčka dále prochází řetězovým kolem a osazením pro ložisko vačkového hřídele směrem k výfukové vačce. Ve výfukové vačce je vytvořena kapsa, do které dosedá konec tyčky dekompresoru. Konec tyčky je z jedné strany zbroušen, aby při roztočeném motoru nedocházelo k otevírání ventilu.

Tyto stavy jsou zachyceny na obrázcích 50 a 51. Červenými kruhy je označen rozdíl při otočení tyčky dekompresoru.



Obr. 50 – Postavení dekompresoru v nízkých otáčkách



Obr. 51 – Postavení dekompresoru při dosažení minimálních otáček

6.3 Pevné části motoru

6.3.1 Hlava válce

Před návrhem samotného těla hlavy válce je ale ještě třeba znát tělesa, která se do hlavy musí vejít. Patří mezi ně sací a výfukové kanály, vodní jádro a vrtání pro olej.

6.3.1.1 Sací kanály

Tvar sacích kanálů je navržen podle určitých kritérií.

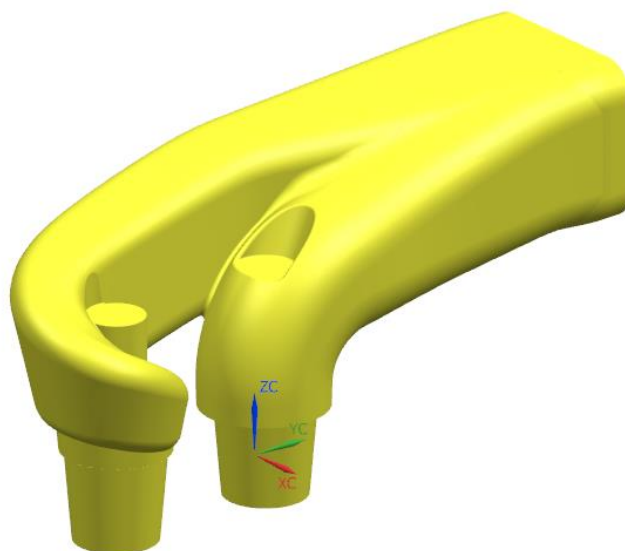
Zaprvé je třeba dodržet předem stanovené průřezy a rozměry v jednotlivých místech, viz kapitola **5.2.8 Výpočet hlavních rozměrů sacího kanálu**.

Zadruhé je třeba navrhnout tvar kanálů tak, aby delší kanál měl šroubovitě zakončení a kratší kanál šel tečně k němu. Šroubovitě zakončení delšího kanálu vytvoří vír při nasávání nové směsi do válce. Druhý kanál, který je tečně k prvnímu, tento vír podporuje. Rozvíření nové směsi (vzduchu) ve válci je důležité kvůli zajištění efektivního hoření.

Zatřetí by kanály neměli být zbytečně zakřiveny po celé jejich délce, aby nedocházelo k velkému odporu proudící směsi do válce. To samé platí i pro zúžení v místech, kde se třeba kanály musí vyhnout šroubům hlavy, nebo žhavicí svíčke. Každá nerovnost ovlivňuje nepříznivě efektivitu plnění.

Začtvrté by se tvar průřezu po celé délce neměl příliš měnit. Nejideálnějším tvarem průřezu je kruh. Má největší plochu a nejmenší obvod, takže dochází k nejmenším ztrátám vlivem tření směsi o stěny kanálu v hlavě. Bohužel z konstrukčních důvodů musel být udělán ústupek a vyústění kanálu z hlavy má obdélníkový průřez se zaoblenými rohy. Plocha tohoto tvaru odpovídá navržené ploše kruhového průřezu. [27]

Výsledný navržený tvar sacích kanálů je na obrázku níže.



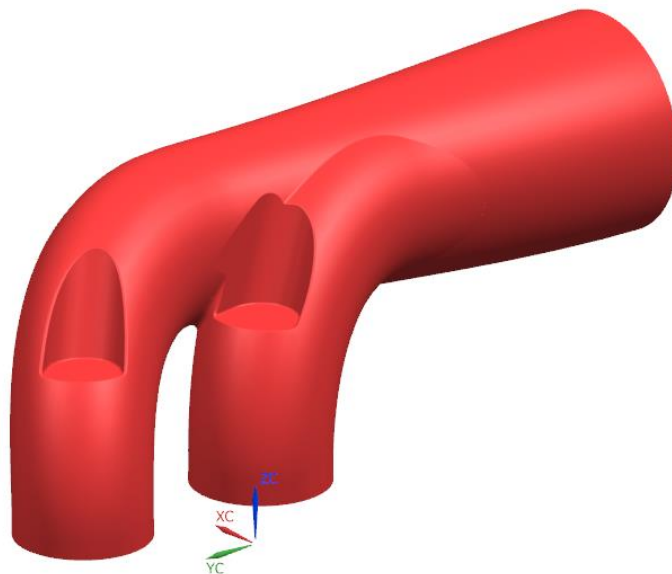
Obr. 52 – Tvar sacích kanálů

6.3.1.2 Výfukové kanály

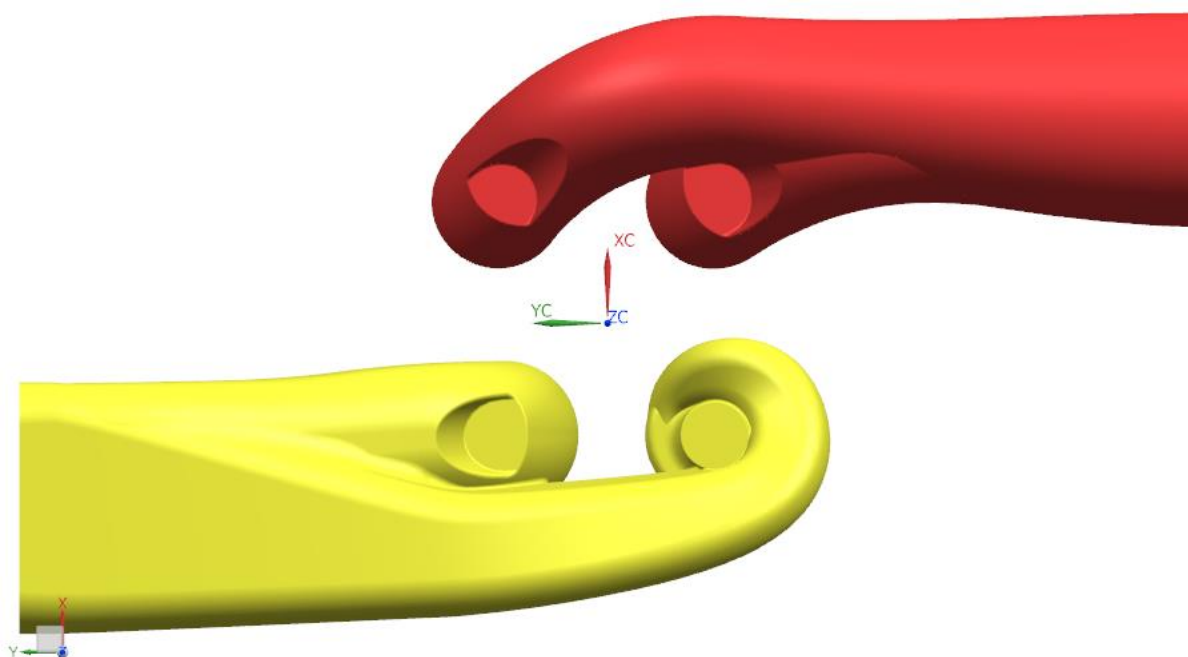
U výfukových kanálů nejsou tak přísné podmínky pro tvorbu jejich tvaru. Avšak v zásadě se od sacích příliš neliší.

Musí být dodrženy předem stanovené rozměry a průřezy. Tvar průřezu by se měl po celé délce měnit pokud možno co nejméně a měl by mít co nejméně zúžení a zakřivení. Také by výfukové kanály měli být co nejkratší, aby spaliny vycházející z motoru ven příliš neohřívali hlavu. [27]

Navržený tvar výfukových kanálů:



Obr. 53 – Tvar výfukových kanálů



Obr. 54 – Půdorys sacích a výfukových kanálů v hlavě

6.3.1.3 Vodní jádro

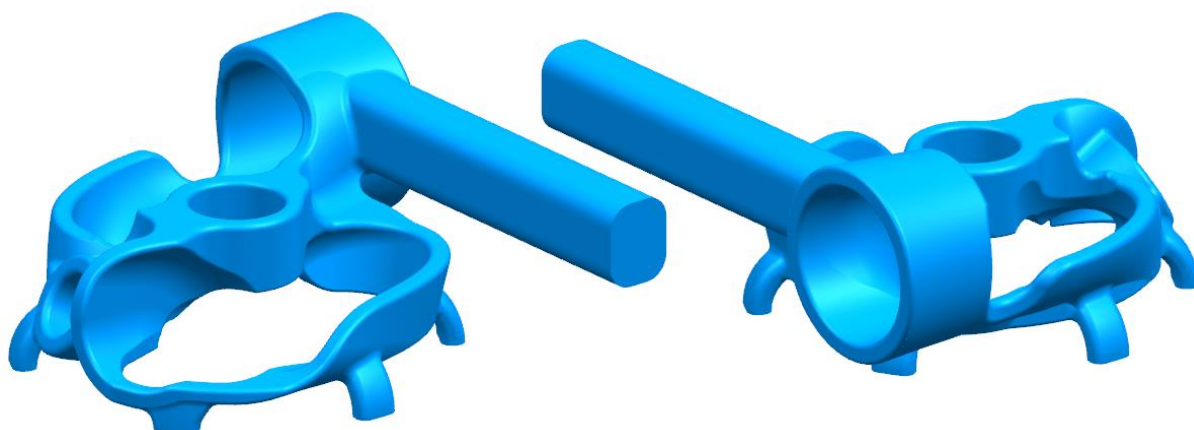
Při tvorbě vodního jádra se postupovalo následovně:

Vytvořila se sestava, která obsahuje sací a výfukové kanály, vstřikovač, žhavicí svíčku, šrouby hlavy válců a ventily s vodítky a pružinami. Těmto komponentům se nastavily offsety, které ukazují minimální vzdálenost, na kterou se k nim vodní jádro smí přiblížit. Následně byl vytvořen model vodního jádra, který má minimální tloušťku 4mm a minimální vzdálenost ke všem komponentům je také 4mm.

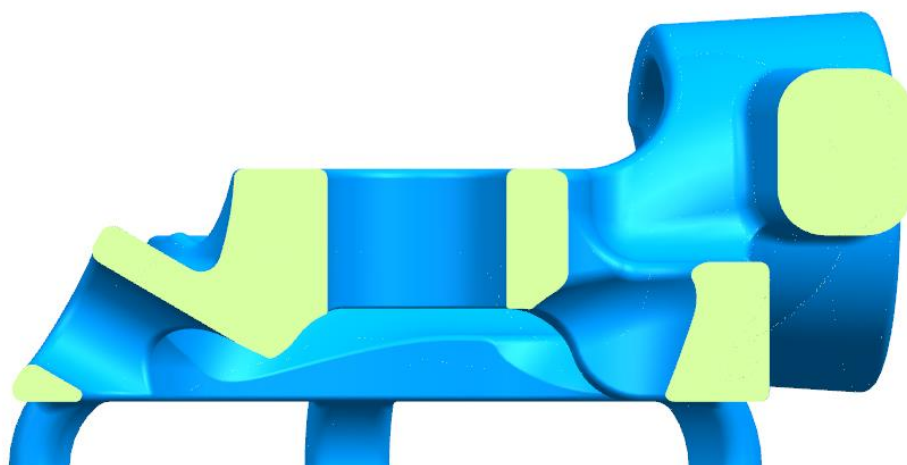
Dále bylo třeba dbát na zajištění konstantního proudění kapaliny v celém prostoru vodního jádra. Musela se tedy odstranit slabá místa, ve kterých by byl průtok příliš omezen. Dále bylo třeba odstranit přebytečná místa, kde by se voda příliš zpomalila, vířila by a neproudila. To je důležité kvůli zajištění správné chladicí funkce.

Poté bylo třeba rozmístit známky, kterými bude vodní jádro ve slévárenské formě držet. Tyto známky budou sloužit k přisunu chladicí kapaliny z válce. Jejich plocha průřezu musí přibližně odpovídat plochám průřezu vodního jádra v místech, kam známky ústí.

Odvod chladicí kapaliny z hlavy je vyveden od chlazení výfukového kanálu, neboť toto místo má vyšší polohu než místa ostatní. Veškerá přitékající kapalina bude tedy proudit k tomuto místu. [27]



Obr. 55 – Jádro chladicí kapaliny



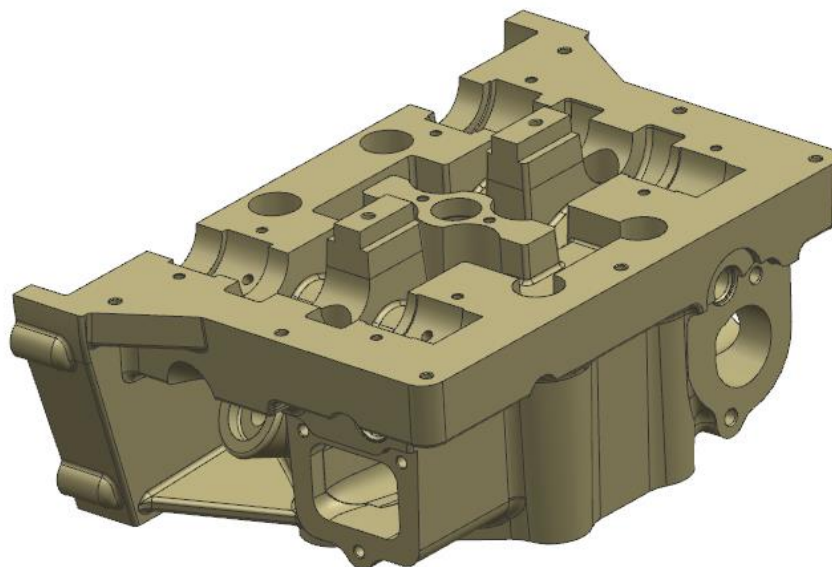
Obr. 56 – Jádro chladicí kapaliny – řez v rovině žhavicí svíčky

6.3.1.4 Hlava

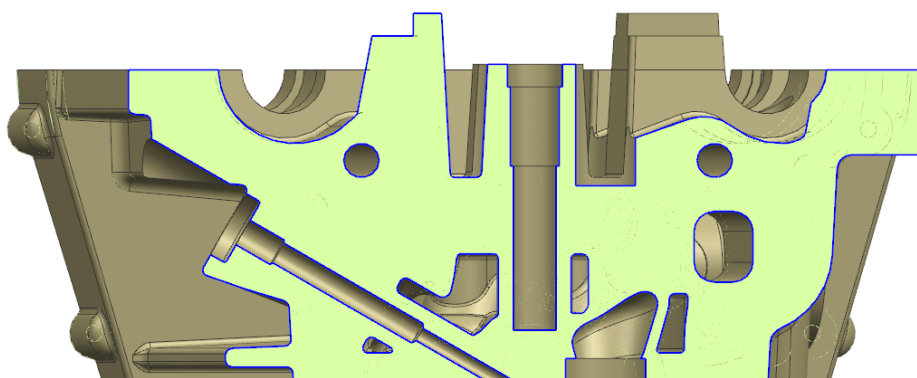
Hlava je navržena jako odlitek ze slitiny hliníku EN-AC 46200. Tato slitina obsahuje velké množství křemíku, který je potřebný, aby se hlava dobře odlila do složité tvarované formy. Ve formě bude uloženo vodní jádro a jádra sacích a výfukových kanálů. Forma bude muset mít více dělicích rovin, aby bylo možné například odlít výstupku na žhavicí svíčku a žeber kolem něj. Hlava je navržena s potřebnými rádiusy a zkoseními, aby bylo možné ji zhotovit litím. Funkční plochy jsou s ostrými hranami, které jsou výsledkem obrábění. [37]

Hlava je přes válec připevněna ke spodním karterům pomocí šesti pevnostních šroubů M12. Pro správné připevnění hlavy k válci je využito dvou vodících dutých kolíků, které z půlky zapadnou do válce a z půlky do hlavy. Kolíky jsou umístěny nesymetricky. To je z důvodu jednoznačné montáže těsnění pod hlavu.

Do hlavy jsou obrobena díry pro šrouby, otvor pro vstříkovač a žhavicí svíčku, zahlobení pro uložení vačkových hřídelí a otvor pro termostat. U kanálů jsou obrobena vstupní plochy, vyfrézované otvory pro ventilová sedla a jsou zpřesněny vyústění kanálů do spalovacího prostoru. Dále jsou vyvrtány díry pro vodička ventilů a vytvořeny otvory pro umístění pružin ventilů. Hlava je obrobena z horní i dolní strany. Rozvodový prostor a dosedací plocha krytu rozvodů jsou také obráběny. Nakonec jsou do hlavy vyvrtány otvory pro rozvod tlakového oleje. Mazání hlavy je popsáno v kapitole **6.3.6 Rozvod oleje**.



Obr. 57 – Hlava válce

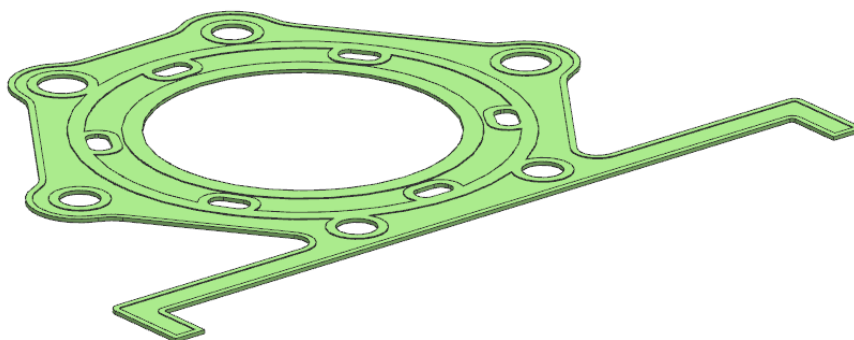


Obr. 58 – Hlava válce – řez v rovině žhavicí svíčky

6.3.1.5 Těsnění pod hlavu

Těsnění pod hlavu je vyrobeno z ocelového plechu, na který je navulkanizován elastomer. Má za úkol zajistit utěsnění prostoru válce (tlak od spalování), prostoru pro chladicí kapalinu (před únikem chladicí kapaliny) a rozvodového prostoru (před únikem oleje).

Těsnění má výšku 1mm a jsou v něm otvory pro spalovací prostor, chladicí kapalinu, šrouby hlavy válců a otevřený konec pro rozvodový prostor, který je z druhé strany uzavřen krytem rozvodů.

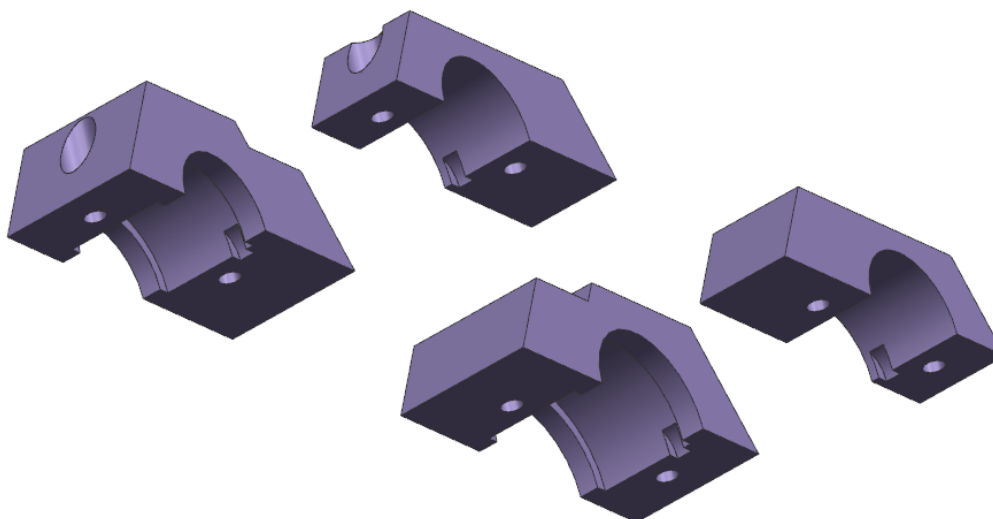


Obr. 59 – Těsnění pod hlavu

6.3.1.6 Uložení vačkových hřídelí

Ložiskové domky jsou vyrobeny z oceli. V domcích jsou zespodu obrobena díry pro kluzná ložiska vačkových hřídelí. Kluzná ložiska jsou obdobná jako kluzné ložisko ve spodním oku ojnice. Jsou vyrobeny z ocelového plechu a je na ně nanášena tenká vrstva ložiskového kovu. Ložiska mají vyraženy výstupky, které zapadají do drážek v ložiskových domcích. Tyto výstupky slouží jako zajištění proti protočení a zároveň drží axiálně kluzné ložisko v domku.

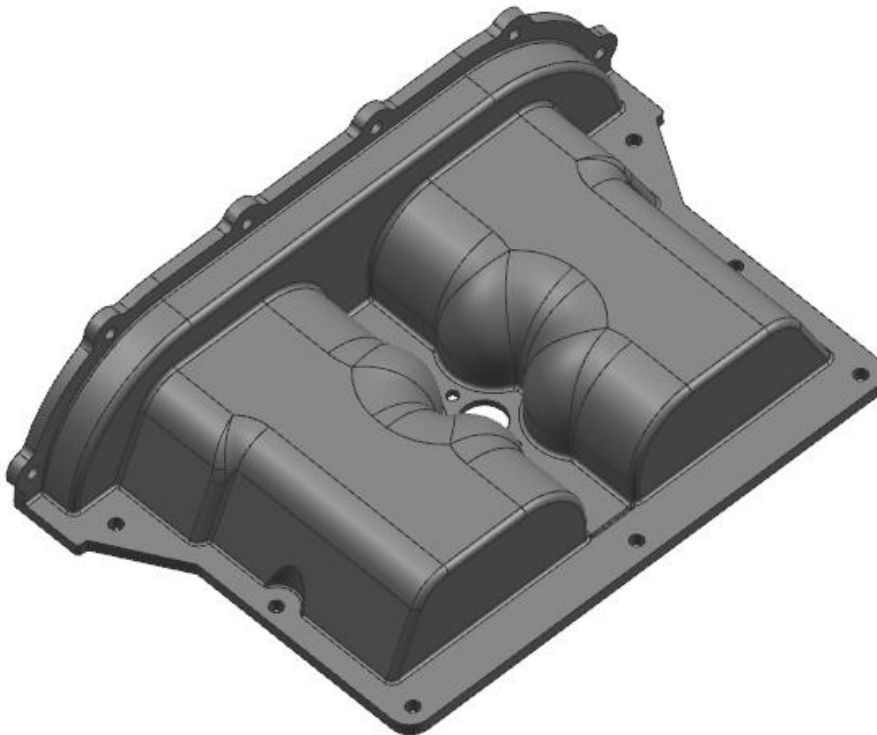
Ložiskové domky jsou k hlavě válce přichyceny šrouby M6 (na každý domek dva šrouby).



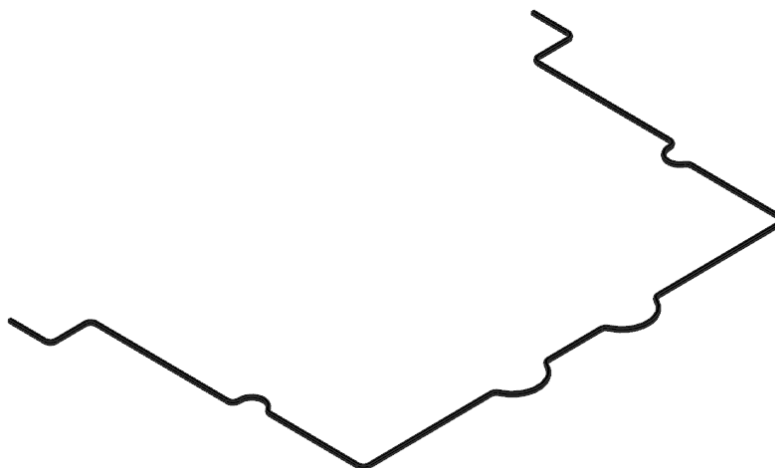
Obr. 60 – Uložení vačkových hřídelí

6.3.1.7 Víko hlavy

Víko hlavy je vyrobeno tlakovým vstříknutím plastu do formy. Materiál je zvolen PA6, vyztužený skelným vláknem. Materiál byl zvolen kvůli požadavkům na pevnost a tepelnou odolnost. Díry pro šrouby jsou vyztuženy kovovými vložkami. Ve víku je zespodu drážka pro těsnění. Těsnění je na obrázku **Obr. 62 – Těsnění víka hlavy** a je vyrobeno z pryže. [36]



Obr. 61 – Víko hlavy



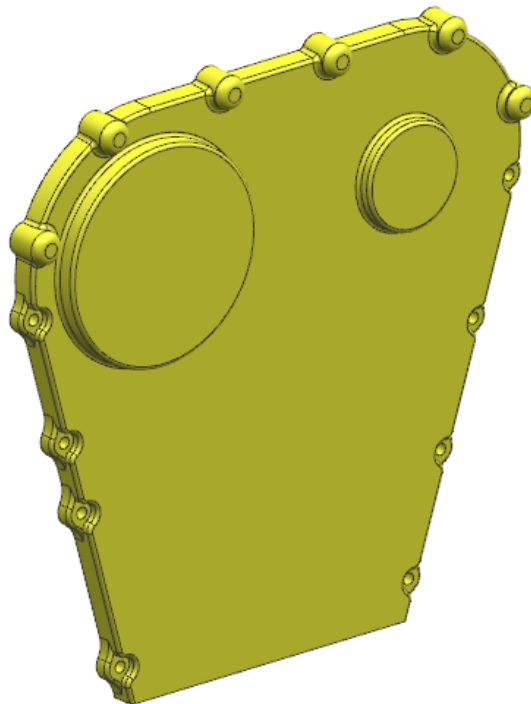
Obr. 62 – Těsnění víka hlavy

6.3.1.8 Kryt rozvodů

Aby byly rozvody dobře chráněny před poškozením (například spadnutí motocyklu na bok), bylo třeba kryt rozvodů vyrobit z poměrně pevného, ale lehkého materiálu. Proto byla zvolena slitina hliníku na odlitky EN-AC 46200, která těmto parametrům vyhovuje. [37]

Kryt rozvodů svým tvarem kopíruje dosedací plochu na válci, hlavě a víku hlavy. K těmto komponentám je přichycen čtrnácti šrouby M6, aby bylo dosaženo dobrého přilehnutí. Těsnění je zprostředkováno pomocí silikonového tmelu, určenému k těsnění motorů.

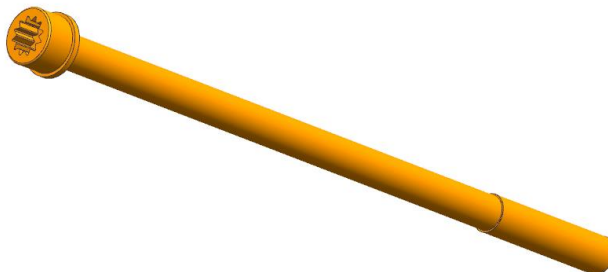
Na krytu jsou dva kruhové výstupky v osách vačkových hřídelí. To je z důvodu zamezení kolize mezi uchycením řetězových kol k vačkám a dekompresoru.



Obr. 63 – Kryt rozvodů

6.3.1.9 Šrouby hlavy válce

Pro připevnění hlavy a válce ke spodním karterům motoru byly zvoleny pevnostní šrouby M12x250, třídy 10.9. Šroubů je k upevnění hlavy a válce použito šest. Tento návrh je podložen pevnostním výpočtem v kapitole **7.2 Šrouby hlavy válců**.

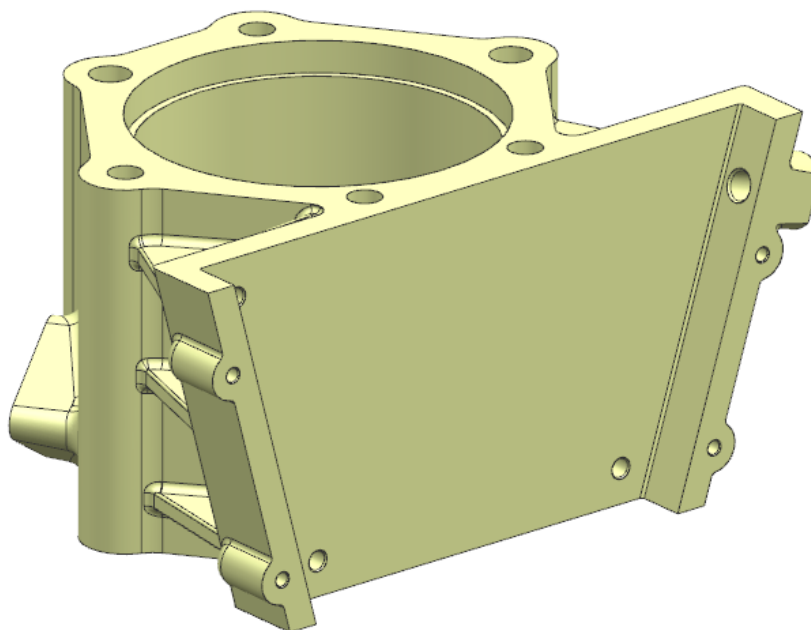


Obr. 64 – Šroub hlavy válce

6.3.2 Válec

Válec je navrhnut jako odlitek z hliníkové slitiny EN-AC 46200. Základ těla tvoří nepravidelný šestihran, který je na svých vrcholech rozšířen kvůli hlavovým šroubům. Na jedné jeho straně je vytvořen výstupek s prostorem pro rozvody. Vzhledem k velké ploše a tenké stěně tohoto výstupku jsou doplněna žebra pro zvýšení tuhosti. Na boku rozvodového výstupku v horní části je umístěn náliček pro napínák řetězu. Další výstupek je ve spodní části válce. Tento výstupek slouží jako vstup pro chladicí kapalinu. Osa výstupku je orientována co nejvíce tečně k vnitřní stěně válce, aby bylo zajištěno dobré proudění chladicí kapaliny v celém objemu válce. [37]

Válec je uvažován s mokrou vložkou, která bude do válce zalisována.



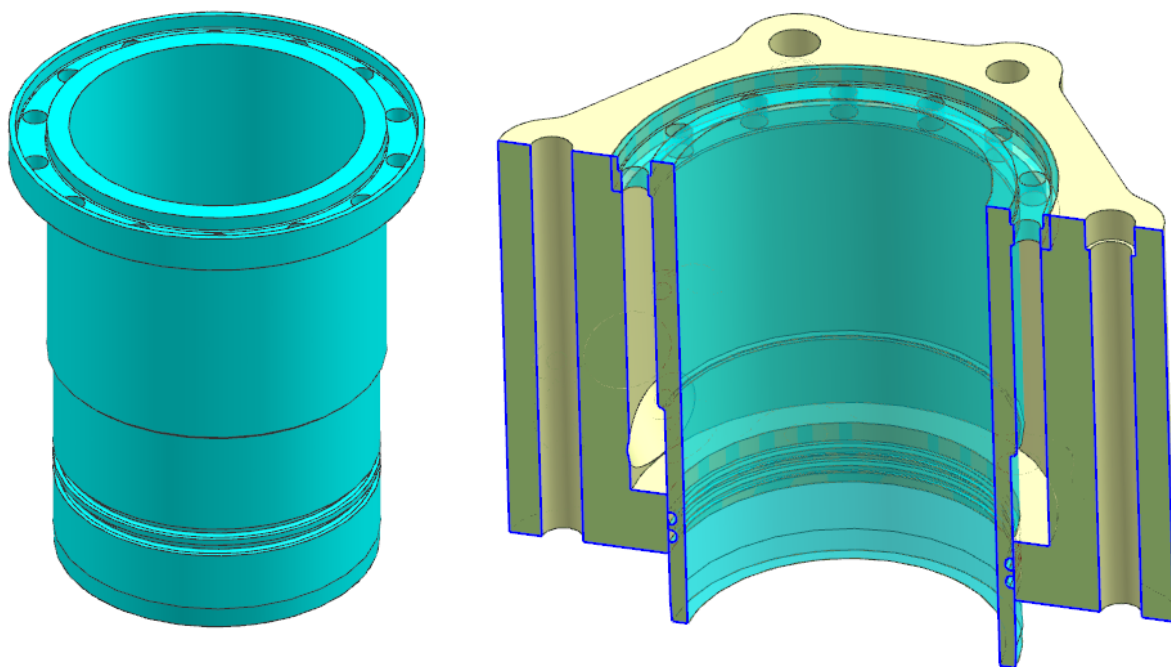
Obr. 65 – Válec

6.3.2.1 Vložka válce

Vložka válce je vyrobena z legované austenitické litiny s kuličkovým grafitem, označení EN-JS3061. Materiál vykazuje dobré pevnostní, otěruvzdorné a korozivzdorné vlastnosti. Vnitřní povrch vložky je honován.

Vložka válce má v horní části přírubu pro opření o osazení ve válci. Příruba nesmí být příliš vysoká, protože s její výškou se zhoršuje chlazení pístu v horní úvrti. V přírubě je vyvrtáno čtrnáct děr o průměru 8mm. Tento rozměr a počet byl zvolen na základě dodržení konstantního průtoku chladicí kapaliny. [27]

Tloušťka stěny je v horní části vložky větší než v dolní, protože horní část je více namáhána jak pevnostně, tak teplotně. Ve spodní části jsou na vnější straně dvě drážky pro umístění pryžových těsnění. Tato těsnění zabráňují úniku chladicí kapaliny z válce. Na konci spodní části vložky je zkosení, které slouží k umožnění zalisování vložky do válce.



Obr. 66 – Mokrý vložka válce (vlevo), vložka zalisovaná ve válci (vpravo)

6.3.3 Levý a pravý karter

Kartery jsou základními součástmi motoru. Jsou k nim připevněny všechny součásti a zajišťují také připevnění k rámu motocyklu. Je na ně kladen požadavek tuhosti, korozivzdornosti, ale také malé hmotnosti. Jako materiál pro kartery byla zvolena hliníková slitina EN-AC 46200, která tyto podmínky splňuje. [37]

Kartery nejsou děleny v rovině ose válce, ale dělicí rovina je o 18mm posunuta směrem doleva. To je z důvodu umístění hlavových šroubů v rovině osy válce.

Na horní straně karterů je obrobena rovná plocha pro dosednutí válce. V této ploše je válcové zahlobnutí pro vložku, kolem ní jsou rozmístěny díry pro hlavové šrouby. V levém karteru je navíc otvor pro rozvody. Za touto plochou je na levém karteru výstupek pro upevnění startéru, na pravém karteru je výstupek určený pro montáž naftového čerpadla.

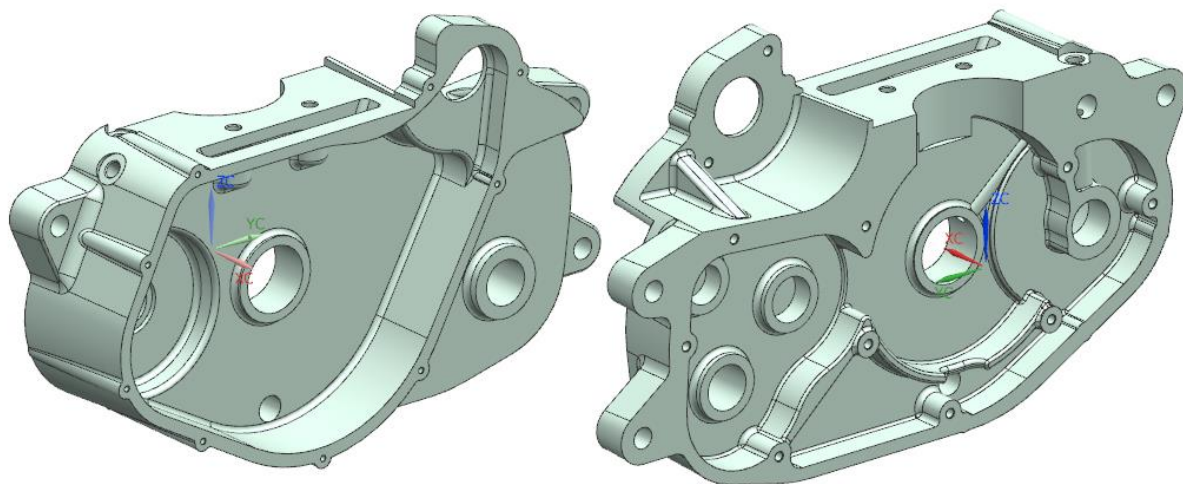
Na vnější straně je ve předu výstupek pro uchycení k rámu. Na zadní straně jsou výstupky dva.

V přední části je vytvořen prostor pro vyvažovací hřídel, za ním (ve střední části) bude uložen klikový hřídel a v zadní části je prostor vyčleněn pro převodovku. Pod klikovým hřídelem se na vnitřních stranách karterů nachází půlkruhové nálitky sloužící k zachytávání rozstříkaného oleje. Nálitky na sebe po smontování nedosednou, navíc je v jejich nejnižším místě vytvořen otvor pro odtékání oleje, aby se pod klikovým hřídelem nehromadil.

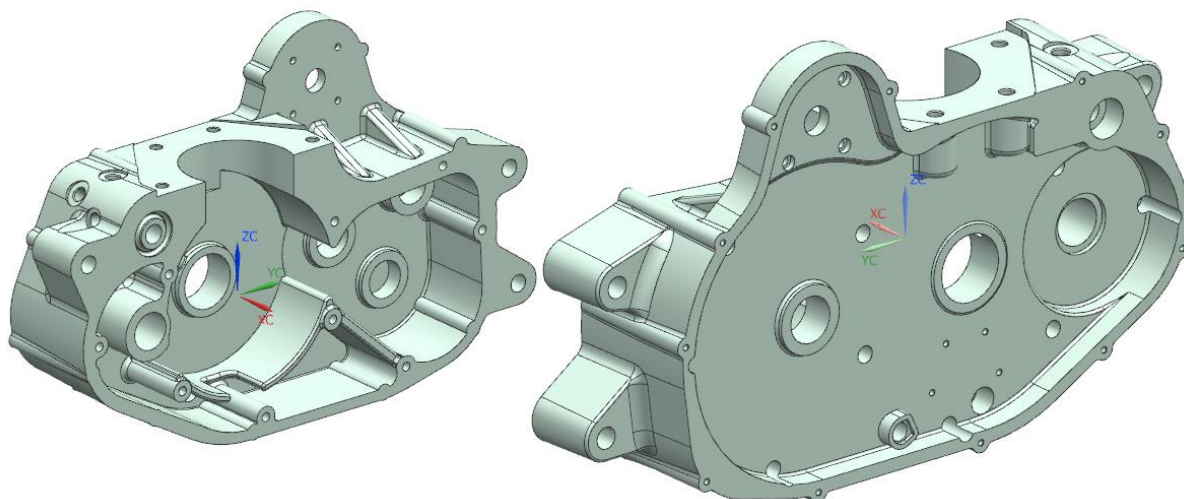
Kartery také obsahují otvory pro rozvod tlakového oleje. To je popsáno v kapitole **6.3.6 Rozvod oleje.**

Kartery jsou k sobě spojeny devíti lícovanými šrouby M8. Lícované šrouby zajišťují přesnou polohu karterů vůči sobě. Poloha šroubů je volena s ohledem na rovnoměrné rozložení tlaku, aby nedošlo například k úniku oleje, nebo uvolnění uložení některého z hřídelů.

Rozměry a tvar karterů jsou spíše orientační, neboť nejsou známi rozměry naftového čerpadla, startéru, převodového ústrojí, spojky, ani magneta.



Obr. 67 – Levý karter (vlevo pohled z vnější strany motoru, vpravo zevnitř motoru)



Obr. 68 – Pravý karter (vlevo pohled zevnitř motoru, vpravo z vnější strany motoru)

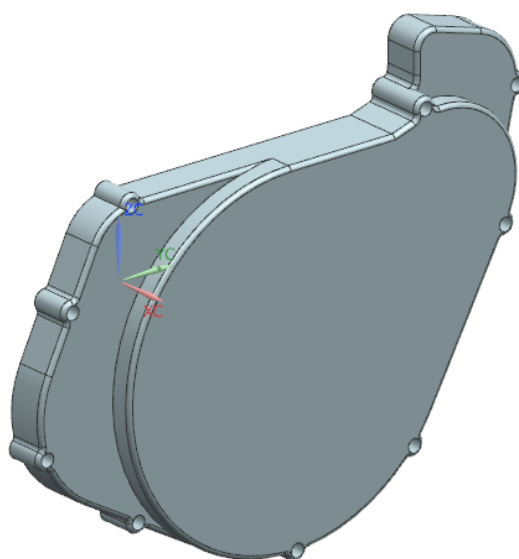
6.3.4 Víka karterů

Víka karterů chrání součásti umístěné pod nimi proti poškození za provozu a také zabraňují úniku oleje z motoru. Na víka jsou kladeny nároky na pevnost a korozivzdornost. Z těchto důvodů jsou víka odlita ze slitiny EN-AC 46200. [37]

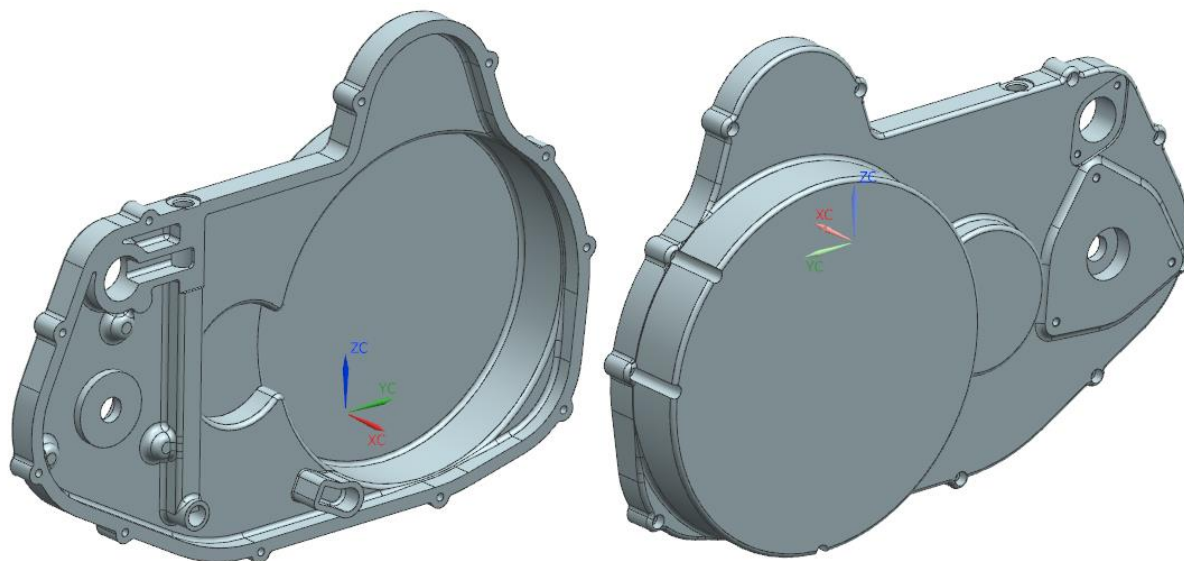
Levé víko (**Obr. 69**) vychází z tvaru levého karteru. Navíc je toto víko rozšířeno, protože je v něm uložen stator magneta.

Pravé víko (**Obr. 70**) vychází z tvaru pravého karteru a je rozšířeno kvůli rozměrné spojce. V tomto víku je také kanál pro tlakový olej (popis v kapitole **6.3.6 Rozvod oleje**). Na vnější straně víka, v přední části motoru, konkrétně v ose vyvažovacího hřídele je příruba pro víko čerpadla chladicí kapaliny.

Rozměry a tvar vík jsou pouze orientační stejně jako u karterů, protože nejsou známy přesné rozměry ostatních montovaných součástí.



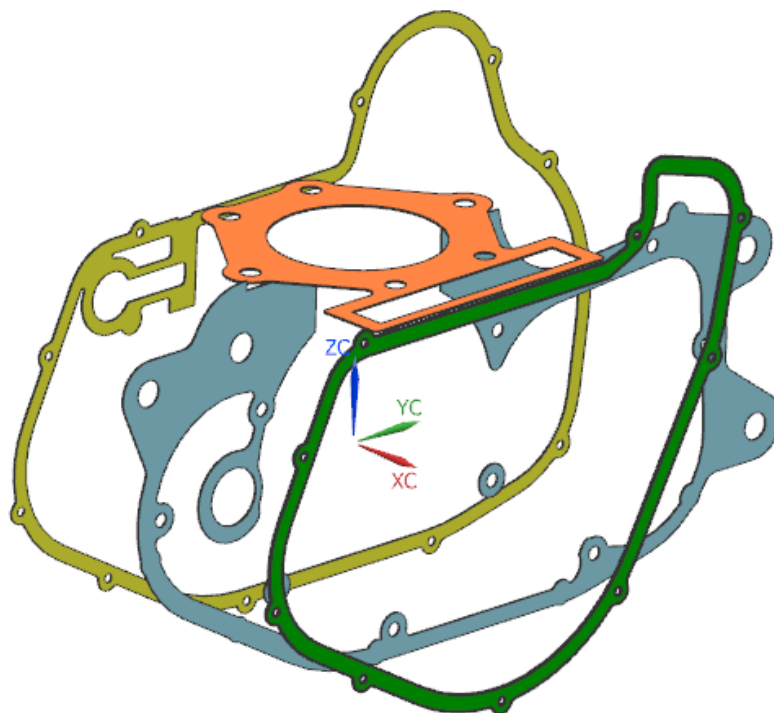
Obr. 69 – Víko levého karteru (víko magneta)



Obr. 70 – Víko pravého karteru (vívko spojky) s přírubou pro čerpadlo chladicí kapaliny

6.3.5 Těsnění mezi jednotlivými částmi motoru

Utěsnění spojovaných částí motoru proti úniku oleje je zajištěno těsnícím papírem o tloušťce 0,8mm. Tvary těsnění vyplývají z těsnících ploch jednotlivých součástí. Těsnění je nutné umístit pod víko spojky (na obrázku žlutá barva), mezi kartery (modrá barva), pod víko magnetu (zelená) a pod válec (oranžová).

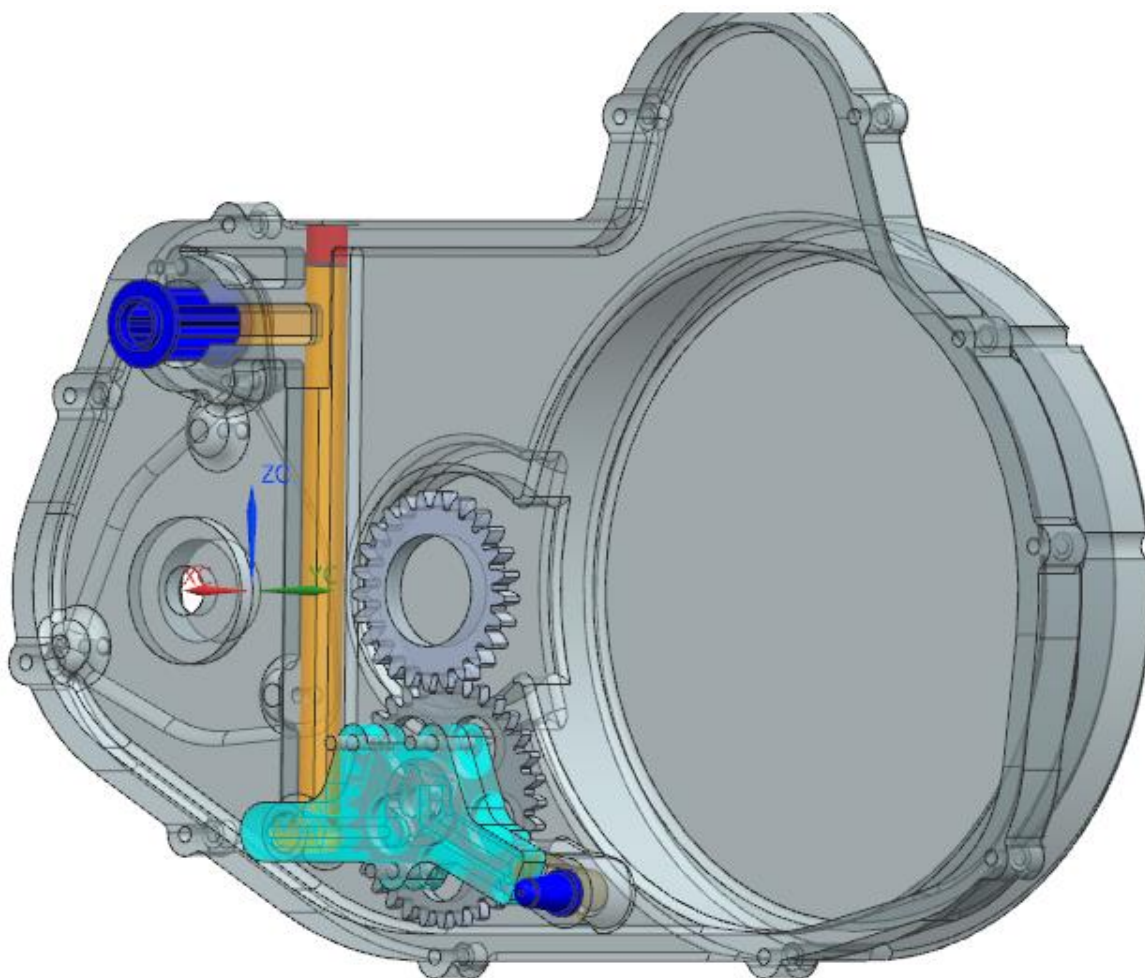


Obr. 71 – Papírová těsnění motoru

6.3.6 Rozvod oleje

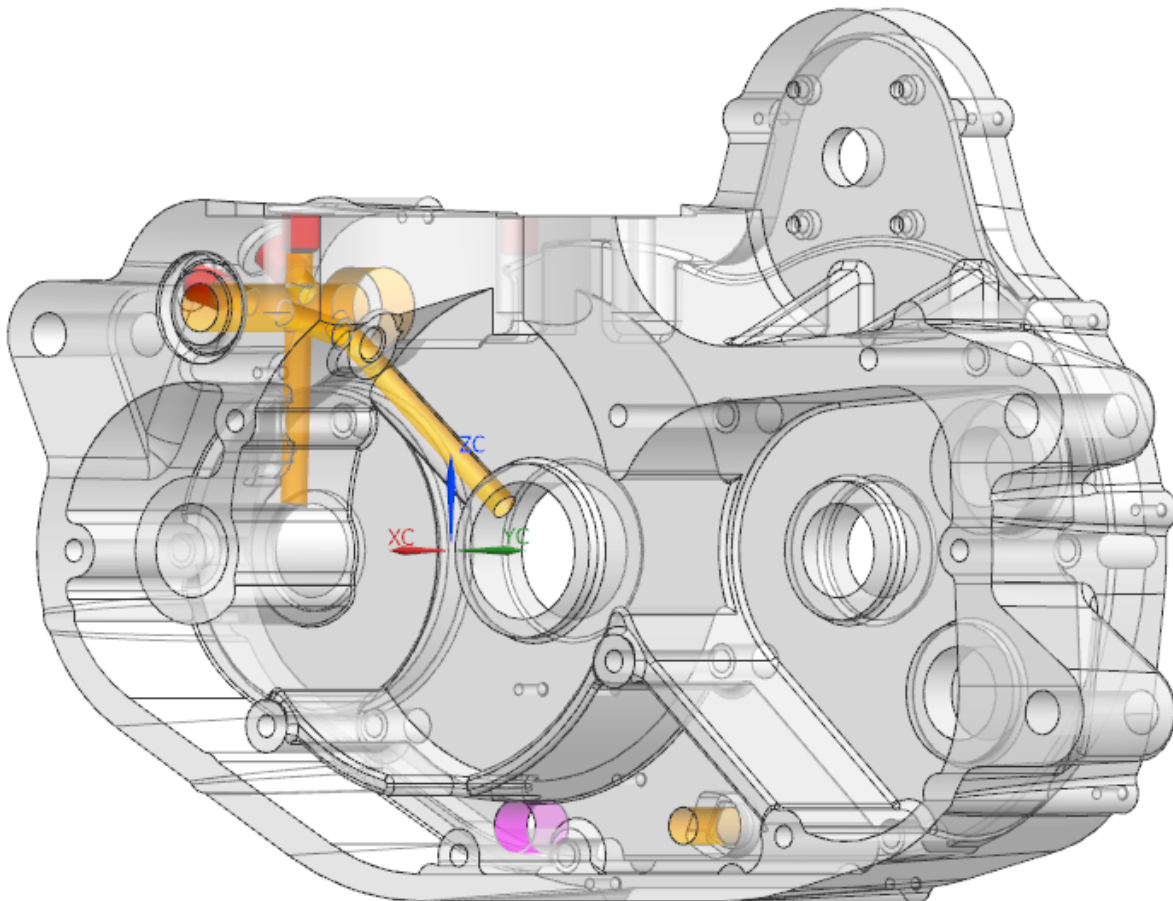
Rozvod tlakového oleje pro mazání pohyblivých součástí motoru začíná ve spodní části mezi pravým karterem a víkem spojky, kde je uloženo sítko na hrubé nečistoty (na **Obr. 72** znázorněno tmavě modrou barvou ve spodní části). Olej jím proudí z prostoru mezi kartery směrem do víka spojky, ve kterém je vytvořen krátký kanál. Tímto kanálem nasává olejové čerpadlo (světle modrá barva) a pod tlakem žene olej dál svislým kanálem (oranžová barva) směrem vzhůru. Kousek před koncem kanálu je odbočka k papírové vložce olejového filtru (tmavě modrá barva ve vrchní části obrázku 72). Filtr je v mazacím okruhu velmi důležitý, protože i nepatrné množství nečistot může mít za následek například vyždření kluzných ložisek. Po vyčištění od nečistot proudí olej dál přes filtr směrem do pravého karteru. (Popis na další straně)

Svislý kanál je nahoře ukončen závitem, do kterého je zamontována zásepka (červená barva). Kanály jsou vyráběny vrtáním a tak se jejich otevřené konce musí zaslepovat. Zásepky v celém motoru jsou využity se závity M14, M16 a M18, s vnitřním šestihranem pro imbusový klíč.



Obr. 72 – Rozvod oleje v pravém víku + olejové čerpadlo, sítko a filtr

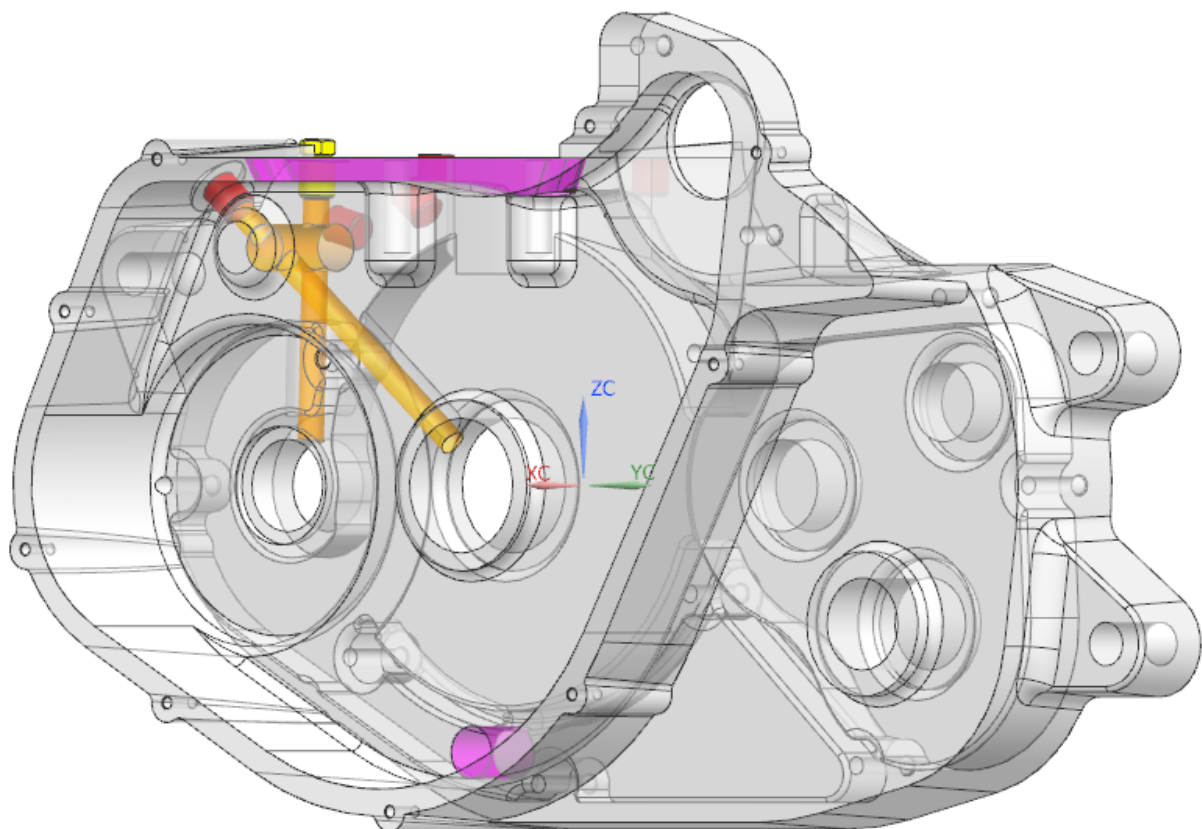
Do pravého karteru je olej přiveden přes papírovou vložku filtru (na **Obr. 72** znázorněna tmavě modrou barvou v horní části obrázku). Odtud olej proudí příčným kanálem (na **Obr. 73** znázorněn oranžovou barvou) do levého karteru a cestou je rozváděn do svislého kanálu a šikmého kanálu. Svislý kanál slouží k mazání ložisek vyvažovacího hřídele a šikmý kanál k mazání ložisek klikového hřídele. Otevřené konce kanálů jsou zaslepeny zásepky M14 (červená barva). Fialovou barvou je ve spodní části obrázku 73 znázorněn kanál, kterým se olej vrací z prostoru víka spojky zpět mezi kartery, aby mohl být znovu nasán.



Obr. 73 – Rozvod oleje v pravém karteru

Rozvod oleje v levém karteru je obdobný jako v pravém. Olej je přiveden příčným kanálem (oranžová barva), který zde ale končí. Z něj je rozveden do svislého a šikmého kanálu. Tyto kanály slouží k mazání ložisek vyvažovacího a klikového hřídele. Otevřený konec svislého kanálu zde ale není zaslepen, nýbrž je v něm zašroubována přípojka (znázorněna žlutou barvou) k ocelové trubce. Tato trubka na obrázku není, ale má za úkol dopravovat tlakový olej do hlavy válce. To zjednodušuje konstrukci válce, karterů i hlavy.

Fialovou barvou jsou na obrázku 74 znázorněny otvory pro vrácení oleje. V horní části obrázku je to otvor pro rozvody, kudy se dostává olej z hlavy zpět dolů do bloku. Ve spodní části je otvor sloužící k přepouštění oleje z prostoru v levém víku zpět mezi kartery.

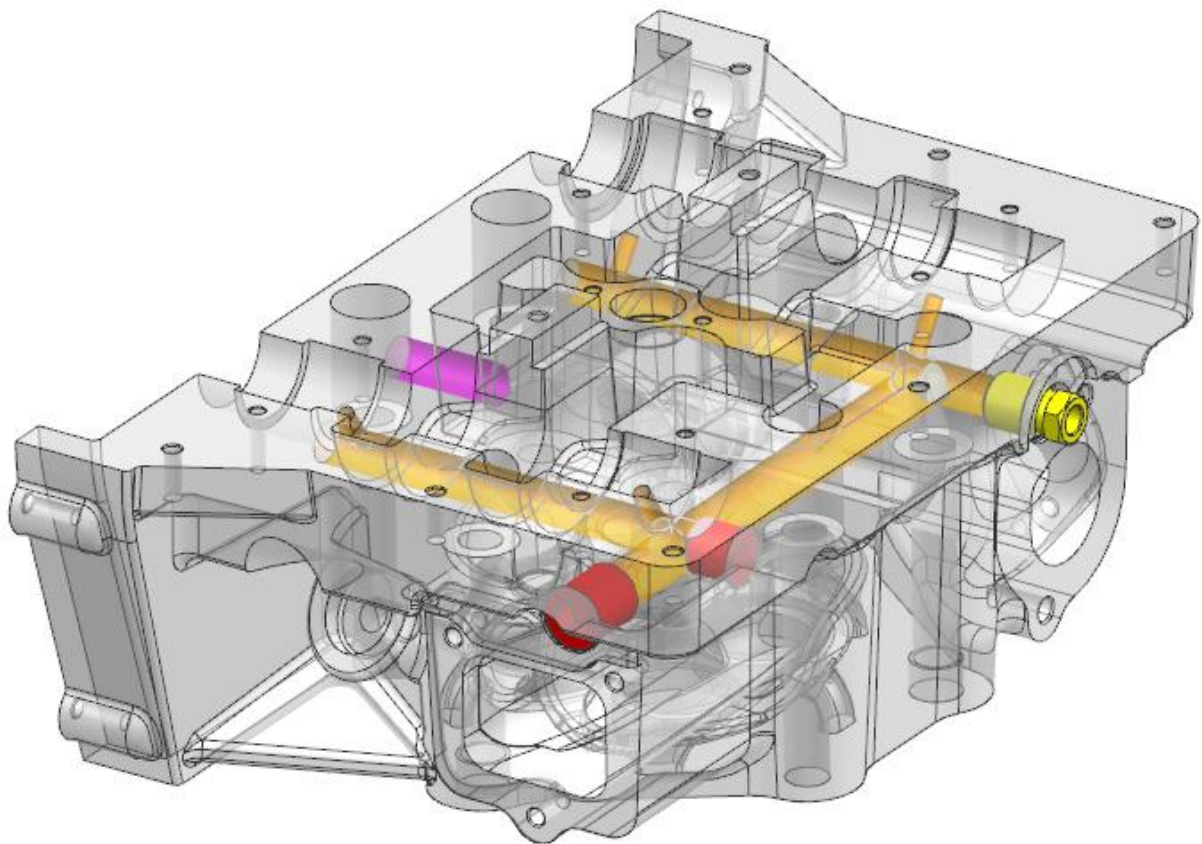


Obr. 74 – Rozvod oleje v levém karteru

Tlakový olej je do hlavy přiveden trubkou (viz popis na straně 87), která je připojena k přípojce (na Obr. 75 žlutou barvou). Z této přípojky proudí olej příčným kanálem (oranžová barva) k ložiskům jednoho vačkového hřídele. Příčný kanál má na svém začátku také odbočku do podélného kanálu. Ten propojuje příčné kanály mezi sebou a zajišťuje tak mazání i druhého vačkového hřídele.

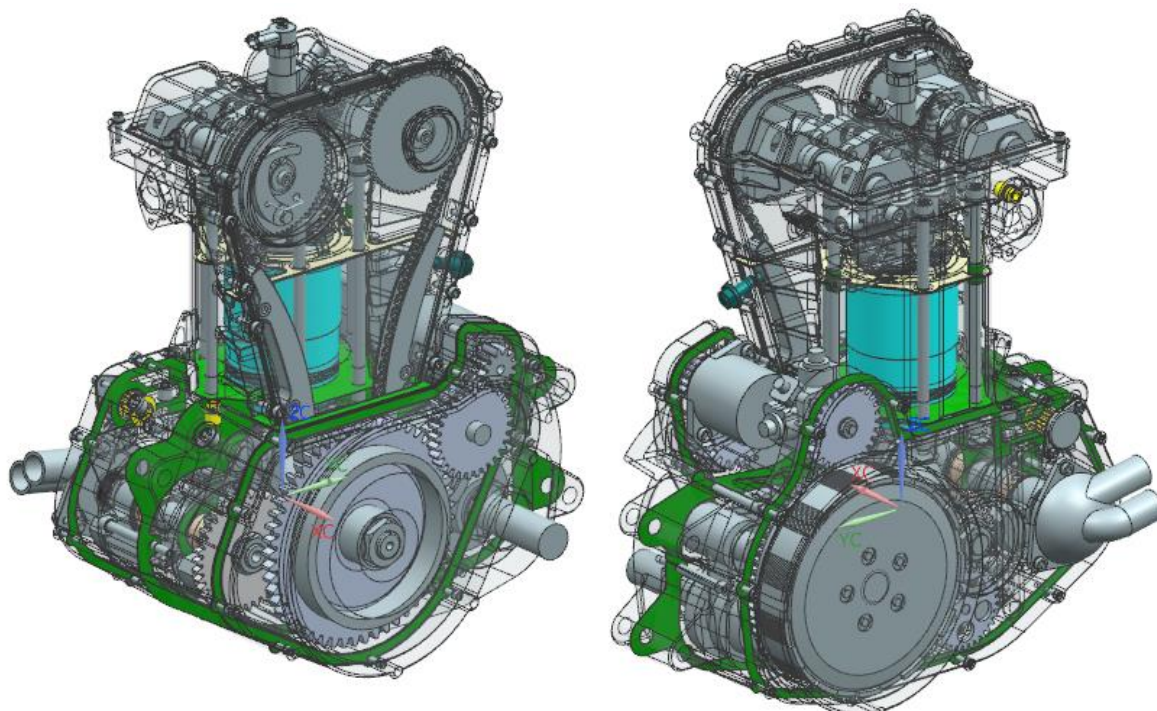
Otevřené konce kanálů jsou zaslepeny zásepkami (červená barva). Zde využity M16 a M18, kvůli větším průměrům kanálů.

Fialovou barvou je vyznačen otvor sloužící k odvodu oleje ze dna horní části hlavy do rozvodového prostoru. Tím je zajištěno mazání rozvodového řetězu a doprava oleje zpět dolů do bloku.



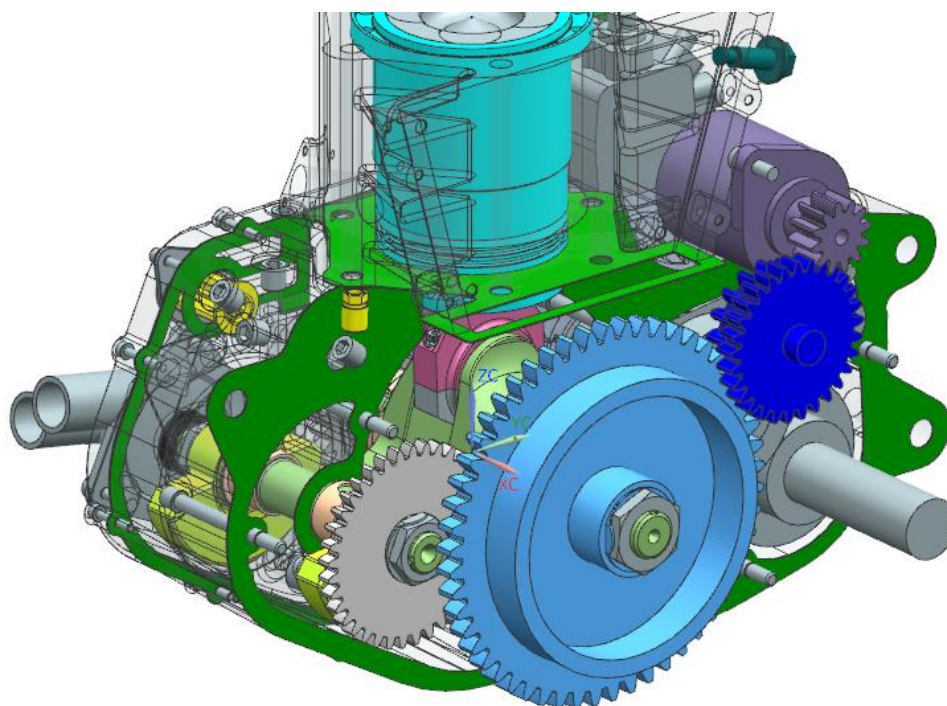
Obr. 75 – Rozvod oleje v hlavě

6.4 Kompletní sestava motoru



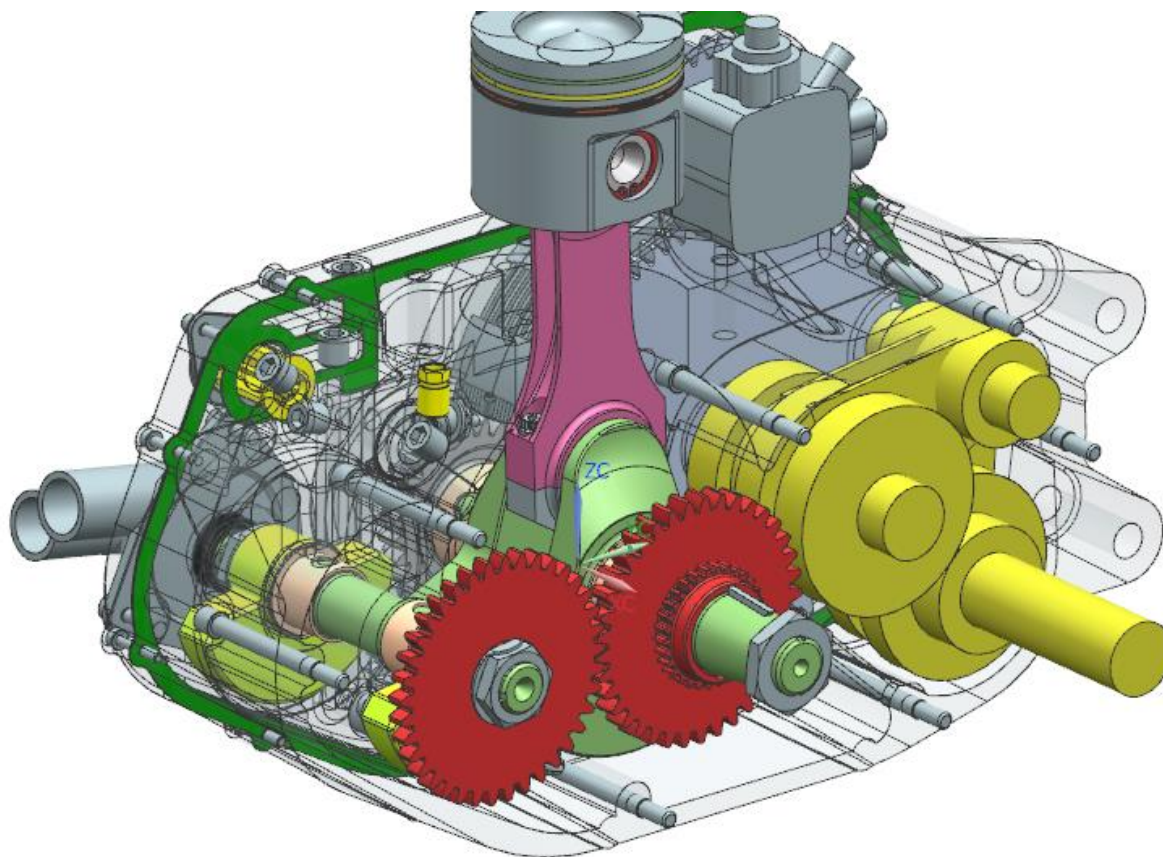
Obr. 76 – Kompletní sestava motoru, pohled zleva zepředu (vlevo) a zprava zezadu (vpravo)

Na obrázku 77 je pohled pod víko magneta. Fialovou barvou je zde označen startér. Pastorek startéru zapadá do vložených ozubených kol (tmavě modrá barva), která slouží ke zvýšení převodového čísla. Ta dále zapadají do ozubeného věnce rotoru magneta (světle modrá barva), které je připevněno ke klikovému hřídeli. Tím je zajištěno startování motoru. Součásti jsou znázorněny pouze schematicky.



Obr. 77 – Pohled pod víko magneta

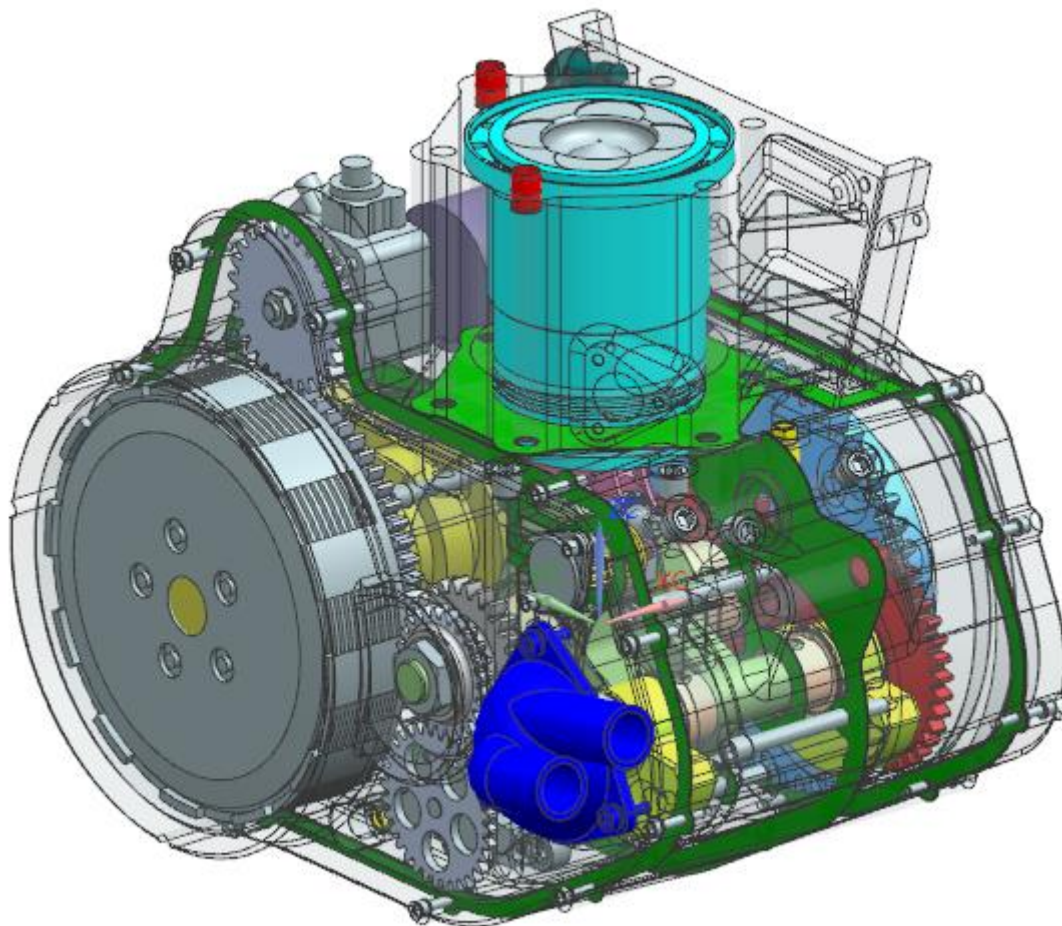
Obrázek 78 odhaluje motor po demontáži magnetu, startéru a jejich převodového kola. Pod magnetem se nachází převod ozubených kol pro pohon vyvažovacího hřídele (červená barva). V zadní části karterů je umístěna schematická sestava převodovky s výstupem na sekundární převod (žlutá barva).



Obr. 78 – Pohled na motor po demontáži magnetu, startéru a vloženého kola

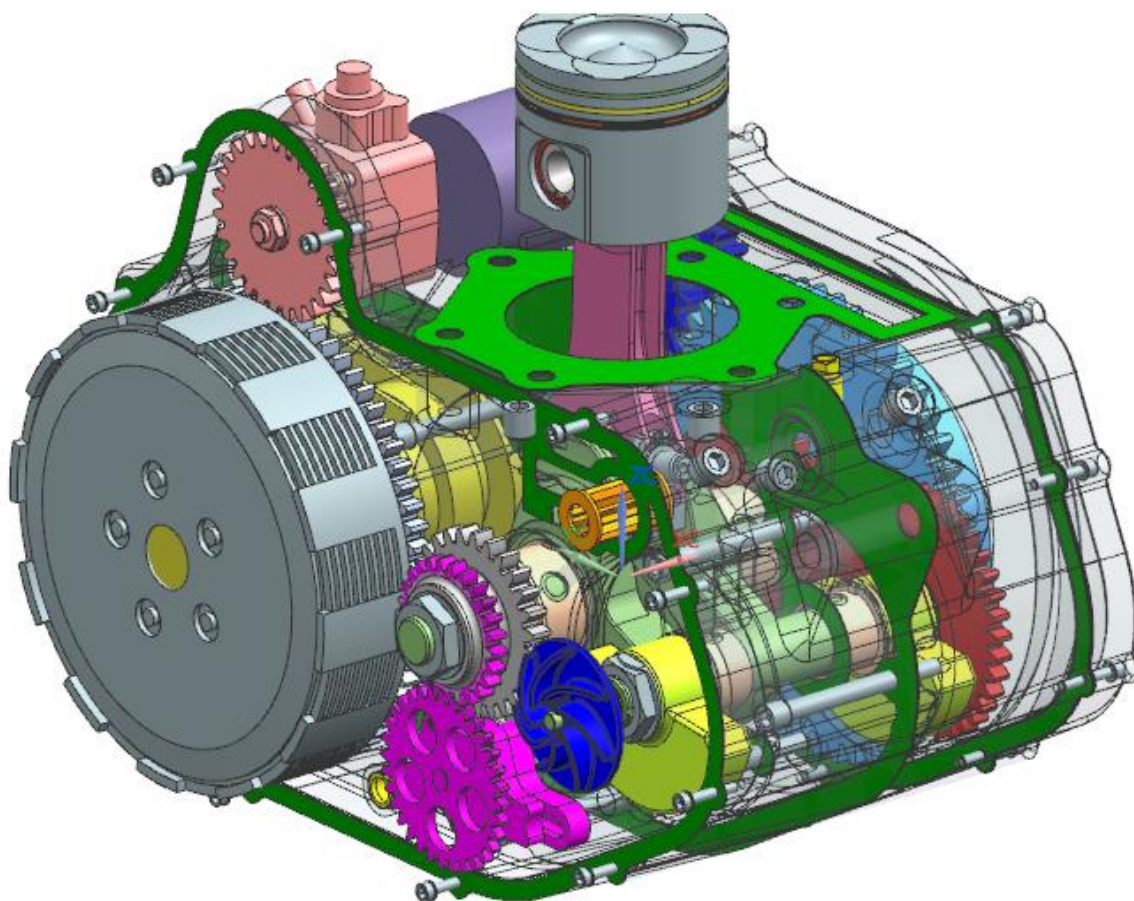
Na obrázku níže je motor po demontáži hlavy. Jsou zde vidět vodící duté kolíky (červená barva), sloužící pro zajištění přesného usazení hlavy na válec. Také zamezují nesprávné montáži těsnění pod hlavu, protože jsou uloženy nesymetricky.

Tmavě modrou barvou je zde vybarven kryt čerpadla chladicí kapaliny, připevněný na víku spojky.

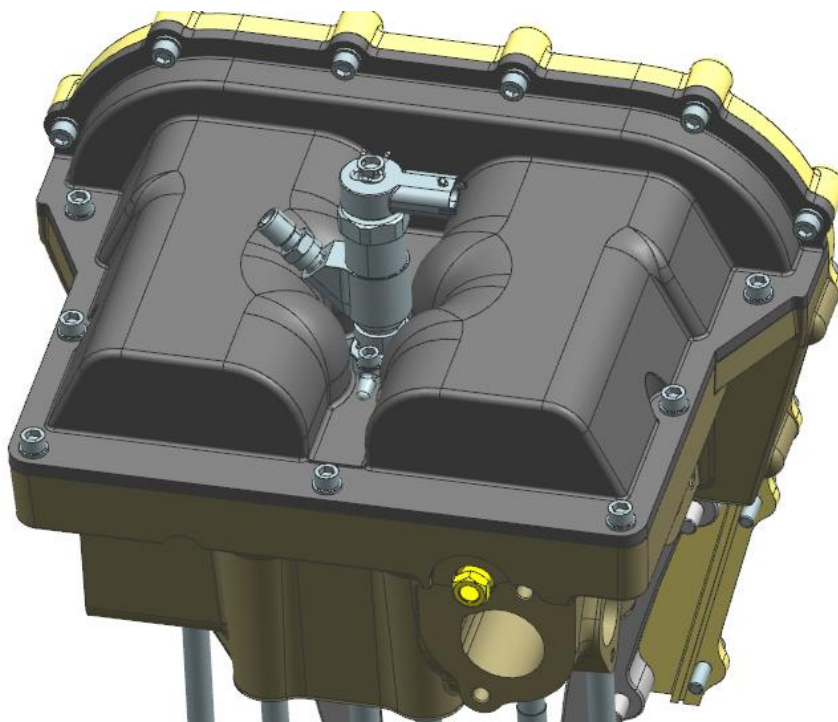


Obr. 79 – Sestava bloku – pohled zprava zepředu

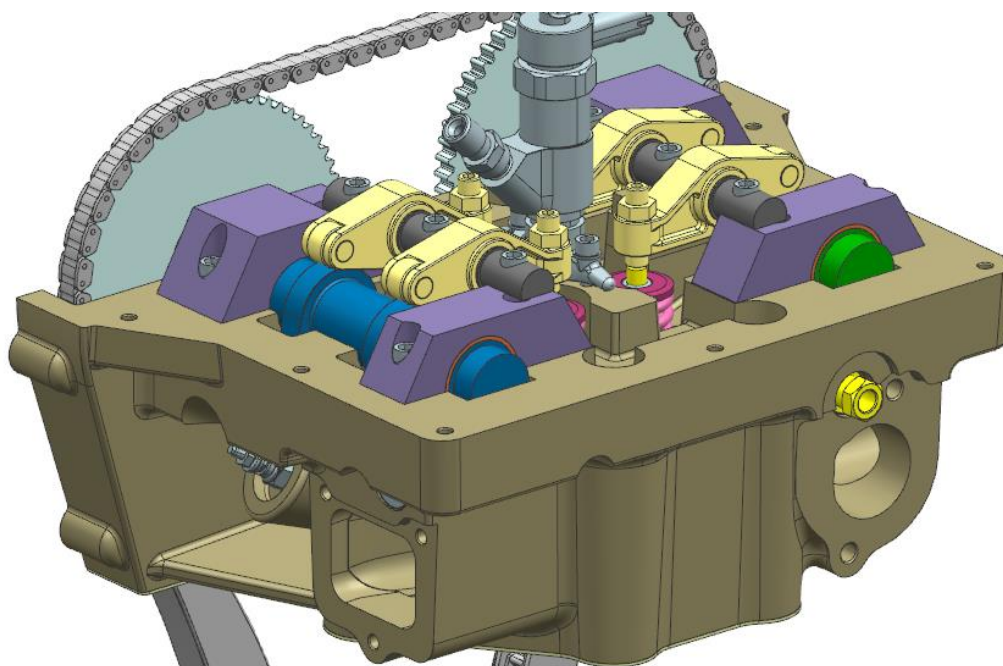
Na obrázku 80 je vidět pod víko spojky. Modrou barvou je zde označeno čerpadlo chladicí kapaliny. Nad ním je v pravém karteru uložena papírová vložka olejového filtru (oranžová barva). Fialovou barvou je zde označeno olejové čerpadlo a ozubené kolo na klikovém hřídeli, které ho pohání. Šedou barvou je naznačena lamelová třecí spojka a ozubené kolo na klikovém hřídeli, které zapadá do uzbeného věnce spojky. Tento převod se nazývá primání. Světle růžovou je vybarveno nafotvé čerpadlo (nad spojkou). To je poháněno ozubeným kolem zapadajícím do ozubeného věnce spojky.



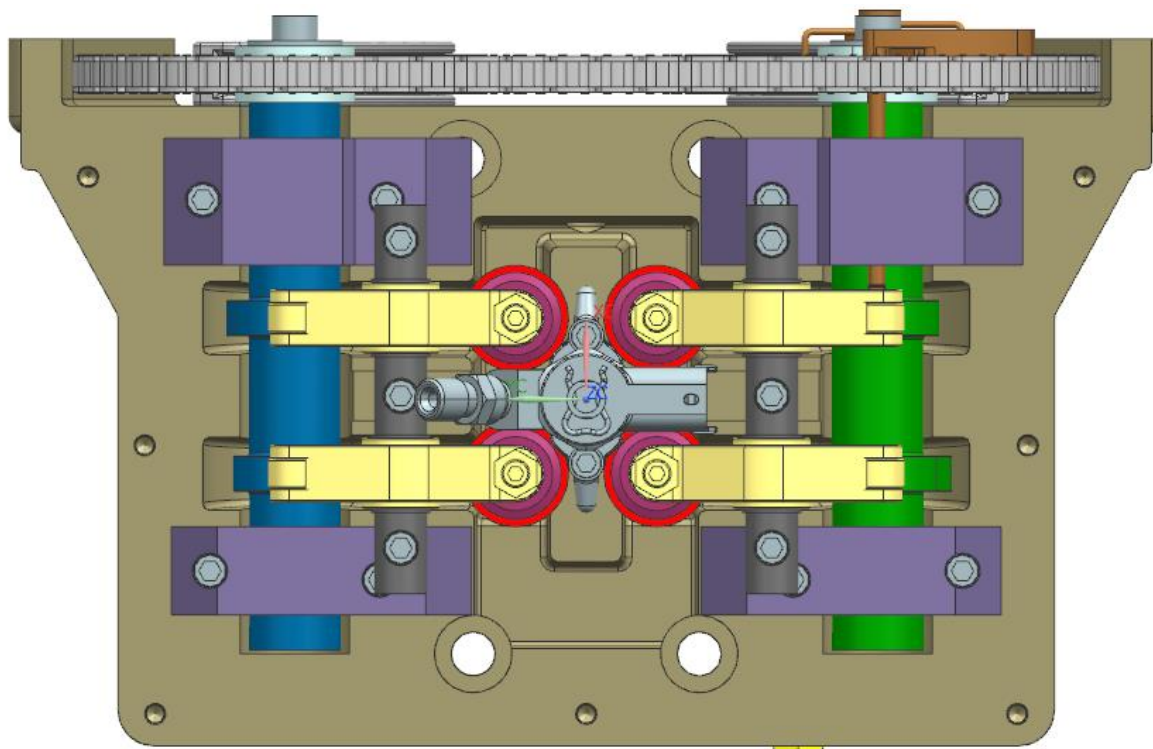
Obr. 80 – Pohled na blok motoru po demontáži víka spojky



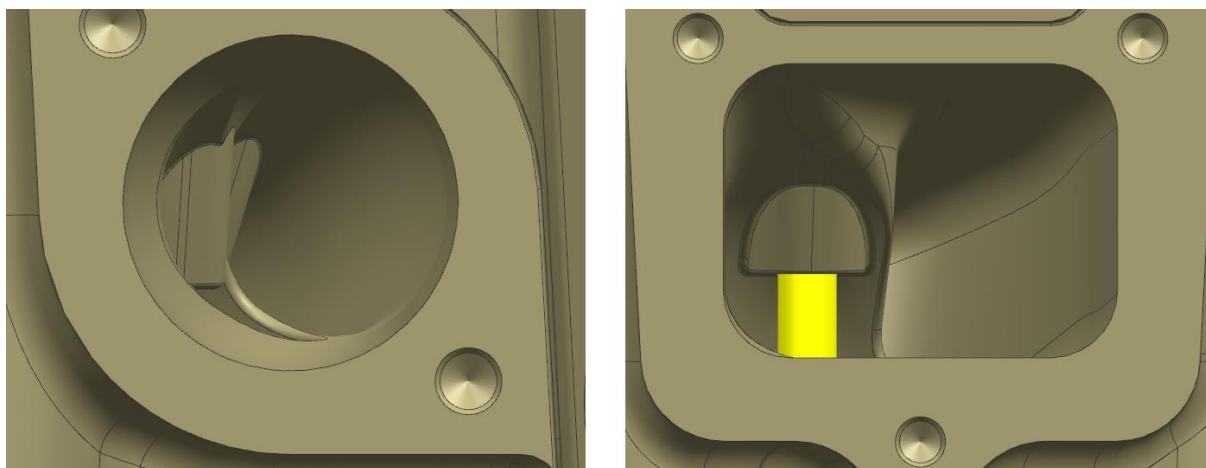
Obr. 81 – Pohled na zakrytovanou hlavu s namontovaným vstříkovačem



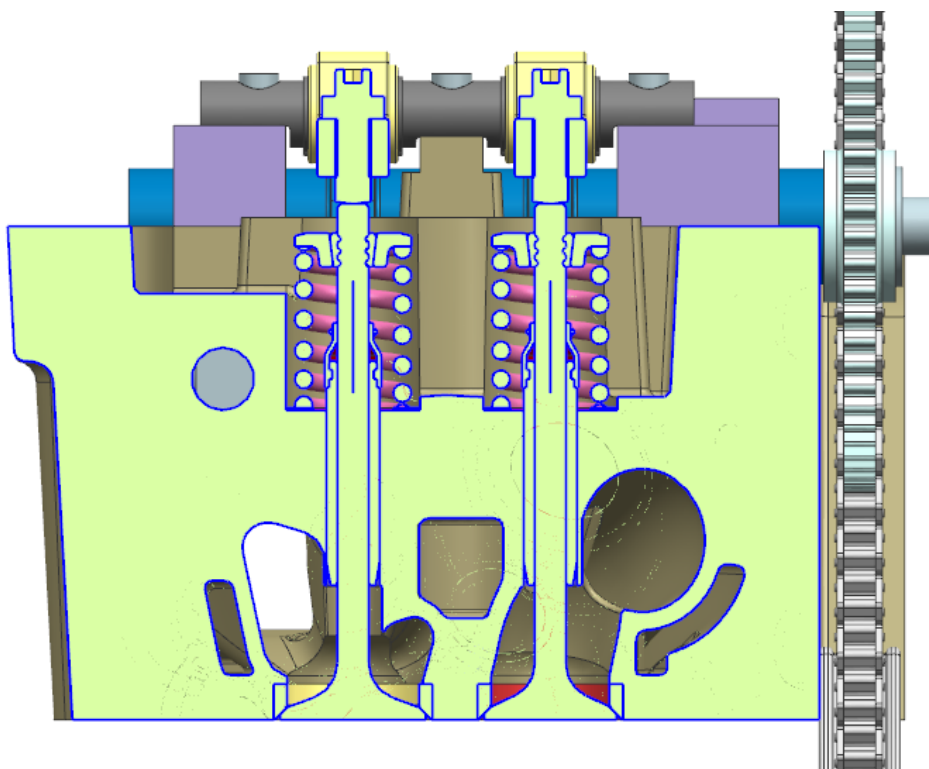
Obr. 82 – Pohled na uspořádání součástí v hlavě



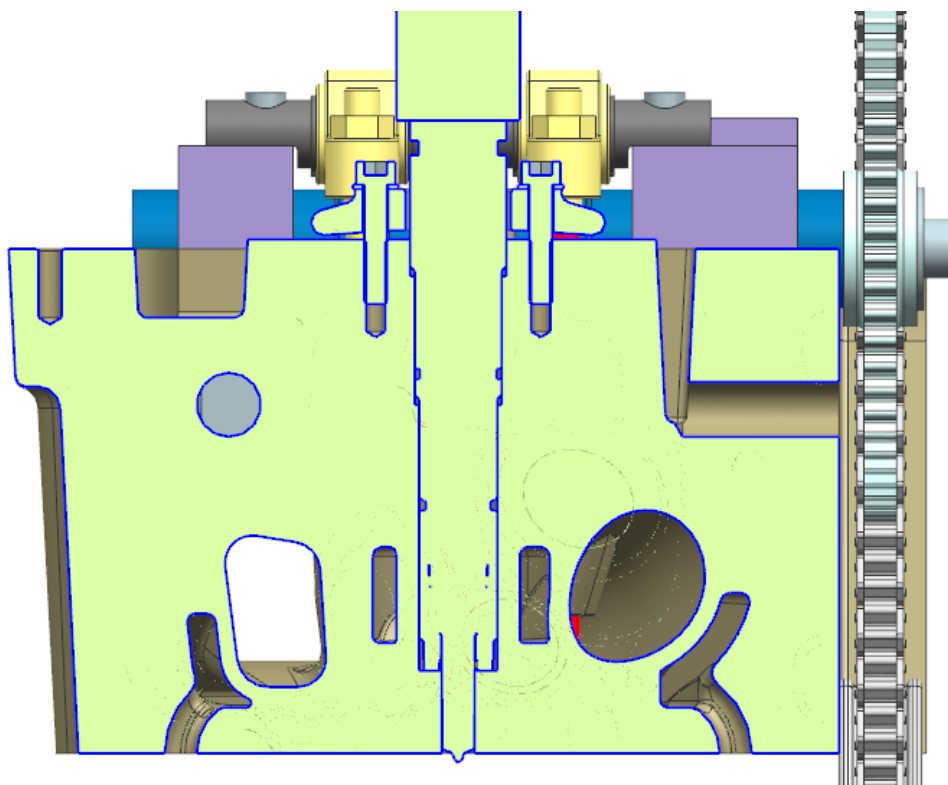
Obr. 83 – Pohled shora na uspořádání hlavy



Obr. 84 – Pohled do výfukových kanálů (vlevo), pohled do sacích kanálů (vpravo)



Obr. 85 – Řez hlavou v rovině ventilů (vlevo sání, vpravo výfuk)



Obr. 86 – Řez hlavou v rovině vstřikovače

7 Výpočtová část

7.1 Vyvážení klikového mechanismu

Vyvažování klikového mechanismu se dělí na tři základní kroky:

1. Vyvážení rotačních hmot klikového hřídele a ojnice
2. Částečné vyvážení posuvných hmot klikovým hřídelem
3. Částečné vyvážení posuvných hmot vyvažovacím hřídelem

Nejprve je třeba si stanovit parametry součástí a jejich částí, které budou potřeba pro vyvážení znát. Tyto parametry byly odměřeny z 3D modelu a jsou shrnuty v následující tabulce:

název	označení	hodnota	jednotky
hmotnost ramen a ojnicního čepu klikového hřídele	m_{rk}	3,0364	kg
vzdálenost těžiště hmoty m_{rk} od osy rotace	r_{rk}	12,6655	mm
celková hmotnost ojnice s příslušenstvím	m_{ojc}	1,1945	kg
vzdálenost těžiště hmoty m_{ojc} od osy spodního oka ojnice	a_{spod}	61,8651	mm
vzdálenost těžiště hmoty m_{ojc} od osy horního oka ojnice	a_{hor}	93,1349	mm
celková hmotnost pístu s příslušenstvím	m_{pic}	1,1987	kg
otáčky klikového hřídele	n_{kl}	4000	min^{-1}

Tab. 3 – Parametry součástí pro výpočet vyvažovacího mechanismu

7.1.1 Vyvážení rotačních hmot klikového hřídele a ojnice

Pod pojmem rotační hmota klikového hřídele je myšlena hmotnost ramen a ojnicního čepu, neboť právě tato hmota je excentricky uložena vůči ose rotace klikového hřídele. Do hmotnosti m_{rk} jsou uvažovány i hmotnosti hlavních klikových čepů. Tyto čepy leží na ose rotace, takže svojí hmotností neovlivňují výsledný moment nevyváhy.

Rotační hmota ojnice je pouze část celkové hmotnosti ojnice, neboť ojnice vykonává zároveň rotační a posuvný pohyb. Do celkové hmotnosti ojnice jsou uvažovány také hmotnosti ojnicních šroubů, dvou pánví spodního oka a hmotnost pouzdra horního oka. Tyto součásti totiž vykonávají rotačně-posuvný pohyb spolu s ojnicí.

Zjištění hmotnosti rotační hmoty ojnice se provede pomocí pákového pravidla, viz následující vzorec:

$$m_{ojrot} = m_{ojc} * \frac{a_{hor}}{a_{spod} + a_{hor}} = 1,1945 * \frac{93,1349}{61,8651 + 93,1349} = 0,718kg$$

Aby byl klikový hřídel vyvážen od účinků odstředivých sil rotačních hmot, je třeba přidat protizávaží na opačnou stranu, než jsou ramena. Moment vyvolaný přidáním protizávaží se musí rovnat momentu vzniklému od nevyvážených rotačních hmot.

7.1.2 Částečné vyvážení posuvných hmot klikovým hřídelem

Vzhledem k tomu, že navrhovaný motor má pouze jeden válec, je nemožné posuvné hmoty vyvážit úplně. Je ale snaha vyvážit alespoň jejich část. To snižuje chvění motoru a také namáhání ložisek. V první řadě je třeba určit velikost posuvné síly.

Síla vzniklá od posuvných hmot vychází z hmotnosti pístu s příslušenstvím a části celkové hmotnosti ojnice, která koná posuvný pohyb.

Hmotnost posuvné části ojnice se určí následujícím vztahem:

$$m_{ojpos} = m_{ojc} * \frac{a_{spod}}{a_{spod} + a_{hor}} = 1,1945 * \frac{61,8651}{61,8651 + 93,1349} = 0,4765kg$$

Hmotnost posuvných částí je tedy:

$$m_{pos} = m_{ojpos} + m_{pic} = 0,4765 + 1,1987 = 1,6752kg$$

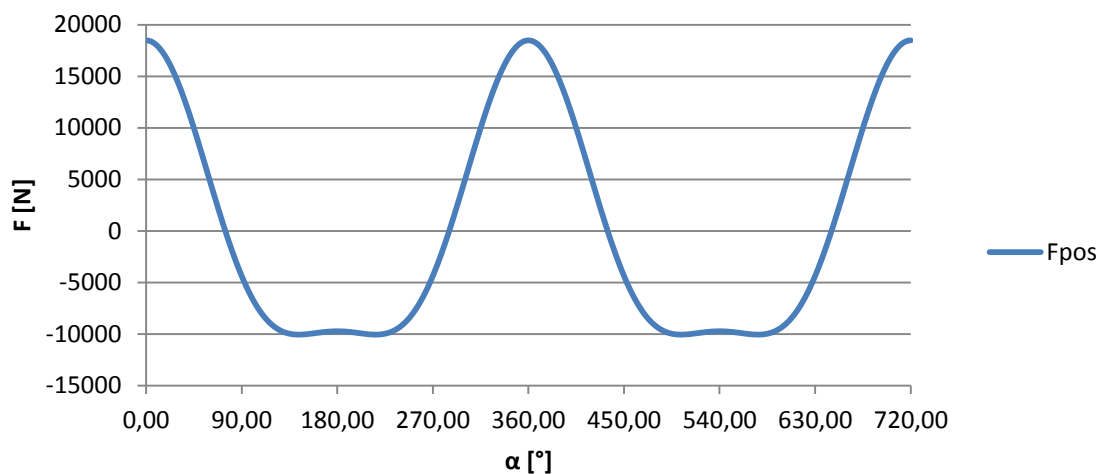
K určení velikosti posuvných sil je třeba dále znát zrychlení pístu. Zrychlení je dáno druhou derivací polohy pístu. Vztah pro výpočet polohy je v kapitole **5.7.2 p-V diagram**. Výsledný vzorec pro zrychlení je tedy:

$$a = R * \omega^2 * \frac{(\cos \alpha + \lambda * \cos 2\alpha)}{1000}$$

Z tohoto vzorce se dále určí velikost posuvné síly vztahem:

$$F_{pos} = m_{pos} * a$$

Vzhledem k tomu, že zrychlení pístu je závislé na úhlu natočení klikového hřídele, byl tento vzorec i s potřebnými hodnotami zaveden do programu Microsoft Excel, kde byl vypočítán průběh posuvné síly pro dvě otáčky klikového hřídele. Výsledný průběh síly je uveden v grafu 7.



Graf 7 – Průběh síly od posuvných hmot

Vyvážení části posuvných hmot klikovým hřídelem je provedeno přidáním materiálu na vývažky pro rotační síly, vytvořených na protilehlé straně ramen klikového hřídele. Vývažky jsou vyrobeny s klikovým hřídelem samozřejmě v kuse, rozdělení hmotností je pouze fiktivní.

Parametry vývažků byly zvoleny následovně:

název	označení	hodnota	jednotky
hmotnost obou vývažků na klikovém hřídeli	m_{vk}	2,6342	kg
vzdálenost těžiště vývažků od osy rotace	r_{vk}	41,9068	mm

Tab. 4 – Parametry vývažků klikového hřídele

Zvolené hodnoty jsou uvažovány dohromady pro vyvážení rotačních hmot i části posuvných a byly odměřeny z 3D modelu. Před tvorbou vývažků proběhlo analytické porovnávání vlivu velikosti vývažků na výslednou posuvnou sílu. Zvolené parametry byly sledovány jako nejoptimálnější.

7.1.3 Částečné vyvážení posuvných hmot vyvažovacím hřídelem

V případě, že by nebyl použit vyvažovací hřídel, bylo by třeba zvolit hmotnější protizávaží na klikovém hřídeli. To by sice více vyrovnalo celkové síly vzniklé v ose válce, ale vznikla by tím značná nevyváha v ose kolmé. Právě z tohoto důvodu se používá vyvažovací hřídel, který má obrácený chod rotace se stejným počtem otáček jako klikový hřídel. To znamená, že v ose válce pomáhá klikovému hřídeli vyvažovat posuvné síly od pístu a ojnice a v ose kolmé vyvažuje síly od nevyváhy klikového hřídele.

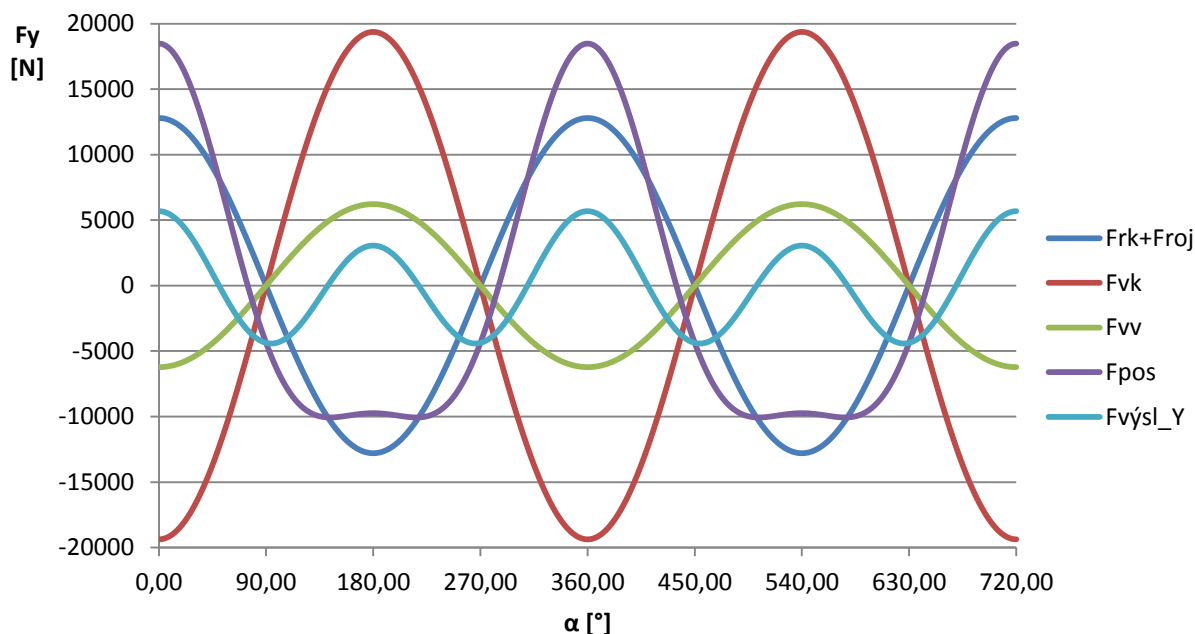
Na první pohled se může zdát, že ideálním řešením je umístit na vyvažovací hřídel závaží o stejných parametrech jako na klikovém hřídeli. To je však omyl, neboť by vznikaly velké síly v ose válce. Po vyzkoušení různých variant velikosti vývažků vyvažovacího hřídele byly stanoveny následující hodnoty:

název	označení	hodnota	jednotky
hmotnost obou vývažků na vyvažovacím hřídeli	m_{vv}	1,7429	kg
vzdálenost těžiště vývažků od osy rotace	r_{vv}	20,3472	mm

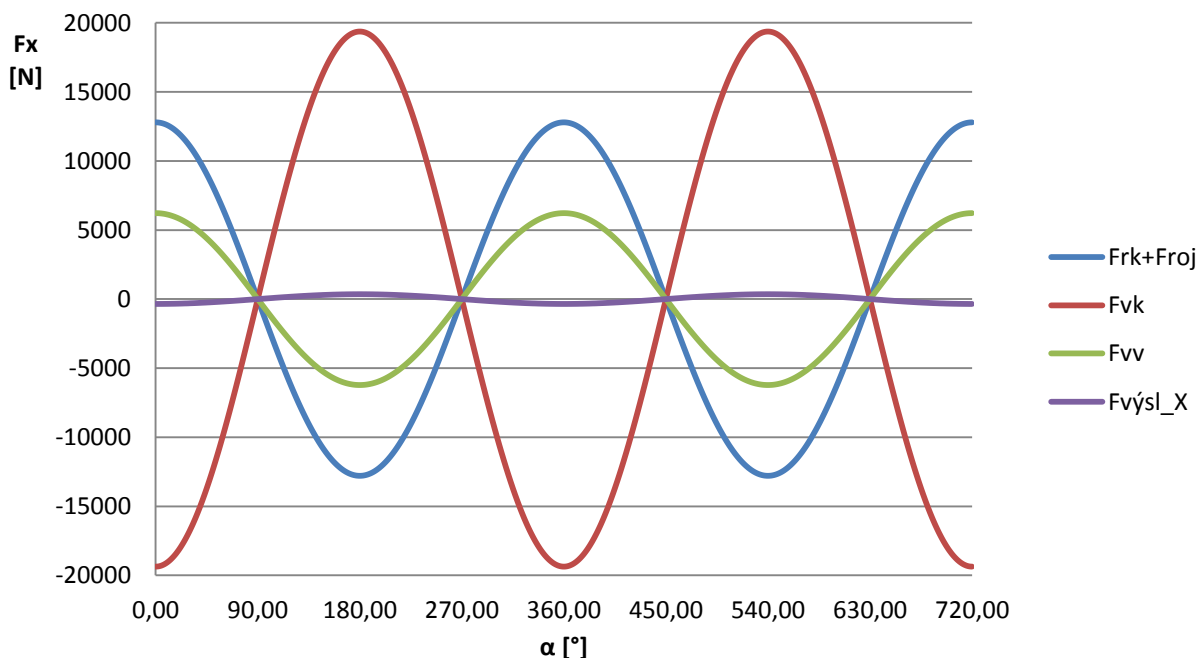
Tab. 5 – Parametry vývažků vyvažovacího hřídele

7.1.4 Výsledné vyvážení klikového mechanismu

Po učení všech parametrů byly vytvořeny dva grafy. V grafu 8 jsou zobrazeny všechny působící síly v ose válce (svislý směr) a jejich výslednice. V grafu 9 jsou zaznamenány všechny kolmé síly a jejich výslednice (horizontální směr). Výslednice sil vznikly sečtením všech působících účinků v daném směru.



Graf 8 – Průběh sil klikového mechanismu v ose válce



Graf 9 – Průběh sil klikového mechanismu kolmo na osu válce

Z grafů vyplývá, že v horizontálním směru je motor téměř vyvážen a ve svislém směru vzniká nevyváha s maximální výchylkou kolem 5000N. Nevyváha má téměř sinusový průběh.

7.2 Šrouby hlavy válců

Návrh průměru a počtu šroubů se provádí dle výpočtu pro předepnutý šroubový spoj. Šrouby jsou namáhány tahem, vlivem působení tlaku hořících plynů na spodní stranu hlavy. Navrhnuté šrouby jsou M12x250, třídy 10.9.

Parametry pro výpočet:

název	označení	hodnota	jednotky
dovolené napětí v tahu	σ_{DO}	900	MPa
délka závitu	l_z	40	mm
průřez jádra závitu	S_{zmin}	81,07	mm ²
dálka dřívku	l_d	190	mm
průřez dřívku	S_d	103,87	mm ²
průměr hlavy šroubu	d_h	19	mm
průměr díry pro šroub	d_d	13	mm
modul pružnosti v tahu oceli	E_{st}	$2,1 \cdot 10^5$	MPa
modul pružnosti v tahu hliníku	E_{al}	$7 \cdot 10^4$	MPa
bezpečnost	k	2	
bezpečnost proti odlehnutí	k_{hl}	0,8	

Tab. 6 – Parametry pro výpočet

Maximální tahová síla působící na šrouby vzniká při spalování:

$$F_{max} = P_{max} * S_v = 16,1MPa * 6939,78mm^2 = 111730,46N$$

Síla působící na jeden šroub:

$$F_{\xi} = \frac{F_{max}}{i_{\xi}} = \frac{111730,46N}{6} = 18621,74N$$

Dovolené napětí ve šroubu při uvažování bezpečnosti:

$$\sigma_{DOV} = \frac{\sigma_{DO}}{k} = \frac{900MPa}{2} = 450MPa$$

Výpočet tuhosti šroubu:

$$\begin{aligned}\frac{1}{k_s} &= \frac{1}{k_{sz}} + \frac{1}{k_{sd}} = \frac{1}{\frac{E_{st} * S_{zmin}}{l_z}} + \frac{1}{\frac{E_{st} * S_d}{l_d}} \\ &= \frac{l_z}{E_{st} * S_{zmin}} + \frac{l_d}{E_{st} * S_d} = \frac{40}{2,1 * 10^5 * 81,07} + \frac{190}{2,1 * 10^5 * 103,87} = 1,106 * 10^{-5} \\ &\rightarrow k_s = 90415,51 \frac{N}{mm}\end{aligned}$$

Výpočet tuhosti hlavy, válce a karterů:

$$k_b = \frac{E_{al} * \frac{\pi * \left[\left(d_h + \frac{l_b}{10} \right)^2 - d_d^2 \right]}{4}}{l_b} = \frac{7 * 10^4 * \frac{\pi * \left[\left(19 + \frac{230}{10} \right)^2 - 13^2 \right]}{4}}{230} = 391210,96 \frac{N}{mm}$$

Výpočet síly působící v hlavě, válci a karterech:

$$F_{pb} = k_{hl} * F_s = 0,8 * 18621,74 = 14897,39N$$

Předepínací síla ve šroubu:

$$\begin{aligned}F_{sp} &= F_{pb} + \Delta F_{pb1} = F_{pb} + F_s * \frac{k_b}{k_s + k_b} \\ &= 14897,39 + 18321,74 * \frac{391210,96}{90415,51 + 391210,96} = 30023,29N\end{aligned}$$

Maximální síla v ose šroubu:

$$\begin{aligned}F_{smax} &= F_{sp} + \Delta F_{pb2} = F_{sp} + F_s * \frac{k_s}{k_s + k_b} \\ &= 30023,29 + 18621 * \frac{90415,51}{90415,51 + 391210,96} = 33519,14N\end{aligned}$$

Maximální tahové napětí působící ve šroubu:

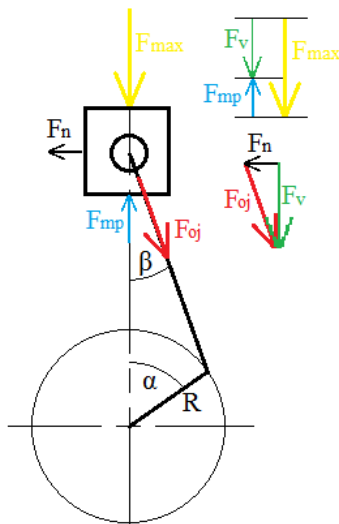
$$\sigma_{max} = \frac{F_{smax}}{S_{zmin}} = \frac{33519,14}{81,07} = 413,46MPa$$

Navržené hlavové šrouby pevnostně vyhojí.

7.3 Simulace zatížení ojnice pomocí MKP

7.3.1 Rozklad sil

Pro stanovení zatěžující síly ojnice je nejprve třeba provést rozklad sil podle následujícího obrázku.



Obr. 87 – Schéma rozkladu sil

F_{max} je maximální síla na píst od tlaku plynů a její velikost je 111730,46N (viz kapitola 7.2 **Šrouby hlavy válců**). Proti této síle působí setrvačná síla posuvných hmot F_{mp} . Její velikost se vypočítá ze vzorce:

$$F_{mp} = a_{(6^\circ)} * m_{pos} = 10927,24 * 1,6752 = 18305,31N$$

$a_{(6^\circ)}$ je velikost zrychlení pístu, když je klikový hřídel otočen 6° za horní úvratí. Zde sice zrychlení nenabývá maximální hodnoty, ale zato tlak plynů ano. Tato hodnota byla zjištěna z tabulky vytvořené v Microsoft Excel pro kapitulu 7.1.2 **Částečné vyvážení posuvných hmot klikovým hřídelem**.

Výsledná síla F_v je rozdílem síly F_{max} a F_{mp} :

$$F_v = F_{max} - F_{mp} = 111730,46 - 18305,31 = 93425,15N$$

Tato síla je dále rozložena do dvou složek, z nichž jedna je rovnoběžná s podélnou osou ojnice (síla F_{oj}) a druhá je kolmá k ose válce (F_n). Ze schématu rozkladu sil vyplývá:

$$F_{oj} = \frac{F_v}{\cos \beta} = \frac{93425,15}{\cos 1,855^\circ} = 93477,78N$$

7.3.2 Výpočtový model

Pro simulaci zatížení ojnice byl vytvořen výpočtový model, který by se měl co nejvíce podobat realitě. Do horního oka bylo umístěno pouzdro z bronzu a do spodního oka dvě bronzové pánve se zámky. Zámky sloužili při simulaci zatížení k zabránění protočení modelu kolem osy spodního oka. Šrouby byly pro zjednodušení výpočtového modelu nahrazeny 1D prvky.

Sít' byla u všech 3D modelů zvolena CTETRA(10) s meziuzlem, s velikostí elementu 3mm.

Šrouby byly nahrazeny 1D prvky, kterým byl přiřazen kruhový průřez o průměru 8mm. Velikost růžice simulující hlavu šroubu má průměr 12mm, délka šroubu 40mm a délka závitu je 20mm. Spojovací prvky jsou typu RBE2.

Dalším využitím 1D prvků je spojení vnitřní plochy pouzdra s bodem, který je ve středu horního oka. Ke spojení bylo využito RBE2 prvků.

Mezi pouzdrům a horním okem je vytvořena vazba face-to-face kontakt. Pouzdru je nastaven offset 0,005mm a velikost koeficientu tření mezi plochami 0,2.

To stejné platí pro uložení pánví ve spodním oku.

Mezi spodní částí ojnicního oka a tělem ojnice je taktéž vytvořena vazba kontaktu, zde však není definován offset, ale pouze koeficient statického tření s hodnotou 1.

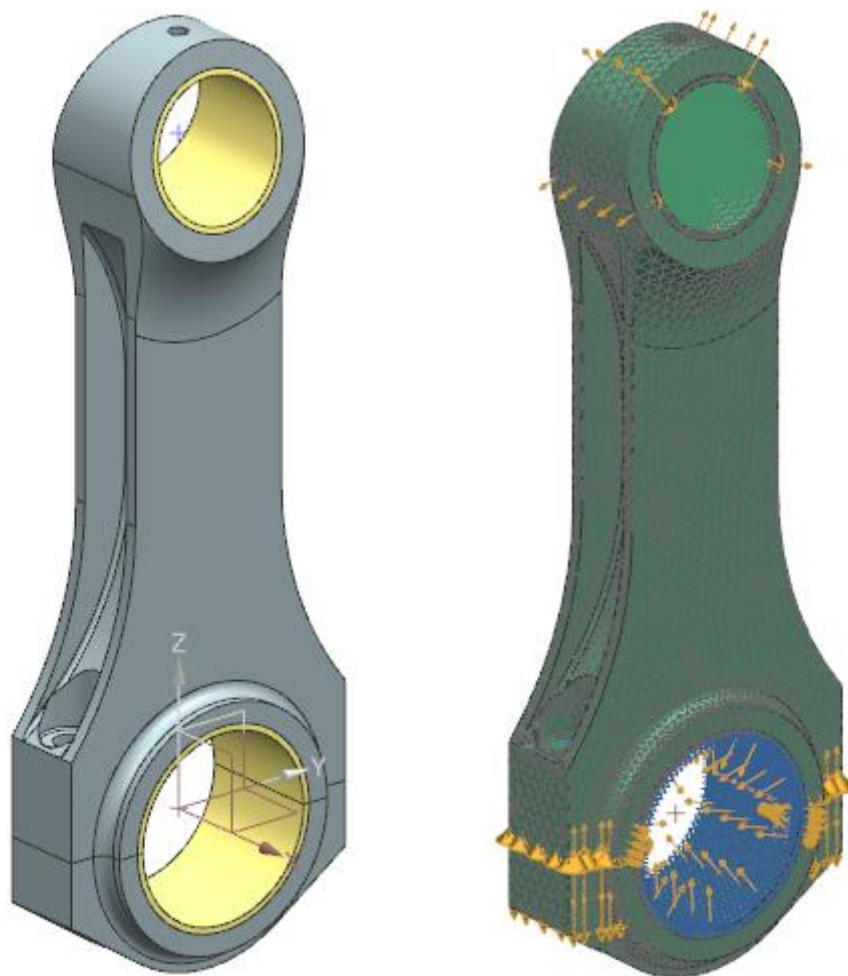
Upevnění výpočtového modelu je nastaveno na vnitřní plochy pánví. Bylo odebráno všech 6 stupňů volnosti.

Zatěžující síla je koncentrována do bodu ve středu horního oka, které je spojeno s pouzdrům rigidovou růžicí. Vektor síly prochází svislou osou ojnice.

Dále bylo třeba nastavit předepnutí šroubových spojů. To vychází z podmínky zabránění odlehnutí dílů ojnice od sebe v horní úvrati. Zde je totiž největší zrychlení, tudíž i zatěžující tahová síla od setrvačných hmot nabývá největší hodnoty. Vztah pro určení předepínací síly byl následující:

$$F_{ojš} = \frac{a_{max} * m_{pos}}{2} * k_{ojš} = \frac{11030,38 * 1,6752}{2} * 1,3 = 12010,76N$$

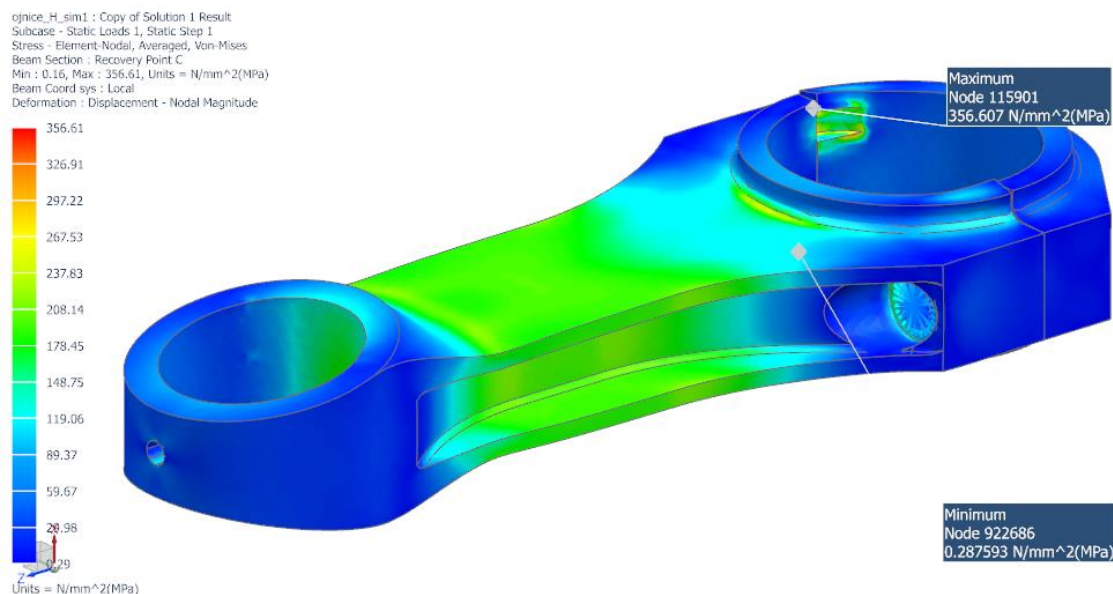
kde a_{max} je zrychlení pístu v horní úvrati, m_{pos} hmotnost posuvných hmot a $k_{ojš}$ bezpečnost proti odlehnutí.



Obr. 88 – 3D model ojnice (vlevo) a nasíťovaný model s okrajovými podmínkami pro výpočet (vpravo)

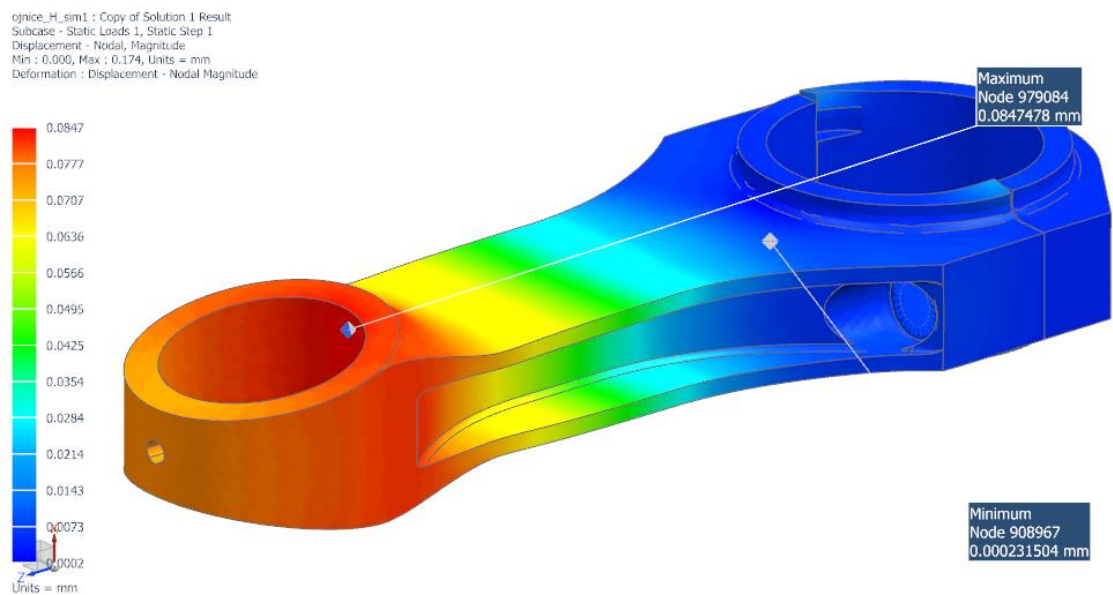
7.3.3 Výsledky MKP simulace

Napětí bylo vyhodnoceno metodou Von-Mises a největší špička napětí se objevila v drážce pro zajištění pánve ve spodním dílu ojnice. Toto napětí je důsledkem uchycení výpočtového modelu a ve skutečném zátěžovém stavu se neobjeví. Jeho hodnota je 356MPa, a je nevyšší v celém modelu. Vzhledem k dřívku, který je zbarven do zelené a pod ojničným okem přechází do žluté barvy je jeho napětí pod 300MPa. Zvolený materiál pro ojnici je 16 240.7, který má mez kluzu 590MPa. Ojnice tedy pevnostně vyhovuje. [32]



Obr. 89 – Výsledná napětí v ojnici

Na obrázku 90 jsou vyobrazena výsledná celková posunutí. Z výsledků vyplývá, že při maximálním zatížení se ojnice zkrátí o 0,08475mm.



Obr. 90 – Výsledná celková posunutí

7.4 Simulace zatížení pístu pomocí MKP

7.4.1 Výpočtový model

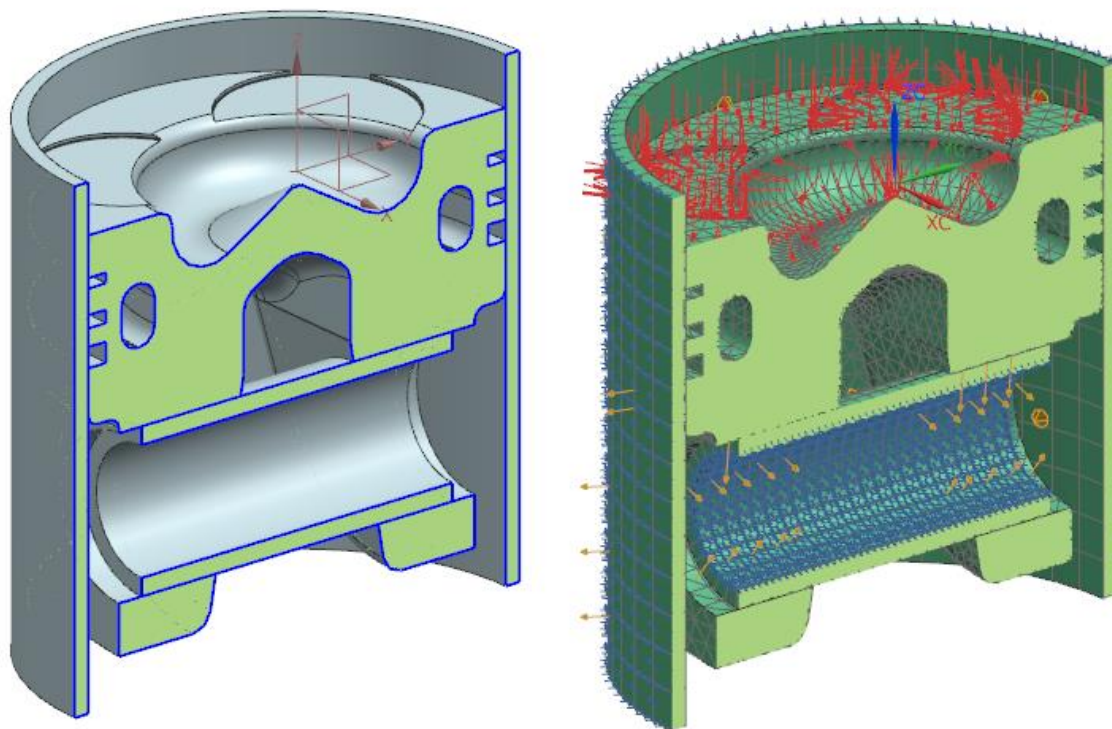
Pro nasimulování okrajových podmínek co nejvíce podobným reálnému zatížení, byl vytvořen model pístu zjednodušený o drážky pro pojistné kroužky. Tento píst je vložený do vložky simulující válec. Do pístu je umístěn výpočtový model čepu.

Sít' pístu je typu CTETRA s meziuzlem a velikostí elementu 4mm. U modelu válce a čepu je použita síť CHEXA s velikostí elementu 3mm pro čep a 7mm pro válec.

Constraint typu fixed je aplikován na vnitřní straně čepu.

Mezi čepem a pístními oky je vytvořena vazba face-to-face kontakt s definovaným součinitelem tření 0,1. Offset na čepu je nastaven na 0,005mm. Druhý kontakt je mezi pláštěm pístu a vnitřní plochou válce. Tření je zde nulové a offsety taktéž.

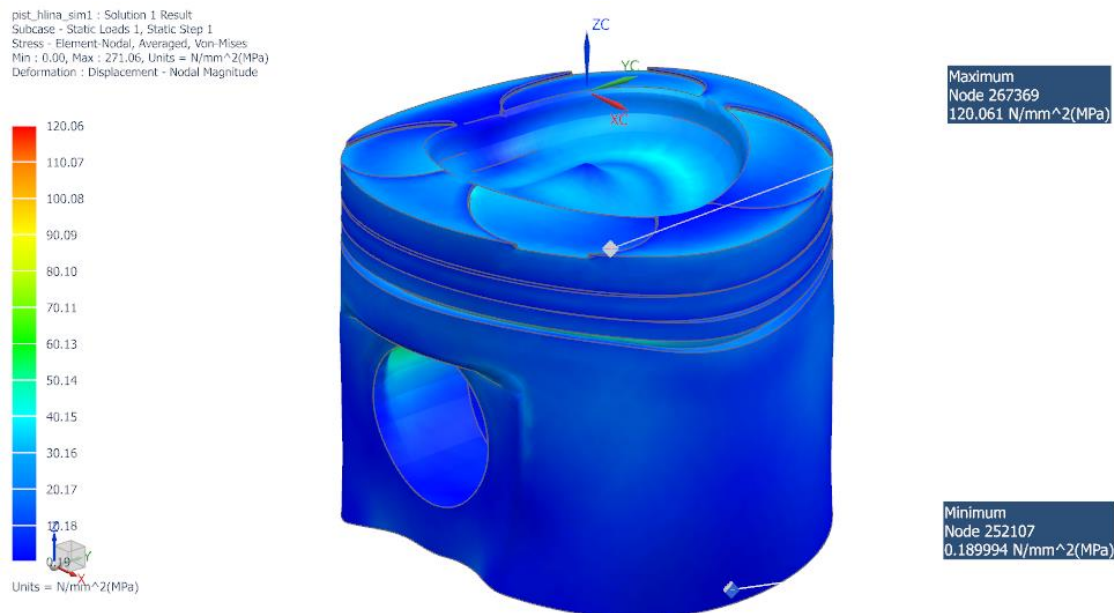
Zatížení je definováno jako tlak na veškeré vrchní plochy pístu. Jeho hodnota činí 16,1MPa.



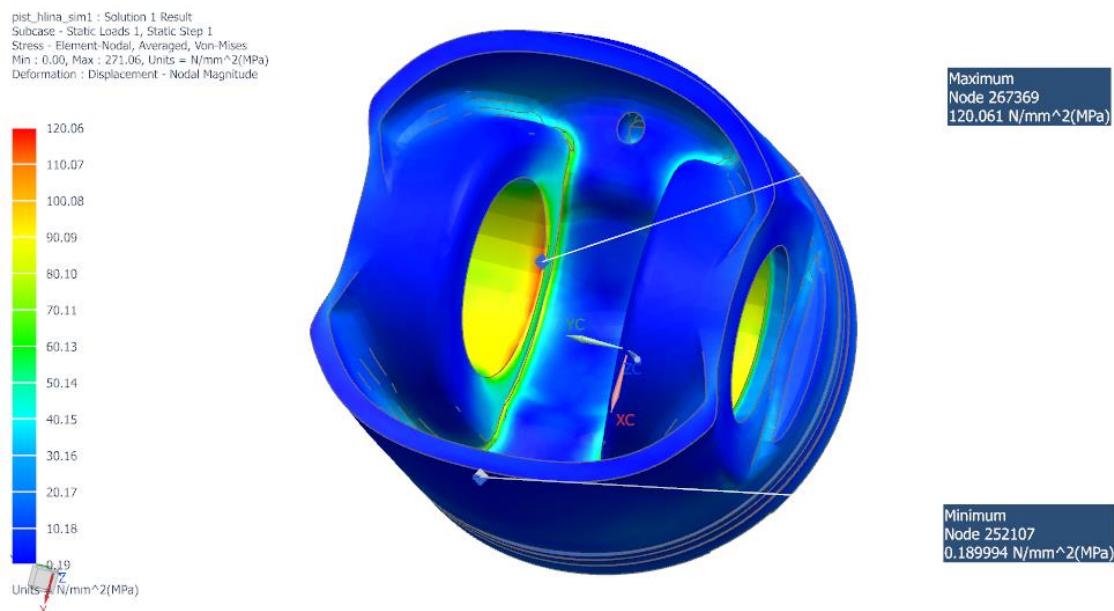
Obr. 91 – 3D model (vlevo) a výpočtový model (vpravo) pístu

7.4.2 Výsledky MKP simulace

Na povrchu dna pístu se projevila pouze malá napětí dosahující hodnoty kolem 50MPa. Největší napětí se projevila v horní části ok, kde se píst opírá o čep. Zde napětí dosahuje maximální hodnoty 120,06MPa. Mez pevnosti hliníkové slitiny AlCu4Ni2Mg2 je 240MPa. Bezpečnost proti mezi pevnosti je tedy přesně 2. [31]



Obr. 92 – Výsledná napětí v pístu



Obr. 93 – Výsledná napětí v pístu – pohled zespodu

Zbylé obrázky z analýzy jsou v příloze č. 2.

7.5 Simulace zatížení pístního čepu pomocí MKP

7.5.1 Výpočtový model pro pístní čep

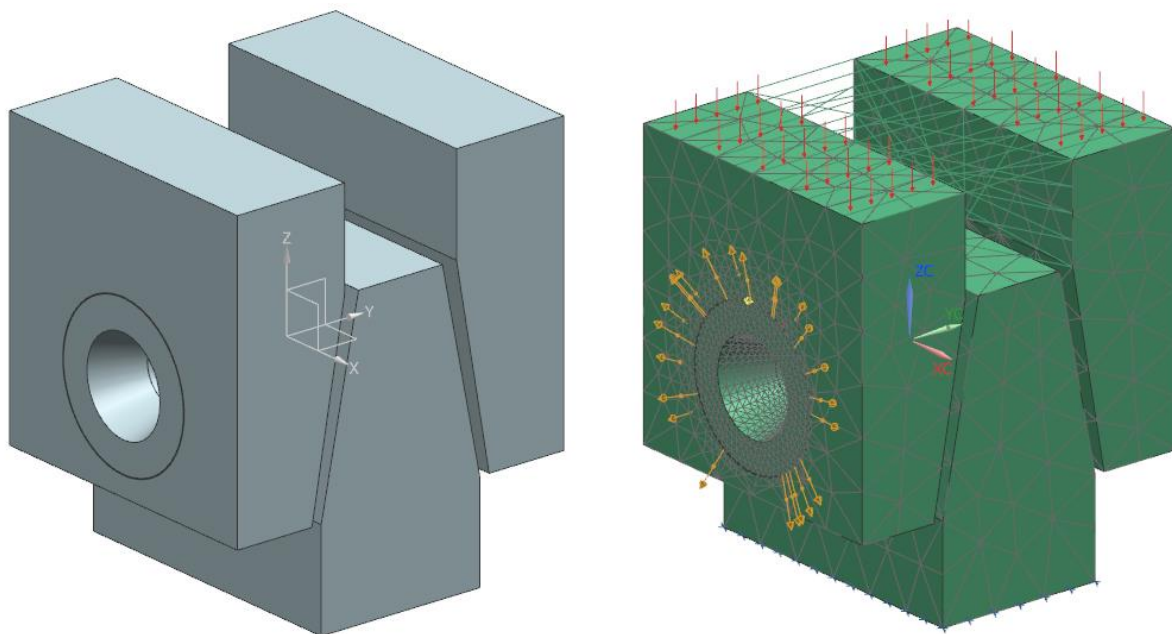
Pro simulaci zatížení pístního čepu byl vytvořen jednoduchý 3D model zahrnující náhradu pístu a ojnice.

Všechny 3D součásti mají síť typu CTETRA s meziuzly. Velikost elementů na pístním čepu je 1,5mm. Velikost elementů pomocných těles je 10mm. Síť je v kontaktních plochách a na hranách zjemněna na velikost 1,5mm. Tělesa nahrazující píst jsou provázána 1D prvky typu RBE2. To slouží k zajištění vzájemné polohy pod zatížením.

Pevné uchycení modelu je definováno na spodní straně tělesa ojnice.

Zatěžující síla je definována na horních plochách těles pístu a má hodnotu 111730,46N.

Mezi tělesy jsou vytvořeny vazby typu face-to-face kontakt. Mezi čepem a ojnící je nastaven koeficient tření 0,1 a nulové offsety. Tření mezi čepem a pístem je nastaveno na hodnotu 1 a offset děr v pístu má hodnotu 0,005mm.

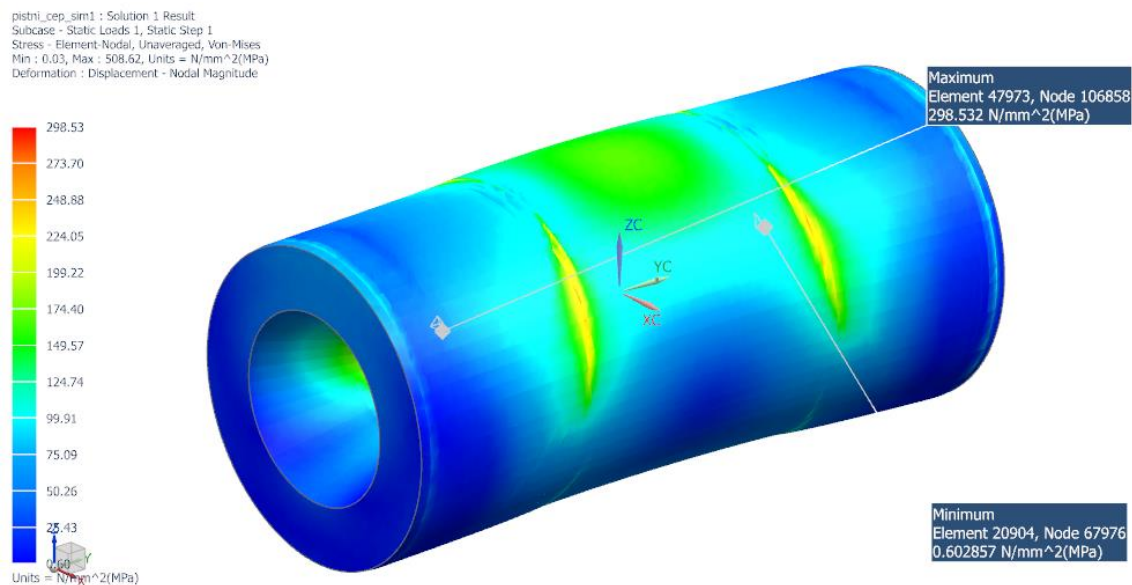


Obr. 94 – 3D model (vlevo) a výpočtový model (vpravo) pístního čepu

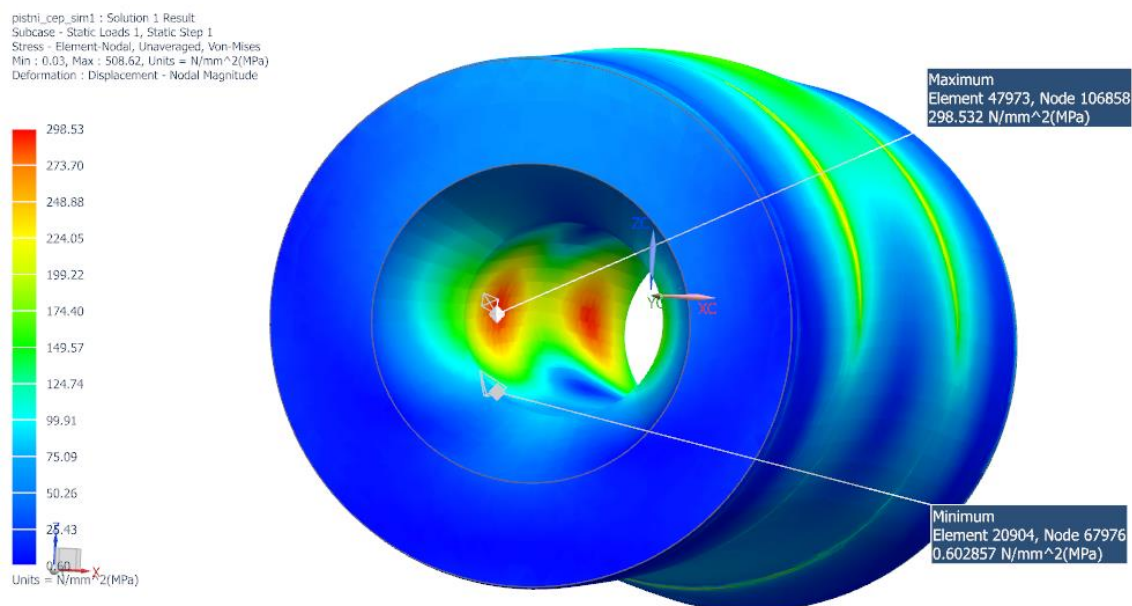
7.5.2 Výsledky MKP simulace

Výsledky simulace ukázaly, že největší napětí je koncentrováno na vnitřní ploše otvoru v čepu. Konkrétně v místech, kde je čep namáhán na stříh. Velikost maximálního napětí je 298,53MPa. Vzhledem k použitému materiálu ČSN 16 240.7, který má mez kluzu 590MPa, je i s tímto maximálním napětím dodržena bezpečnost proti mezi kluzu téměř dva.

Další obrázky výsledků analýzy jsou v příloze č. 2.



Obr. 95 – Výsledná napětí na vnějším povrchu pístního čepu



Obr. 96 – Výsledná napětí na povrchu otvoru v pístním čepu

Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit konstrukční návrh vznětového, kapalinou chlazeného, jednoválcového, motocyklového motoru s rozvodem DOHC, o objemu cca 650ccm.

V úvodu práce je letmý pohled za historií dieselových motocyklů, za ním následuje rešerše obdobných motorů, jako je motor navrhovaný v této práci. Nejvíce podobným mu je motor firmy Hayes Diesel Technology, který byl vyvinut pro potřeby americké námořní pěchoty. Po nabrání inspirace proběhly návrhy konstrukčních variant jednotlivých částí motoru, jejich zhodnocení a vybrání vhodných řešení. V další části práce proběhlo navržení předběžných základních rozměrů motoru, jako je vrtání válce, zdvih pístu, velikost kompresního prostoru, rozměry hlavních částí klikového mechanismu a sacích a výfukových kanálů. Následně byl popsán vytvořený termodynamický model, ze kterého byly určeny průběhy spalovacích tlaků v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele (tzv. indikátorový $p-\alpha$ diagram) při různých otáčkách a charakteristické křivky průběhu krouticího momentu a výkonu motoru. V nejobsáhlejší části práce je popsán celý konstrukční návrh motoru. Jako první byl navrhnut klikový mechanismus s vyvažovacím hřídelem. Po něm následoval rozvod motoru, který je ze zadání dán s dvěma vačkovými hřídeli uloženými v hlavě válce. Rozvod byl navrhnut řetězový, se čtyřmi ventily. Dále je popsán konstrukční návrh hlavy, jejích částí, pak následuje levý a pravý karter a následně celá sestava, včetně olejového čerpadla, čerpadla chladicí kapaliny, spojky, startéru, naftového čerpadla a magnetu. Tyto součásti jsou však navrženy jen schematicky. Poslední kapitola práce je věnována výpočtům. Je zde postup návrhu velikosti vyvažovacích těles klikového a vyvažovacího hřídele, pevnostní výpočet šroubů hlavy válce, a MKP simulace pro ověření správnosti návrhu pístu, pístního čepu a ojnice.

Seznam použité literatury a informačních zdrojů

- [1] The Sidney Diesel Norton [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z:
<http://www.dieselmotorcycles.com/norton/norton.htm>
- [2] Diesel motorcycle [online]. [cit. 2018-11-14]. Dostupné z:
https://en.wikipedia.org/wiki/Diesel_motorcycle
- [3] Royal Enfield Taurus Diesel [online]. [cit. 2018-11-14]. Dostupné z:
<https://www.bikesmedia.in/royal-enfield/taurus-diesel.html>
- [4] Royal Enfield Taurus Diesel for sale in India [online]. [cit. 2018-11-14]. Dostupné z:
<https://in.priceprice.com/Royal-Enfield-Taurus-Diesel-21742/>
- [5] Kawasaki M1030 [online]. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z:
<https://forum.valka.cz/topic/view/123528/Kawasaki-M1030>
- [6] atvpolska.pl [online]. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z:
<https://www.atvpolska.pl/forum/viewtopic.php?f=97&t=1564>
- [7] Hayes Diesel Technology [online]. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z:
<http://www.dieselmotorcycles.com/history.html>
- [8] M1030M1 JP8/DIESEL MILITARY MOTORCYCLE [online]. [cit. 2019-01-25].
Dostupné z:
http://www.dieselmotorcycles.com/militaryproduction/M1_Spec_Sheet_US_611cc.pdf
- [9] CYCLE WORLD [online]. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z:
<https://www.cycleworld.com/2008/03/05/xtrapix-government-issue-first-look>
- [10] Hayes Diesel Technology [online]. [cit. 2019-01-25]. Dostupné z:
<http://www.dieselmotorcycles.com/technology.html>
- [11] Sommer Diesel 516 [online]. [cit. 2019-01-26]. Dostupné z:
<http://www.motorradmanufaktur.de/index.php?main=516&sub=modellpflege>
- [12] Sommer Diesel 516 [online]. [cit. 2019-01-26]. Dostupné z:
<http://www.motorradmanufaktur.de/index.php?main=516&sub=fertigung>
- [13] Sommer Diesel 516 [online]. [cit. 2019-01-26]. Dostupné z:
<http://www.motorradmanufaktur.de/index.php?main=516&sub=philosophie>
- [14] Sommer Diesel 516 [online]. [cit. 2019-01-26]. Dostupné z:
<http://www.motorradmanufaktur.de/index.php?main=516&sub=bilder>
- [15] Hatz diesel engines | data sheet [online]. [cit. 2019-01-26]. Dostupné z:
http://www.hatz-diesel.com/fileadmin/user_upload/hatz-diesel.com/Datenblaetter/Hatz_data_sheet_B-series_2018-04_en_70252829.pdf
- [16] LASKI spol. s.r.o. [online]. [cit. 2019-01-27]. Dostupné z: <http://motory.laski.cz/>
- [17] Air cooled Diesel engines [online]. [cit. 2019-01-27]. Dostupné z:
<http://motory.laski.cz/data/docs/15ld500.pdf>
- [18] Lomabrdini 15LD500 [online]. [cit. 2019-01-27]. Dostupné z:
<http://www.lombardini.com.pl/download/doc15ld500.pdf>
- [19] Direct industry [online]. [cit. 2019-01-27]. Dostupné z:
<http://www.directindustry.com/prod/lombardini/product-29146-689439.html>

- [20] Diesel Power Magazine [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <http://www.trucktrend.com/how-to/expert-advice/1211dp-aluminum-vs-steel-diesel-engine-pistons/#photo-05>
- [21] mjauto.cz [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/motor/motor.htm>
- [22] Kliková hřídel [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: http://www.motokramek.cz/products_pictures/klikova%20hridel%20sim%2070%20ve%20lka.jpg
- [22] Crankshaft [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Forged-Crank-Shaft-Crankshaft-for-TractoR175_60462912116.html
- [23] MAHLE [online]. [cit. 2019-01-30]. Dostupné z: <https://www.mahle-aftermarket.com/eu/de/products/engine-components/pistons/#oe-kompetenz>
- [24] MS MOTORSERVICE [online]. [cit. 2019-01-30]. Dostupné z: <https://www.ms-motorservice.de/unsere-premium-marken/kolbenschmidt-produkte/kolben/kolbenbauarten/>
- [25] Hrabák, V. a kol. *Pístní kroužky - konstrukce, výroba, provoz*, Hořovice: Reprografické studio CHARLIE s.r.o., 2000
- [26] Goetze Praktický průvodce [online]. [cit. 2019-01-30]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/8304448-Prakticky-pruvodce-pistni-krouzky.html>
- [27] Kožoušek, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*, Praha: SNTL, 1983
- [28] CNC-motorsports [online]. [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <https://www.cnc-motorsports.com/60160000-8-lunati-race-signature-series-i-beam-connecting-rods.html>
- [29] STM TUNED INC. [online]. [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <https://stmtuned.com/products/eagle-6-bolt-4g63-dsm-h-beam-connecting-rods>
- [30] D.I.D catalog. [online]. [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <https://www.did-daido.co.jp/documents/en/catalog/didcatalog.pdf>
- [31] Researchgate.net. Aluminum alloys for engine and compressor pistons. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/profile/Barbora_Bryksi_Stunova/publication/301899724_Aluminum_alloys_for_engine_and_compressor_pistons/links/572c659608ae25c48c308b30/Aluminum-alloys-for-engine-and-compressor-pistons.pdf
- [32] Leinveber, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*, Úvaly: Albra, 2008
- [33] Řasa, J., Švercl, J. *Strojnické tabulky 1*, Praha: Scientia, spol. s.r.o, 2004
- [34] Getting started with Lotus Engine Simulation. [online]. [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: <https://lotusproactive.files.wordpress.com/2013/08/getting-started-with-lotus-engine-simulation.pdf>
- [35] Řasa, J., Švercl, J. *Strojnické tabulky 2*, Praha: Scientia, spol. s.r.o, 2007
- [36] Plasty vyztužené skelnými vlákny. [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://www.polyplasty.cz/plasty-vyztuzene-skelnymi-vlakny.html>
- [37] spojeneslevarny.cz. [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.spojeneslevarny.cz/file.php?nid=16676&oid=5900155>

Seznam příloh

a) Přílohy vevázané

Příloha č. 1 – Porovnání vlastností navrhnutých pístů z oceli a slitiny hliníku

Příloha č. 2 – Výsledky MKP analýz pístu a pístního čepu

b) Přílohy volně vložené

Příloha č. 3 – Výrobní výkres klikového hřídele DP-2019-01

Příloha č. 4 – Výkres sestavy klikového mechanismu DP-2019-00 1/2

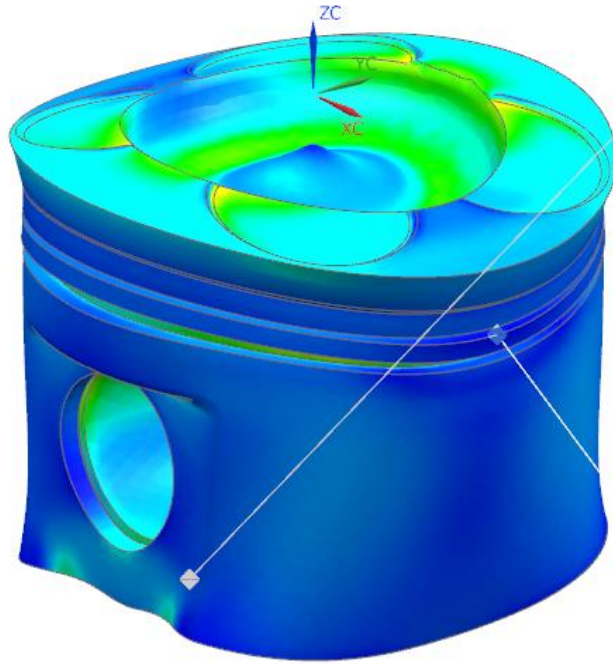
Příloha č. 5 – Kusovník sestavy DP-2019-00 2/2

PŘÍLOHA č. 1

Porovnání vlastností navržených pístů z oceli a slitiny hliníku

Výsledná napětí MKP analýzy

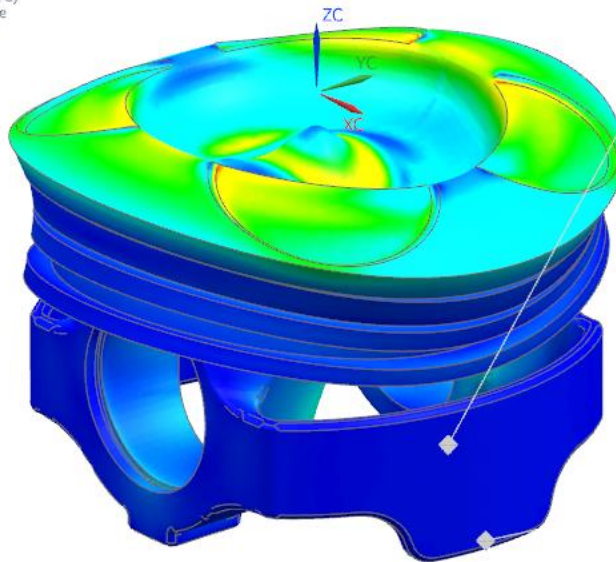
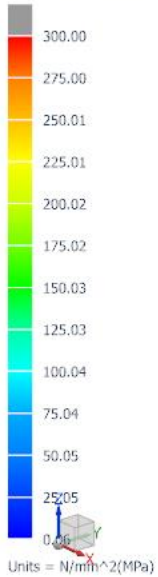
pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.62, Max : 165.55, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 178533
165.552 N/mm²(MPa)

Minimum
Node 187566
0.618057 N/mm²(MPa)

pist_xxx_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.06, Max : 477.61, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

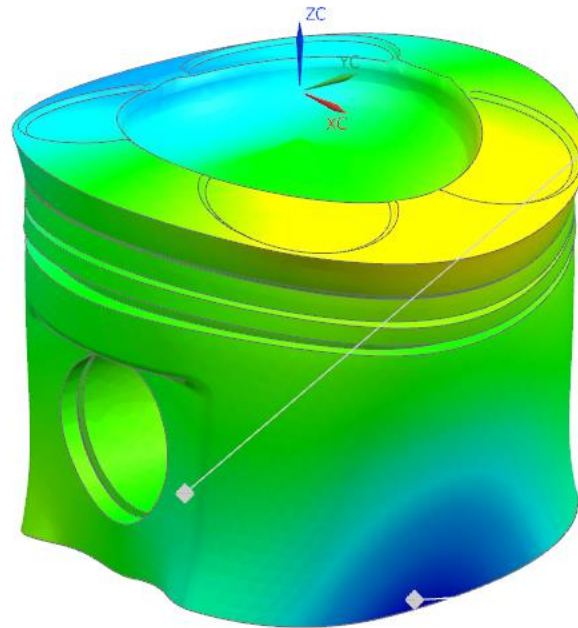


Maximum
Node 317980
477.61 N/mm²(MPa)

Minimum
Node 223463
0.0614136 N/mm²(MPa)

Deformace v ose x

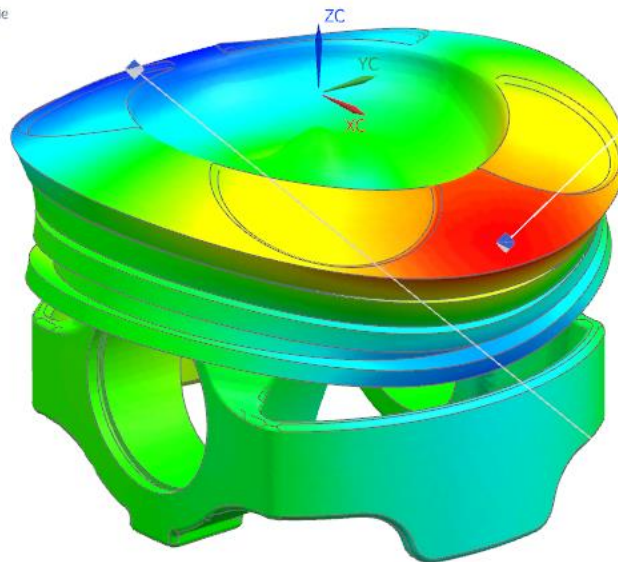
pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0508, Max : 0.0509, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 169555
0.0508619 mm

Minimum
Node 177804
-0.0507916 mm

pist_xxx_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0384, Max : 0.0380, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

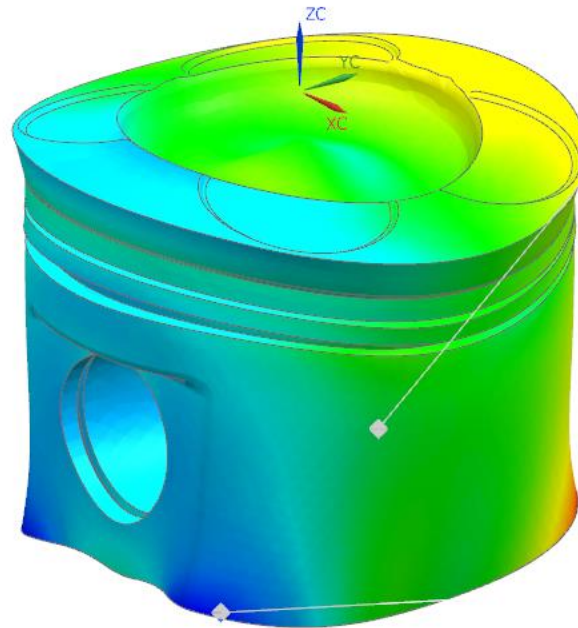
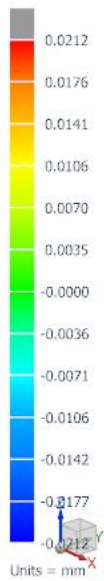


Maximum
Node 299898
0.0379579 mm

Minimum
Node 299047
-0.0384293 mm

Deformace v ose y

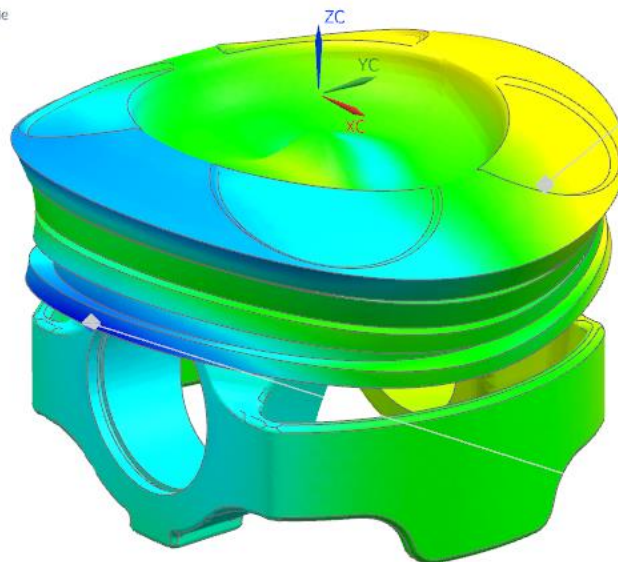
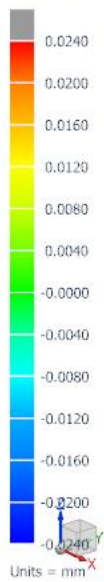
pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0212, Max : 0.0212, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 189889
0.0211766 mm

Minimum
Node 191038
-0.0212416 mm

pist_xxx_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.0240, Max : 0.0240, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

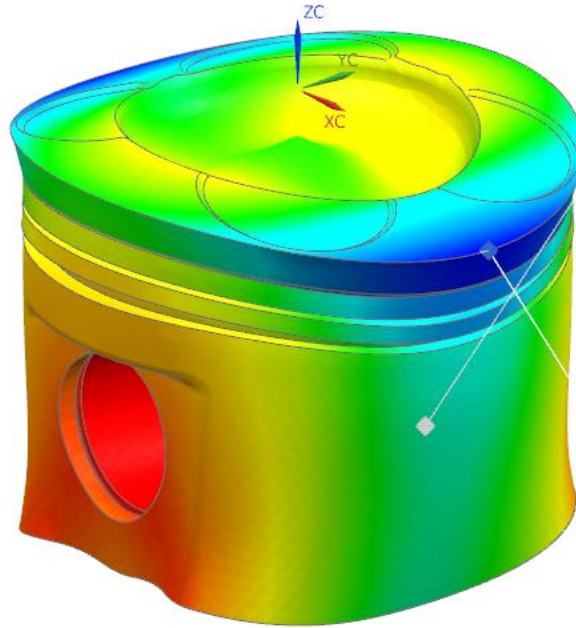
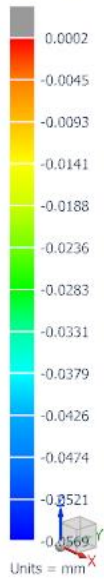


Maximum
Node 327134
0.0240006 mm

Minimum
Node 326728
-0.0240359 mm

Deformace v ose z

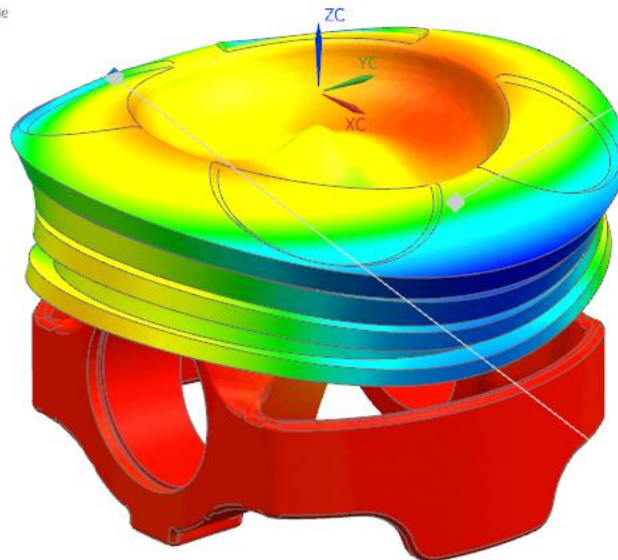
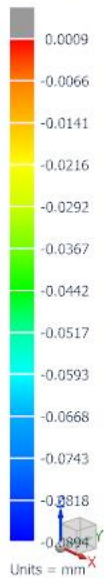
pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0569, Max : 0.0002, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 181065
0.000219049 mm

Minimum
Node 189161
-0.0568926 mm

pist_xxx_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0894, Max : 0.0009, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

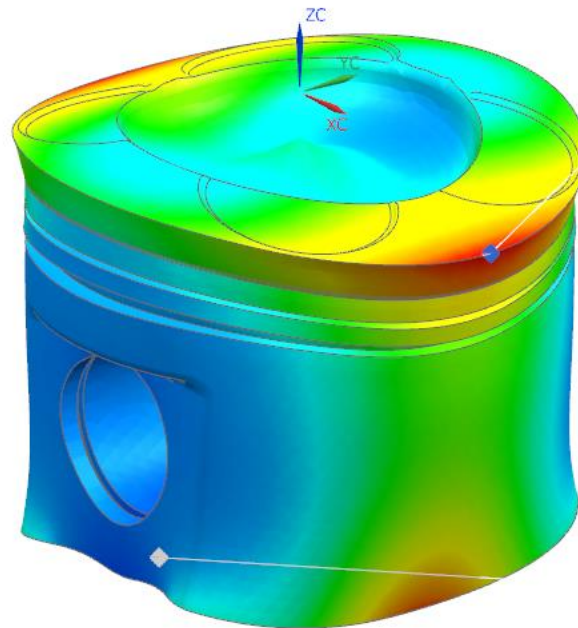
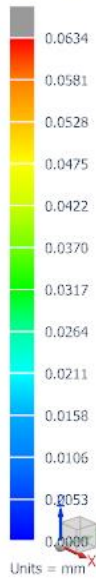


Maximum
Node 386142
0.000948294 mm

Minimum
Node 377477
-0.0893746 mm

Celkové deformace

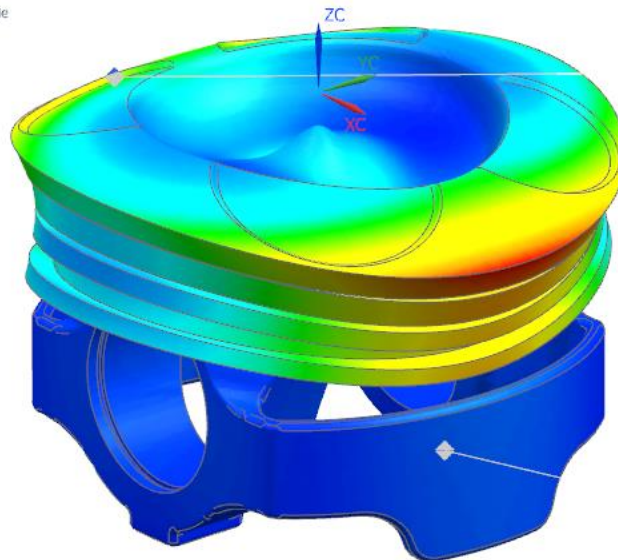
pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0634, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 189161
0.0633521 mm

Minimum
Node 178168
0 mm

pist_xxx_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0972, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 377477
0.0971541 mm

Minimum
Node 317867
0 mm

Hmotnosti pístů

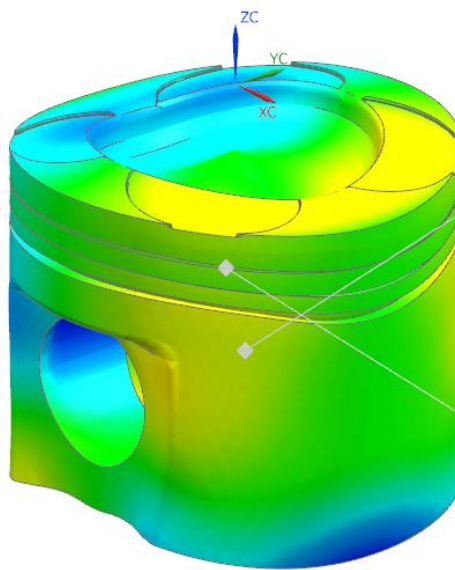
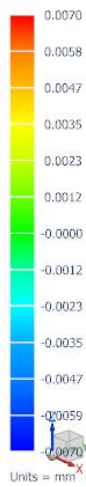


PŘÍLOHA č. 2

Výsledky MKP analýz pístu a pístního čepu

Deformace pístu v ose x

pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0070, Max : 0.0070, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

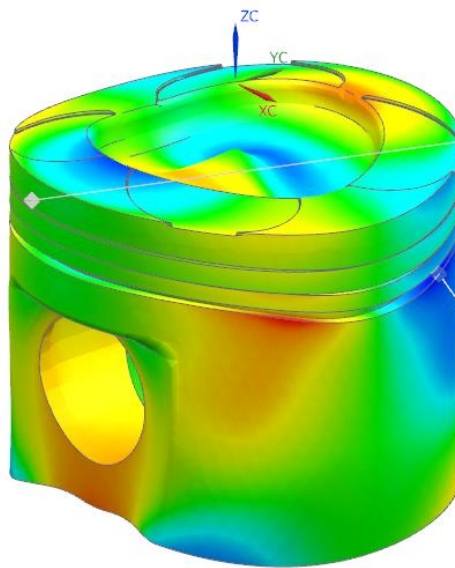


Maximum
Node 267295
0.00701928 mm

Minimum
Node 267346
-0.00703334 mm

Deformace pístu v ose y

pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.00387473, Max : 0.00385867, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

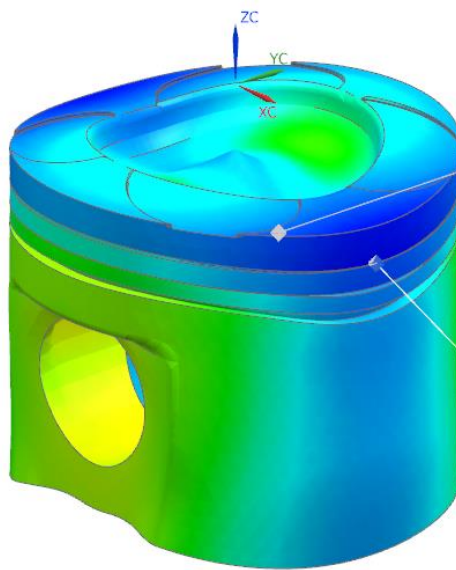
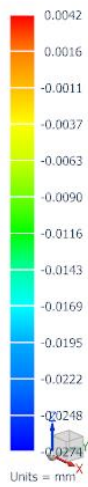


Maximum
Node 267003
0.00385867 mm

Minimum
Node 267040
-0.00387473 mm

Deformace pístu v ose z

pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0274, Max : 0.0042, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

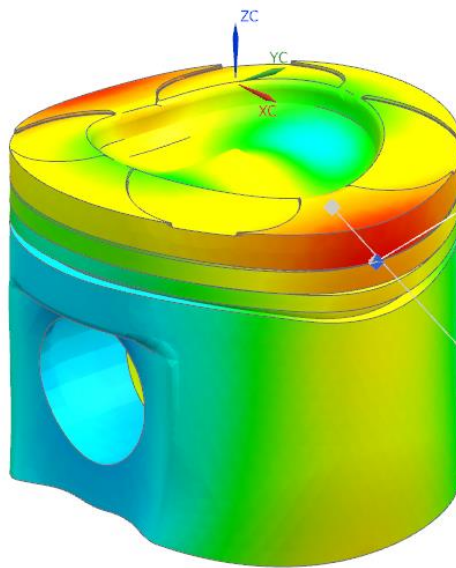
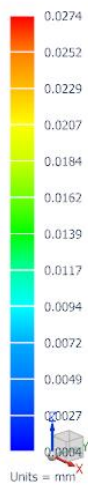


Maximum
Node 267341
0.00422315 mm

Minimum
Node 266097
-0.0274472 mm

Celková deformace

pist_hlina_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.0000, Max : 0.0274, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

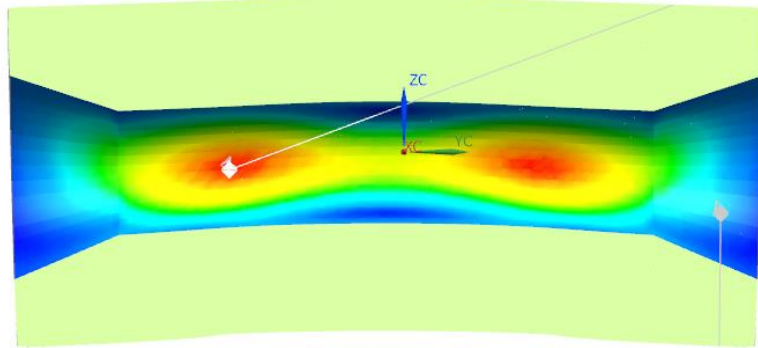


Maximum
Node 266097
0.0274473 mm

Minimum
Node 205332
0.000441086 mm

Detailní pohled na největší napětí uvnitř pístního čepu

pistni_cep_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.03, Max : 508.62, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

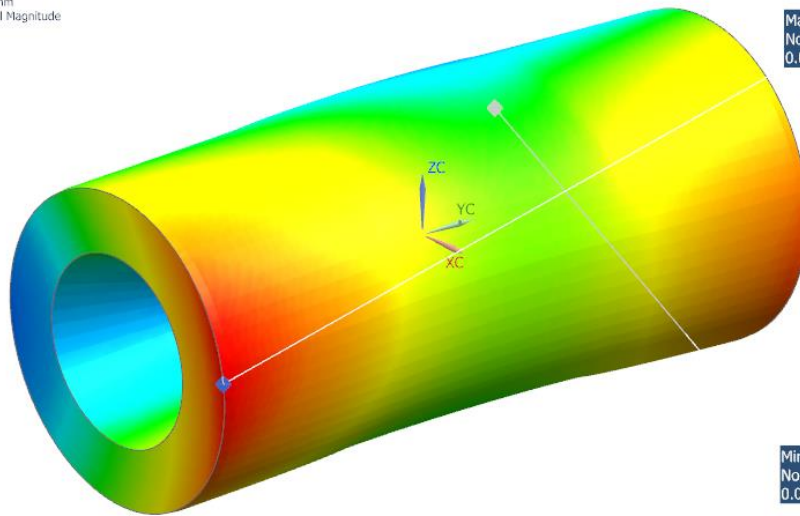


Maximum
Element 47973, Node 106858
298.532 N/mm²(MPa)

Minimum
Element 20904, Node 67976
0.602857 N/mm²(MPa)

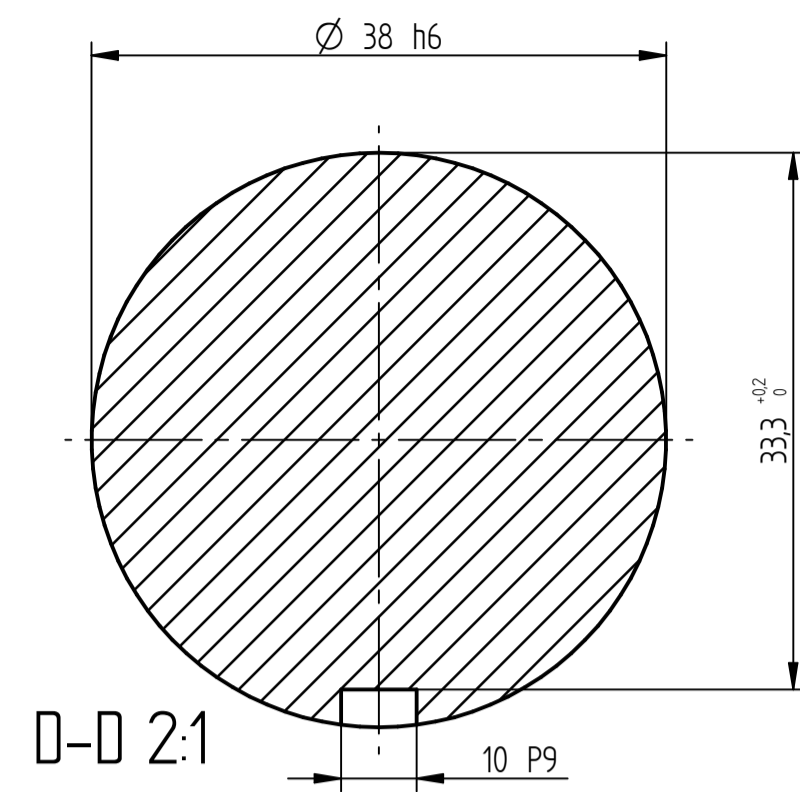
Celková deformace pístního čepu

pistni_cep_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.252, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

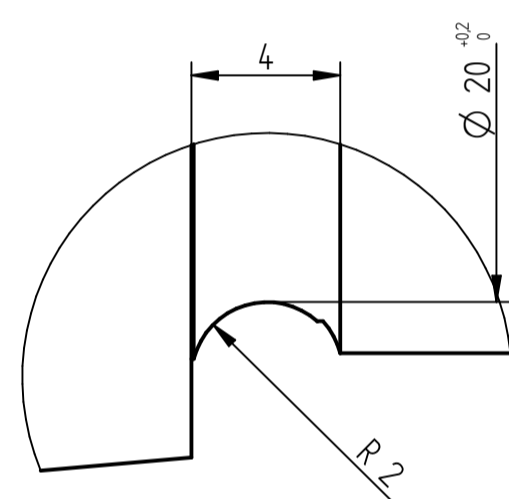
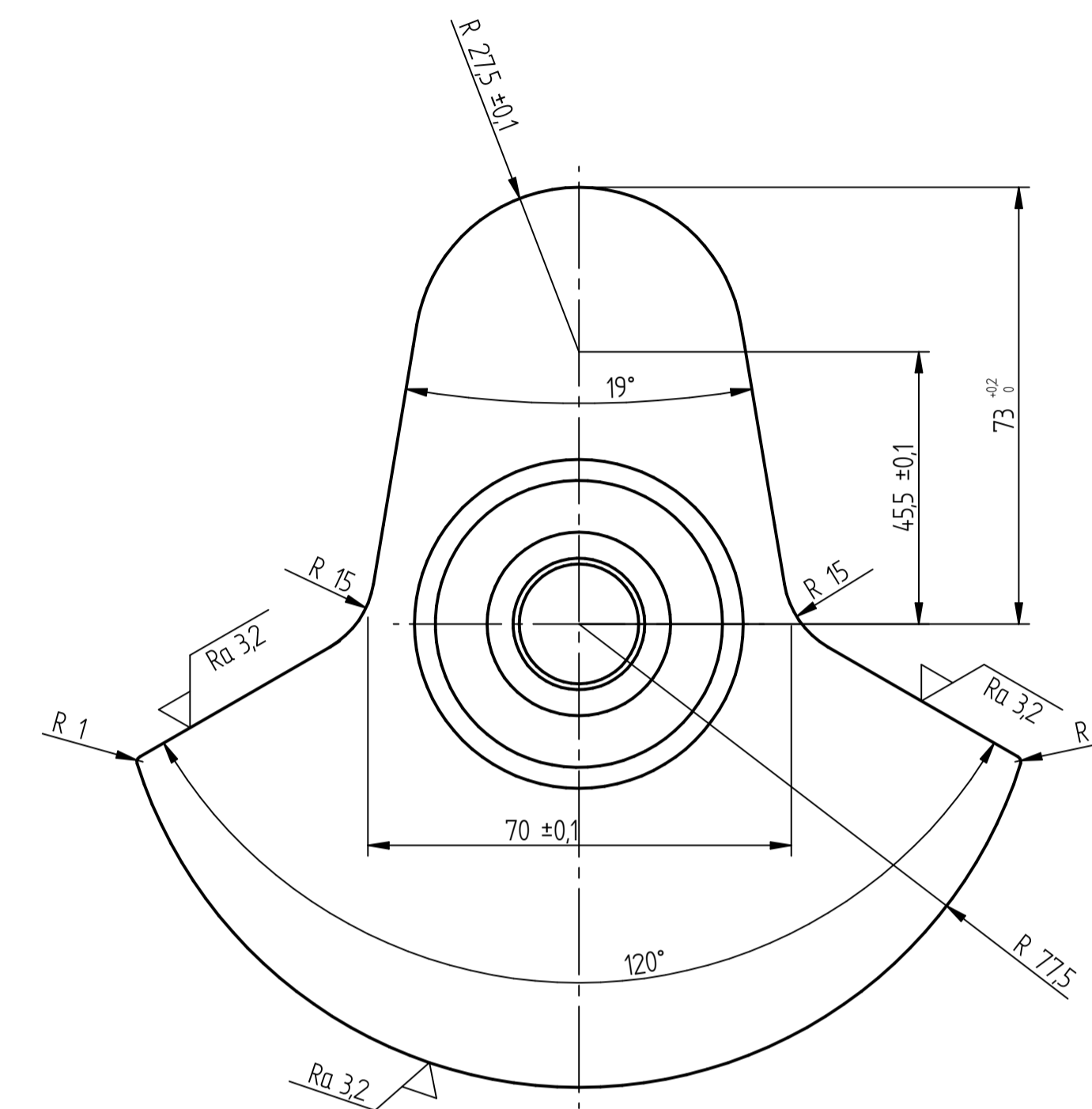
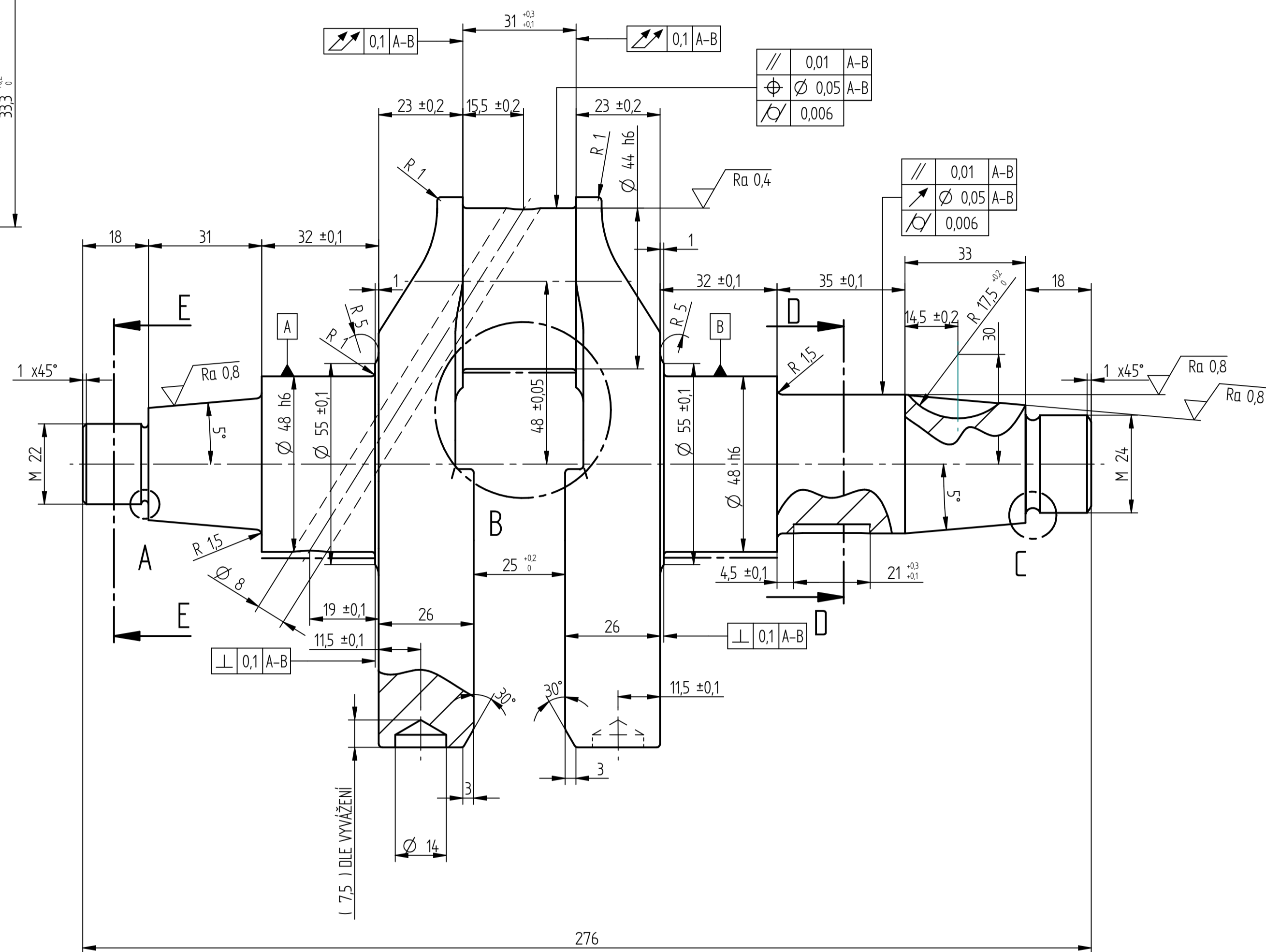


Maximum
Node 132786
0.092335 mm

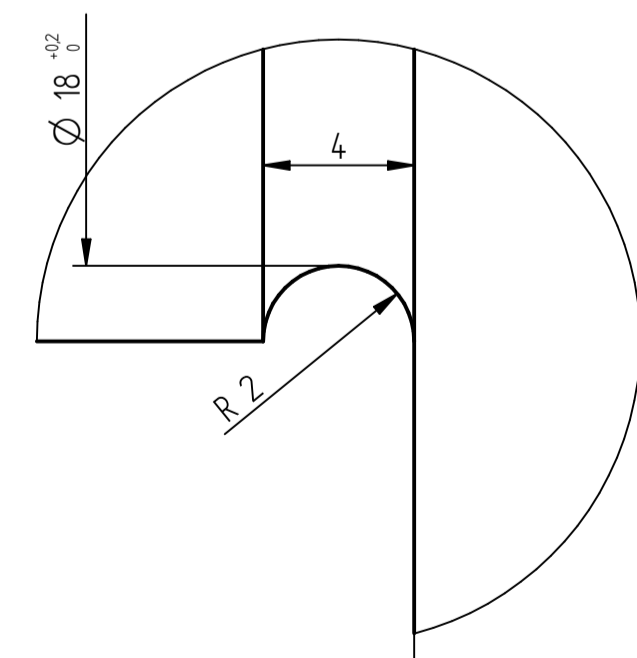
Minimum
Node 128671
0.0304138 mm



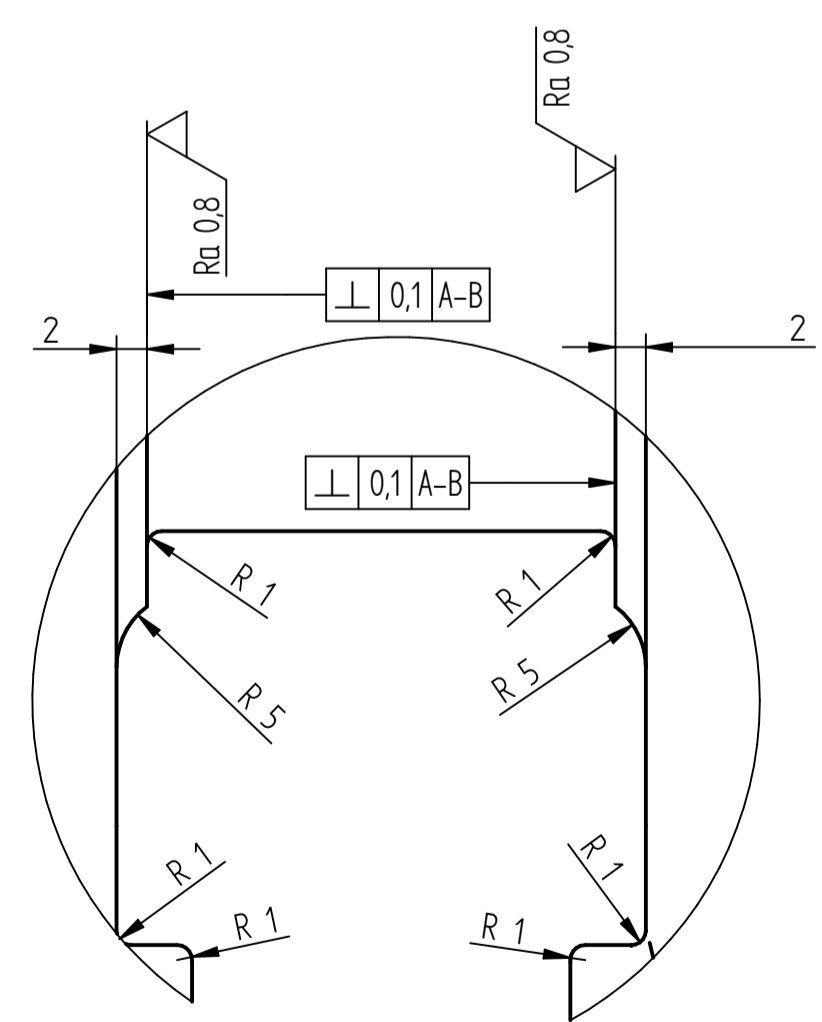
0-0 2:1



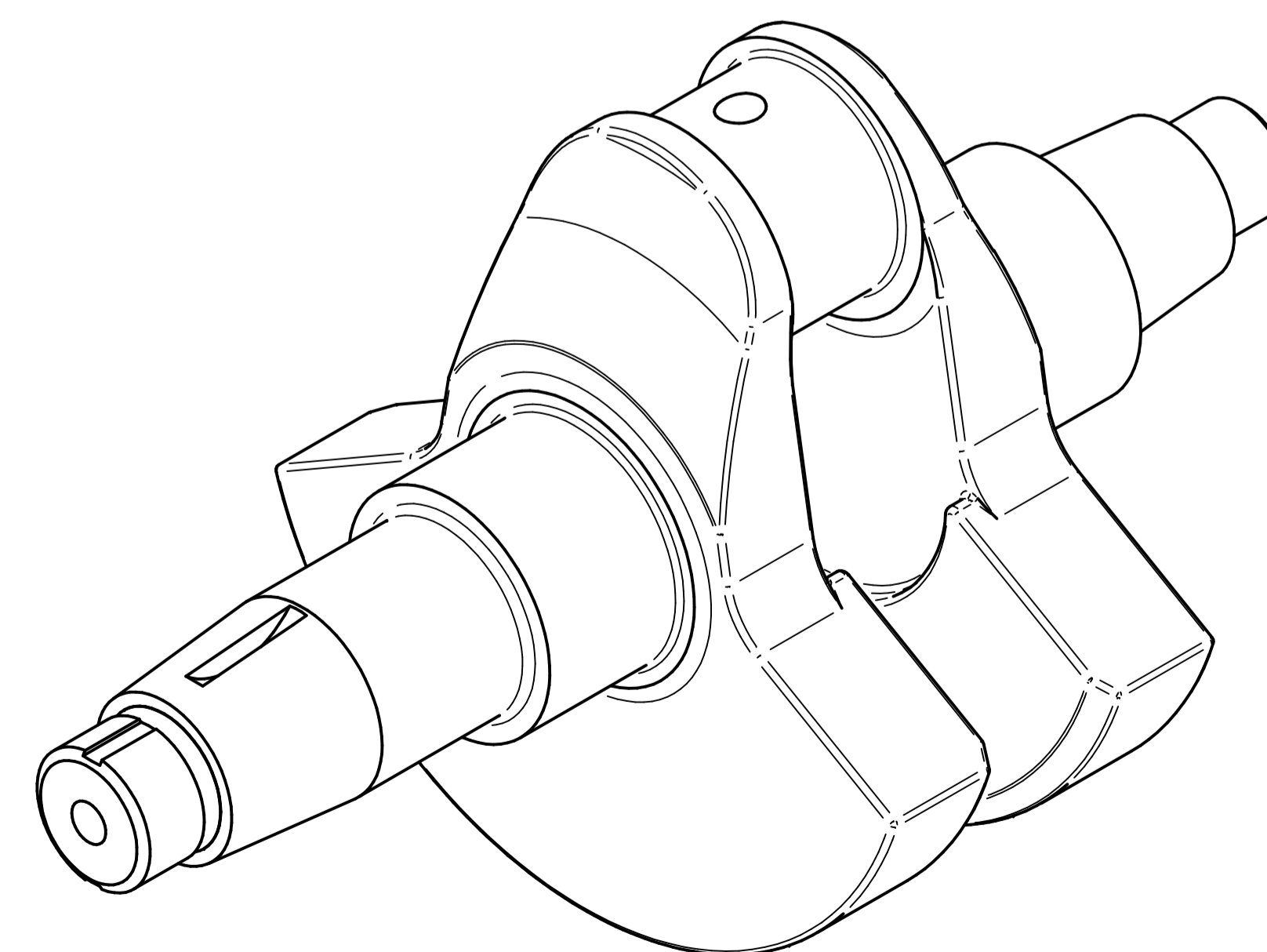
DETAIL C 5:1



DETAIL A 10:1

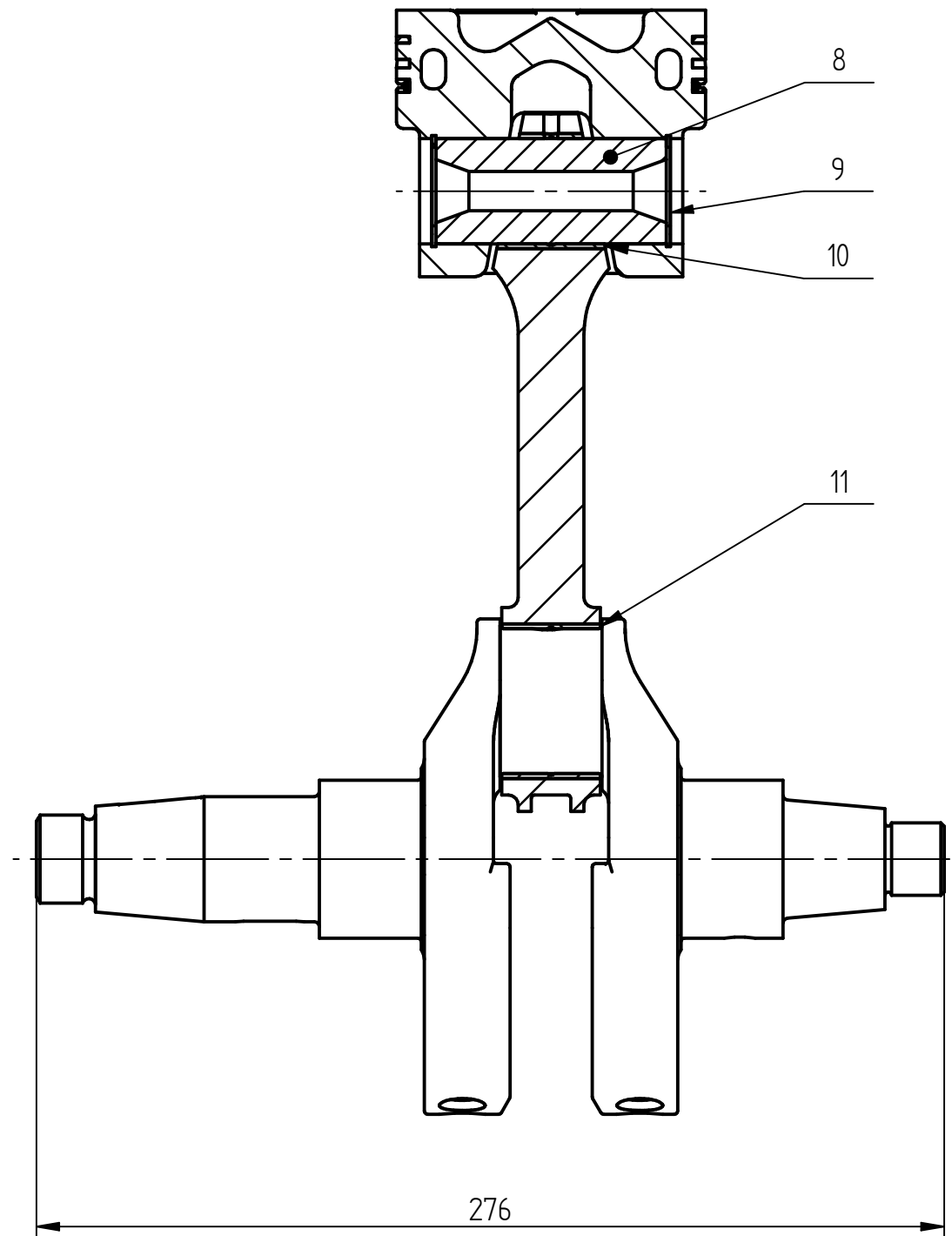
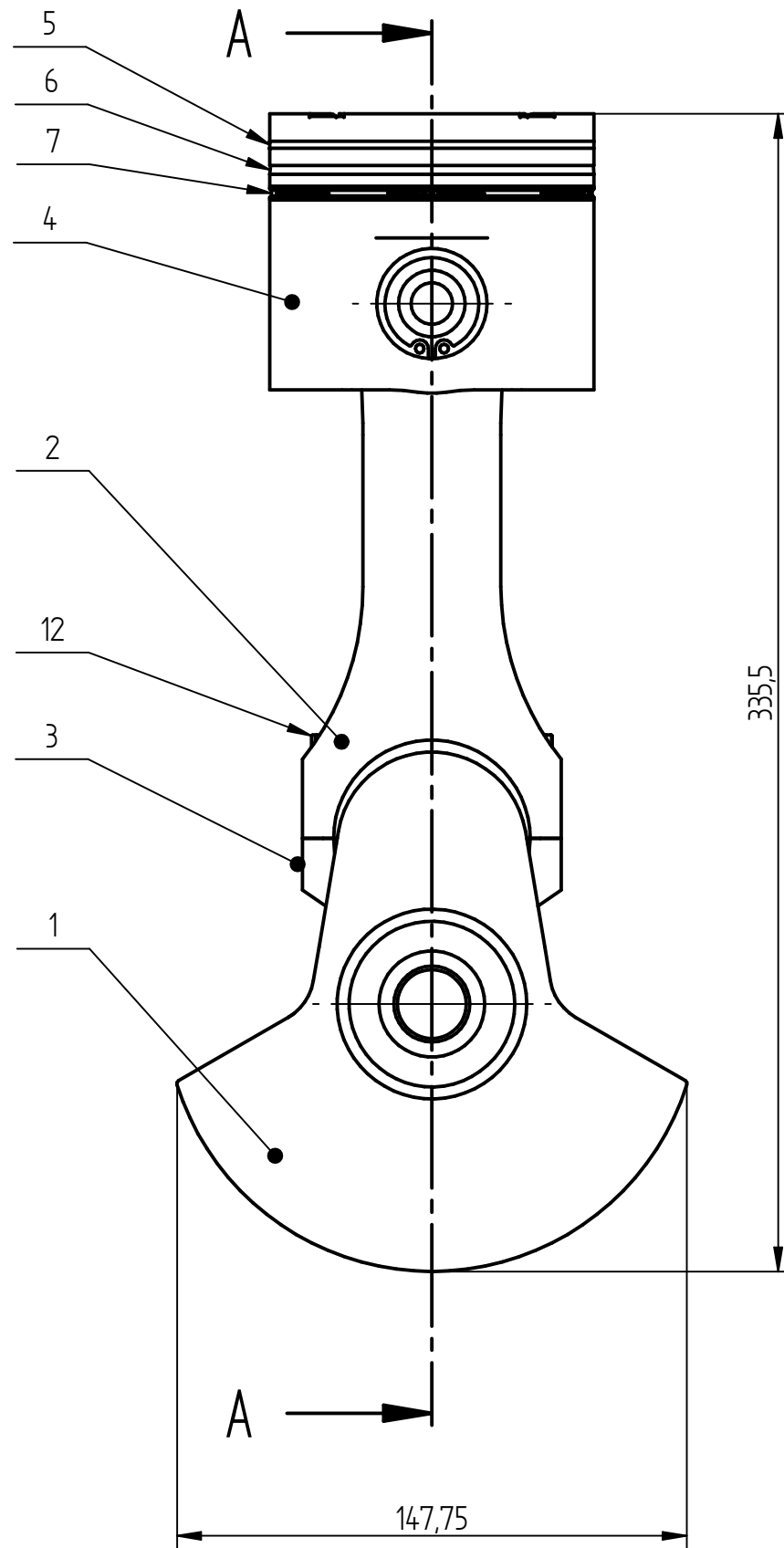


DETAIL B 2:1



- ROZMĚRY MĚŘIT PŘI TELOTĚ 20°C
- DRSNOSTI POVrchU
 $\sqrt{Ra\ 3.2}$ $\sqrt{Ra\ 0.8}$ $\sqrt{Ra\ 0.4}$
- NEKÓTOVANÉ HRANY SRAZIT 0,5mm
- KALIT NA TVRDOST 53HRC ± 2
- HLAVNÍ ČEPY A OJNÍČNÍ ČEP LAPOVAT
- KLÍKOVÝ HRÍDEL DYNAMICKY VAVÁŽIT

Textura povrchu $\sqrt{Ra\ 3.2}$ (\checkmark)	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:1	Přesnost ISO 2768 -
		Heslostnost křiv 6,49	Tolerování ISO 8015
			Formát \varnothing
Materiál - Polo tovar ČSN 14 220 4 - VÝKOVĚK			Formát A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Slovak Matouš	Název KLÍKOVÝ HRÍDEL	
	Datum 10.5.2019	Číslo dokumentu DP-2019-01	
KKS KATEŘINA KONSTRUKČNÍ STROJ	Schválil	Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	
	Datum	List 1 z 0	



Měřítko	1:2	Hmotnost (kg)	8,88	Promítání		Formát	A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Slouka		Název KLIKOVÝ MECHANISMUS			
	Datum	4.5.2019					
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu DP-2019-00			
	Datum						
		Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY				

