

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ČTYŘDOBÝ MOTOR PRO MALÝ MOTOCYKL 4-STROKE ENGINE FOR SMALL MOTORCYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

LUKÁŠ BŘEČKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JAROSLAV RAUSCHER, CSC.

BRNO 2008

Zde prosím vložit zadání diplomové práce

Anotace

Lukáš BŘEČKA

Čtyřdobý motor pro malý motocykl

DP, ÚDT, 2008, 124 stran, 112 obrázků, 5 tabulek, 25 grafů

Tato diplomová práce pojednává o konstrukčním řešení čtyřdobého motoru pro malý motocykl pro zadané parametry. Je zde popsáno konstrukční řešení jednotlivých dílů, rozbor kinematiky klikového mechanismu, návrhové výpočty dílů klikového a rozvodového mechanismu s pevnostním výpočtem pístu. Součástí této diplomové práce je rozbor napjatosti pístu motoru pomocí metody konečných prvků (MKP).

Klíčová slova : čtyřdobý motor, 80 ccm, DOHC, malý motocykl, MKP

Annotation

Lukáš BŘEČKA

4-stroke Engine for Small Motorcycle

DP, ÚDT, 2008, 124 pages, 112 figures, 5 tables, 25 graphs

This diploma work dissertate of 4-stroke engine for small motorcyle design concept with set points. There is description design concept of single part, analysis of crank mechanism, draft calculations of cran and cam mechanism with solidity calculation of motor piston. Part of this diploma wokr is strain analysis of motor piston with finite element method (FEM).

Key words : 4-stroke engine, 80 cc, DOHC, small motorcycle, FEM

Bibliografická citace této práce

BŘEČKA, L. *Čtyřdobý motor pro malý motocykl*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 124 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Jaroslava RAUSCHERA, CSc. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 23. května 2008

.....
Lukáš BŘEČKA

Poděkování

Děkuji tímto mému vedoucímu diplomové práce Ing. Jaroslavu RAUSCHEROVI, CSc. a všem pracovníkům Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za rady a pomoc při řešení této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat ing. Petru SKALKOVI za odborné rady při řešení analýzy napjatosti pístu v programu ANSYS.

Obsah

1. Úvod	12
1.1 Čtyřdobý motor	13
1.2 Motocykl.....	14
1.2.1 Malý motocykl.....	15
1.3 Koncepce motorů.....	15
1.4 Uspořádání válců	17
1.5 Vybraná koncepce a uspořádání motoru	18
1.6 Požadavky na motor malého motocyklu	18
2. Koncepce současných čtyřdobých motocyklových motorů	18
2.1 Parametry motorů pro malý motocykl.....	19
3. Vybraná konstrukční řešení částí čtyřdobého motoru pro motocykl.....	21
3.1 Sací systém	21
3.1.1 Tlumicí komora s filtrem.....	21
3.1.2 Příprava směsi	22
3.2 Hlava válce	23
3.2.1 Spalovací prostor	23
3.2.2 Sací a výfukový kanál	24
3.2.3 Víko hlavy válce.....	25
3.2.4 Uchycení válce a hlavy válce	25
3.3 Rozvodový systém.....	26
3.3.1 Pohon rozvodu, vodítka a napínák řetězu	29
3.3.2 Vačkové hřídele.....	30
3.3.3 Zdvihátka	30
3.3.4 Ventilové pružiny	31
3.3.5 Vodítka ventilů	31
3.3.6 Ventilové sedla	31
3.3.7 Ventily	32
3.4 Výfukový systém.....	33
3.5 Chladicí systém	34
3.6 Mazací systém	35
3.7 Válec motoru	37
3.8 Klikový mechanismus	38
3.8.1 Píst	39
3.8.2 Pístní kroužky	41

3.8.2.1 Těsnící pístní kroužek.....	41
3.8.2.2 Stírací pístní kroužek.....	42
3.8.3 Pístní čep	43
3.8.4 Ojnice	43
3.8.5 Klikový hřídel.....	44
3.9 Kliková skříň	45
3.10 Těsnění	46
3.10.1 Rovinné (plošné) těsnění	46
3.10.2 Těsnění hlavy válce	46
3.10.3 Těsnění rotačních částí	47
3.11 Ložiska	48
3.11.1 Vačkového hřídele.....	48
3.11.2 Hlavních čepů a ojničního čepu klikové hřídele	48
3.11.3 Pístního čepu	48
4. Parametry motoru	49
4.1 Zadané parametry	49
4.2 Zvolené parametry	49
4.3 Doplnkové parametry	50
4.3.1 Efektivní výkon	50
4.3.2 Litrový výkon	50
4.3.3 Vrtání válce (jmenovitá průměr pístu)	50
4.3.4 Zdvih pístu.....	50
4.3.5 Střední pístová rychlost	51
5. Návrhové rozměry dílů klikového mechanismu.....	51
5.1 Rozměry pístu.....	51
5.1.1 Drážky pro pístní kroužky	51
5.1.2 Boční křivka pístu.....	52
5.2 Rozměry ojnice.....	53
5.3 Rozměry klikového hřídele	53
6. Kinematika klikového mechanismu motoru.....	53
6.1 Dráha, rychlost a zrychlení pístu	54
6.1.1 Dráha pístu.....	54
6.1.2 Rychlost pístu	55
6.1.3 Zrychlení pístu.....	56
6.2 Redukce ojnice motoru do hmotných bodů.....	57
6.2.1 Tříbodová redukce.....	58

6.2.2 Dvoubodová redukce.....	61
6.3 Diagram tlaku a objemu ve válci.....	63
6.3.1 Tlak ve válci.....	63
6.3.2 Objem spalovacího prostoru nad pístem.....	65
6.4 Průběhy sil působících v klikovém mechanismu motoru.....	66
6.4.1 Průběh primární, sekundární a celkové síly na píst.....	66
6.4.2 Průběh sil přenášených pístním čepem.....	70
6.4.3 Průběh sil přenášených ojnicím čepem.....	73
6.5 Průběh kroutícího momentu v klikovém mechanismu motoru.....	79
6.6 Střední indikovaný kroutící moment, výkon a mech. účinnost kl. mechanismu....	80
7. Vyvážení klikového hřídele.....	81
7.1 Vyvážení setrvačné síly rotačních částí.....	83
7.2 Vyvážení setrvačné síly posuvných částí prvního řádu.....	84
8. Pevnostní výpočet pístu motoru.....	85
8.1 Dno pístu.....	86
8.2 Nejslabší místo pláště pístu.....	87
8.2.1 Namáhání tlakem.....	87
8.2.2 Namáhání tahem.....	88
8.3 Můstek mezi.....	89
8.4 Měrný tlak na plášti.....	91
8.5 Měrný tlak v nálitcích pro pístní čep.....	91
9. Návrh ventilového rozvodu DOHC.....	93
9.1 Řetěz rozvodového mechanismu.....	93
9.2 Řetězové kolo vačkové hřídele.....	93
9.3 Řetězové kolo klikového hřídele.....	93
9.4 Vačková hřídel.....	94
9.5 Sací a výfukové kanály.....	94
9.6 Sací a výfukové ventily.....	94
9.7 Zdvihátka.....	95
9.8 Návrh ventilové pružiny.....	95
10. Virtuální 3D modely částí motoru.....	97
11. Analýza napjatost pístu.....	108
11.1 Systém ANSYS.....	109
11.2 Převod modelu pístu a dalších částí.....	110
11.3 Vstupní hodnoty použitých materiálů.....	112

11.4 Vysíťování modelů	112
11.5 Okrajové podmínky	115
11.5.1 Vazby mezi tělesy	115
11.5.2 Silové účinky působící na tělesa	116
11.6 Výsledky pevnostní analýzy pístu	117
11.6.1 Průběh redukovaného napětí	117
11.6.2 Průběh deformace celé soustavy a pístu	120
11.6.3 Průnik těles s kontaktní vazbou	122
12. Závěr	123
13. Seznam použité literatury	124
14. Seznam příloh	124

Seznam použitých symbolů

Symbol	Popis významu symbolu	Jednotka
μ	Poissonovo číslo	[-]
σ_{dov}	Dovolené napětí pro pístní čepy za slitinové oceli	[Pa]
$\sigma_{Dd}, \sigma_{Do}, \sigma_{Dt}$	Dovolené napětí v tahu, v ohybu, tlaku	[Pa]
ω_{max}	Maximální úhlová rychlost klikového hřídele	[sec^{-1}]
σ_o	Ohybové napětí působící na pístní můstek	[Pa]
σ_{omax}	Maximální napětí v ohybu pro případ vetknuté desky	[Pa]
σ_{red}	Výsledné redukované napětí působící na pístní můstek	[Pa]
σ_{redMax}	Maximální napětí v kritickém místě pístu	[Pa]
σ_t	Napětí v tahu ve vyšetřovaném průřezu pístu	[Pa]
μ_T	Součinitel smykového tření	[-]
σ_{tlmax}	Maximální napětí v tlaku	[N]
η_{KM}	Mechanická účinnost klikového mechanismu	[-]
a	Vzdálenost bodu A od těžiště ojnice T	[m]
$a(\alpha)$	Zrychlení pístu v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele	[$m \cdot sec^{-2}$]
a_1, a_2	První a druhá harmonická složka zrychlení pístu	[$m \cdot sec^{-2}$]
A_1, A_2	Amplitudy první a druhé harmonická složka zrychlení pístu	[$m \cdot sec^{-2}$]
a_o	Šířka ojnicního oka zmenšená o dva poloměry zaoblení	[m]
b	Vzdálenost bodu B od těžiště ojnice T	[m]
b_o	Vzdálenost mezi nálitky v pístu pro pístní čep	[m]
c_s	Střední pístová rychlost	[$m \cdot sec^{-1}$]
D	Vrtání válce motoru = jmenovitý průměr pístu	[m]
D_{D1}, D_{H1}	Vnitřní, vnější průměr dolního oka ojnice	[m]
D_{D2}, D_{H2}	Vnitřní, vnější průměr dolního oka ojnice	[m]
D_I, D_{II}, D_{III}	Průměr pístu v místě I, II a III	[m]
d_m	Průměr pístu v drážce pístu pro první pístní kroužek	[m]
d_N	Průměr drážky pro pístní kroužek	[m]

D_R	Vnější průměr pístního kroužku v zamontovaném stavu	[m]
d_R	Vnitřní průměr pístního kroužku v zamontovaném stavu	[m]
D_Z	Průměr zdvihátka	[m]
E	Jangův modul pružnosti v tahu pro ocel	[Pa]
F''_{os}	Osamělá síla nahrazující spojité zatížení od tlaku plynů	[N]
F''_r	Síla vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuv. částí 2. řádu	[N]
F''_{sp}	Setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny bez píst. čepu	[N]
F'_{pmax}	Maximální síla od tlaků plynů působící na kruhovou desku	[N]
F'_r	Síla vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuv. částí 1. řádu	[N]
F'_{sp}	Setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny bez píst. čepu	[N]
F_c	Celkové síly na pístu	[N]
F_{cmax}	Maximální celková síla na pístu	[N]
F_{cr}	Celková radiální síla v ojnicím čepu	[N]
F_m	Síla namáhající můstek pístu jako vetknutý nosník	[N]
F_N	Normálová (boční) síla	[N]
F_{Nmax}	Maximální normálová (boční) síla	[N]
F_{o2}	Síla působící na spodním oku B ojnice motoru	[N]
F_{o2max}	Maximální síla působící na spodním oku B ojnice motoru	[N]
F_{oc}	Celková síla v ojnicím čepu motoru	[N]
F_{ocmax}	Maximální celková síla v ojnicím čepu motoru	[N]
F_{ol}	Síla působící v ose ojnice	[N]
F_{olmax}	Maximální síla působící v ose ojnice	[N]
F_p	Primární síly na pístu	[N]
F_{pmax}	Maximální síla od tlaků plynů ve válci motoru	[N]
F_r	Radiální síla v ojnicím čepu	[N]
F_s	Sekundární síly na pístu	[N]
F_{s1}	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu	[N]
F_{s2}	Setrvačná síla posuvných částí 2. řádu	[N]
F_{sp}	Setrvačná síla posuv. částí včetně redukované hmot. ojnice	[N]
F_{spmax}	Maximální setrvačná síla posuvných částí	[N]
F_{spx}	Setrvačná síla koruny pístu motoru nad řezem x – x	[N]
F_{sr}	Setrvačná síla rotujících částí	[N]
F_t	Tangenciální síla v ojnicím čepu	[N]
F_{tk}	Tangenciální síla potřebná pro stlačení pístního kroužku	[N]
F_{tmax}	Maximální tangenciální síla v ojnicím čepu	[N]
F_v	Setrvačná síla vývažku vyvážení setrvač. sil rotujících částí	[N]
h	Axiální výška pístního kroužku	[m]
H_c	Vzdálenost mezi drážkami pojistných kroužků pístního čepu	[m]
H_D	Tloušťka dolního oka ojnice	[m]
H_H	Tloušťka horního oka ojnice	[m]
H_k	Kompresní výška pístu	[m]
H_{m1}	Výška prvního můstku pístu	[m]
H_{m2}	Výška druhého můstku pístu	[m]
H_{m3}	Výška třetího můstku pístu	[m]
H_o	Vzdálenost mezi nálitky pístu motoru pro pístní čep motoru	[m]
H_p	Výška pístu motoru	[m]

H_{pl}	Výška pláště pístu motoru	[m]
i	Počet válců motoru	[-]
J_A	Moment setrvačnosti ojnice k ose procházející bodem A	[kg·m ²]
J_B	Moment setrvačnosti ojnice k ose procházející bodem B	[kg·m ²]
J_T	Moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti T	[Pa]
k	Zdvihový poměr	[-]
k_{BP}	Koeficient bezpečnosti pístu	[-]
k_P	Součinitel bezpečnosti kritického místa pístu	[-]
l	Šířka nálitku oka pro pístní čep	[m]
l_A	Vzdálenost osy horního oka ojnice od těžiště ojnice T	[m]
l_B	Vzdálenost osy horního oka ojnice od těžiště ojnice T	[m]
l_o	Délka ojnice	[m]
L_o	Celková délka ojnice	[m]
m_p	Hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu	[kg]
m_v	Hmotnost vývažku pro vyvážení posuvných sil 2. řádu	[kg]
M_{omax}	Maximální ohybový moment v pístním čepu	[N·m]
m_p	Hmotnost pístní skupiny s pístním čepem (PČ)	[kg]
m_v	Hmotnost vývažku vyvážení setrvač. sil 1. řádu posuv. částí	[kg]
m_A	Redukovaná hmotnost v horním oku ojnice z 3 bodové redukce	[kg]
m_B	Redukovaná hmotnost v dolním oku ojnice z 3 bodové redukce	[kg]
m_{cep}	Hmotnost samotného pístního čepu	[kg]
M_k	Krouticí moment na klikovém hřídeli motoru	[N·m]
M_{kmax}	Maximální krouticí moment na klikovém hřídeli motoru	[N·m]
M_{kOC}	Krouticí moment na ojnicním čepu	[N·m]
M_{kOCmax}	Maximální krouticí moment na ojnicním čepu	[N·m]
M_{kOCmin}	Minimální krouticí moment na ojnicním čepu	[N·m]
M_{kOCroz}	Rozkmit krouticího momentu na ojnicním čepu	[N·m]
m_{krou}	Hmotnost těsnícího pístního kroužku	[kg]
m_{krouz}	Hmotnost samotných pístních kroužků motoru	[kg]
M_{ks}	Střední indikovaný moment na klikovém hřídeli motoru	[N·m]
m_o	Hmotnost ojnice	[kg]
M_{oh}	Ohybový moment v místě prvního pístního můstku	[N·m]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[N·m]
m_p	Redukovaná hmotnost posuvných částí	[kg]
m_{pist}	Hmotnost samotného pístu motoru	[kg]
m_{pist_skup}	Hmotnost celé pístní skupiny	[kg]
m_r	Celková redukovaná hmotnost rotujících částí motoru	[kg]
m_{red_zal}	Redukovaná hmotnost zalomení klikového hřídele	[kg]
m_s	Hmotnost koruny pístu včetně těsnícího pístního kroužku	[kg]
m_T	Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice z třibodové redukce	[kg]
m_v	Hmotnost vývažku vyvážení setrvačných sil rotujících částí	[kg]
m_x	Hmotnost koruny pístu motoru nad řezem „x – x“	[kg]
m_{zal}	Hmotnost zalomení klikového hřídele	[kg]
n	Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_p	Počet měřených tlaků ve válci	[-]
p_{atm}	Atmosférický tlak	[Pa]

p_e	Střední efektivní tlak	[Pa]
P_e	Efektivní výkon motoru	[W]
p_i	Tlak ve válci motoru	[Pa]
P_{is}	Střední indikovaný výkon motoru	[W]
P_L	Litrový výkon motoru	[W]
p_{max}	Maximální tlak ve válci motoru	[Pa]
p_p	Měrný tlak ve stykové ploše mezi pístním čepem a nálitky	[m ³]
p_{pl}	Měrný tlak na plášti pístu	[Pa]
r	Poloměr zalomení klikového hřídele, polovina zdvihu pístu	[m]
r_v	Poloměr trajektorie těžiště vývažku posouvajících sil 2. řádu	[m]
r_v	Pol. trajekt. vývažku pro vyvážení setr. sil 1. řádu posuv. částí	[m]
r_k	Poloměr klikového hřídele	[m]
R_m	Mez pevnosti materiálu	[Pa]
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu materiálu	[Pa]
r_{Tzal}	Poloměr polohy těžiště zalomení klikové hřídele vůči jeho ose	[m]
r_v	Poloměr trajektorie vývažku pro vyvážení setr. sil rotuj. částí	[m]
r_v	Poloměr vetknutí (podepřené) desky	[m]
$s(\alpha)$	Dráha pístu v závislosti na úhlovém natočení klikového hřídele	[m]
s_1, s_2	První a druhá harmonická složka dráhy pístu	[m]
S_1, S_2	Amplitudy první a druhé harmonická složka dráhy pístu	[m]
S_p	Radiální vůle pístního kroužku	[m]
S_{pist}	Plocha dna pístu motoru	[m ²]
S_v	Průřez pístu v místě vetknutí	[m ²]
S_x	Minimální příčný průřez pístu	[m ²]
tl	Tloušťka stěny pláště pístu motoru	[m]
t_o	Vnitřní tloušťka dřívku ojnice	[m]
t_{o1}	Vnější tloušťka dřívku ojnice	[m]
$v(\alpha)$	Rychlost pístu v závislosti na úhlovém natočení klikového hřídele	[m·sec ⁻¹]
v_1, v_2	První a druhá harmonická složka rychlosti pístu	[m·sec ⁻¹]
V_1, V_2	Amplitudy první a druhé harmonická složka rychlosti pístu	[m·sec ⁻¹]
V_i	Okamžitý objem nad pístem	[m ³]
V_I, V_{II}, V_{III}	Vůle pístu v místě I, II a III	[m]
V_k	Kompresní objem motoru	[m ³]
V_z	Zdvihový objem válce motoru	[m ³]
W_o	Modul odporu v ohybu dna pístu	[m ³]
W_{oh}	Modul odporu v ohybu	[m ³]
Z	Zdvih pístu	[m]
α	Úhlové natočení klikového hřídele	[rad]
β	Úhel odklonu ojnice od osy válce motoru	[rad]
δ	Tloušťka dna pístu motoru	[m]
ε	Kompresní poměr motoru	[-]
λ_o	Ojniční poměr	[-]
τ	Taktnost motoru	[-]
τ_{dov}	Dovolené smykové napětí u slitinových ocelí	[Pa]
τ_{max}	Maximální smykové napětí vypočtené dle Žuravského	[Pa]
τ_s	Smykové napětí na pístním můstku	[Pa]

1. Úvod

Spalovací motor je v současné době bezesporu nejužívanějším a nejrozšířenějším tepelným strojem na světě. Běžně je používán jako pohonný agregát motocyklů, automobilů, je součástí čerpadel či vývěv a výkonných kompresorů. Používání spalovacích motorů bylo rozšířeno během 19. st., kdy byl výrazně zdokonalen a uzpůsoben běžnému provozu.

Ve spalovacích motorech se přeměňuje při hoření paliva část vnitřní energie paliva na pohybovou energii pístu. Jejich předností je spalování paliva přímo v pracovním válci. Podle způsobu zapalování pohonné směsi rozlišujeme motory zážehové a vznětové.

Palivem bývá nejčastěji benzín (směs uhlovodíků) nebo nafta, které se získává frakční destilací ropy. Benzínové motory se nazývají zážehové, protože palivo se v nich zapaluje, obvykle elektrickou jiskrou, přeskakující mezi elektrodami zapalovací svíčky. Naftovým motorům se říká vznětové, palivo se zde vznítí samo velkým teplem při velkém stlačení. Po úpravě ale mohou spalovat alternativní paliva.

Většina současných motorových vozidel používá klasický čtyřdobý zážehový motor. Dvoudobé motory mají proti čtyřdobým některé výhody : jsou lehčí, mechanicky mnohem jednodušší a ve vyšších otáčkách mají větší výkon. Ale čtyřdobé motory mají lepší emise výfukových plynů, jsou spolehlivější a mají rovnoměrnější sílu v celém spektru otáček.

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh čtyřdobého motoru pro malý motocykl Obr. 1.1 s rozvodem OHC. Půjde o motor současné moderní a co nejjednodušší konstrukce s použitím vhodných materiálů, které spolu s dobrou údržbou prodlouží životnost motoru jako celku.

Při dodržení vstupních parametrů půjde o návrh konstrukčních rozměrů většiny dílů a pevnostní kontrolu pístu motoru s následnou napjatostí pístu vyřešenou pomocí programu ANSYS (Metoda konečných prvků). Výsledky této diplomové práce mohou být použity při konstrukci reálného motoru pro malý motocykl o stejných požadovaných parametrech.

Převodovka, která s motorem tvoří pohonnou jednotku už není součástí této diplomové práce, ale může být řešena jako navazující diplomová práce.



Obr. 1.1 : Příklad čtyřdobého motoru pro malý motocykl - Motor FM125-4T6M [10]

1.1 Čtyřdobý motor

Zde je jen zopakování základní teorie čtyřdobého motoru, pro přiblížení problematiky.

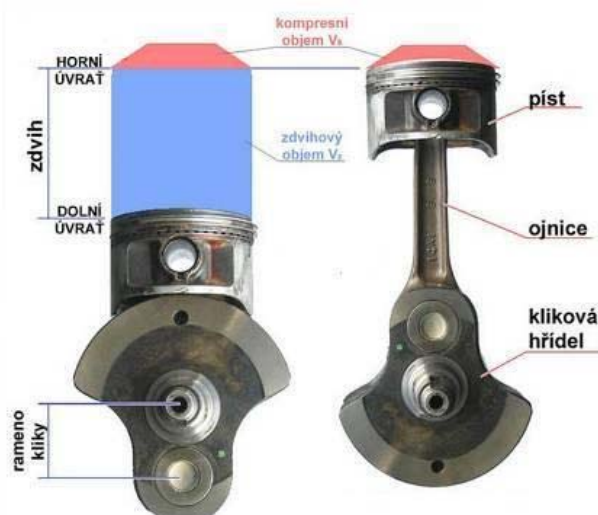
Čtyřdobý motor má čtyři základní fáze činnosti viz. Obr. 1.2 a Obr. 1.3 :

Sání.....píst se pohybuje z horní úvratě dolů, do válce je nasávána směs vzduchu s palivem sacím potrubím přes otevřený sací ventil

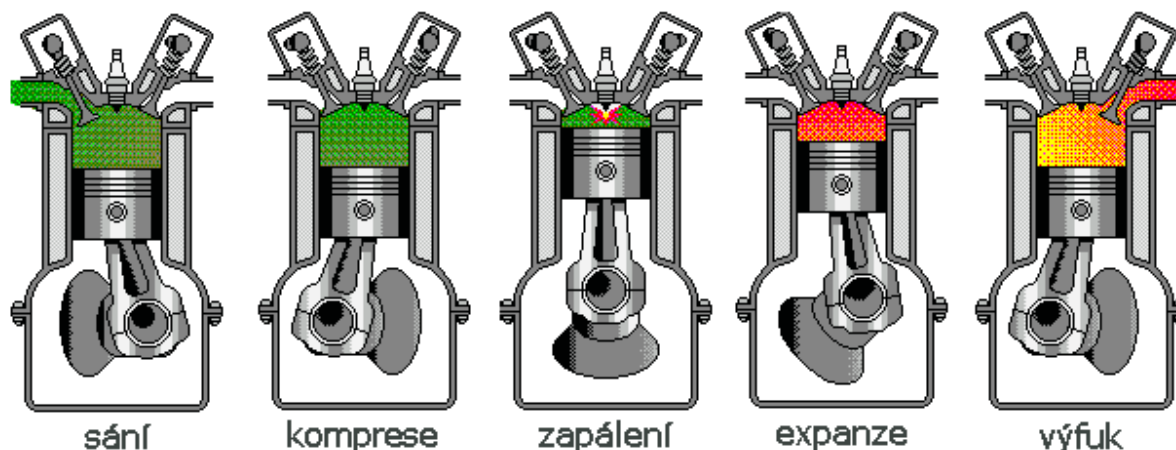
Kompresa.....píst se pohybuje z dolní úvratě vzhůru a stlačuje zápalnou směs paliva se vzduchem

Expanze.....píst dolů z horní úvratě, kdy jej tlačí zapálená směs od zapalovací svíčky, která zapálením exploduje

Výfukpíst se pohybuje nahoru z dolní úvratě, spaliny jsou vytlačeny z válce výfukovým kanálem přes otevřený výfukový ventil



Obr. 1.2 : Schéma polohy pístu a částí klikového mechanismu [11]



Obr. 1.3 : Fáze čtyřdobého zážehového motoru včetně zapálení zapalovací svíčkou [11]

1.2 Motocykl

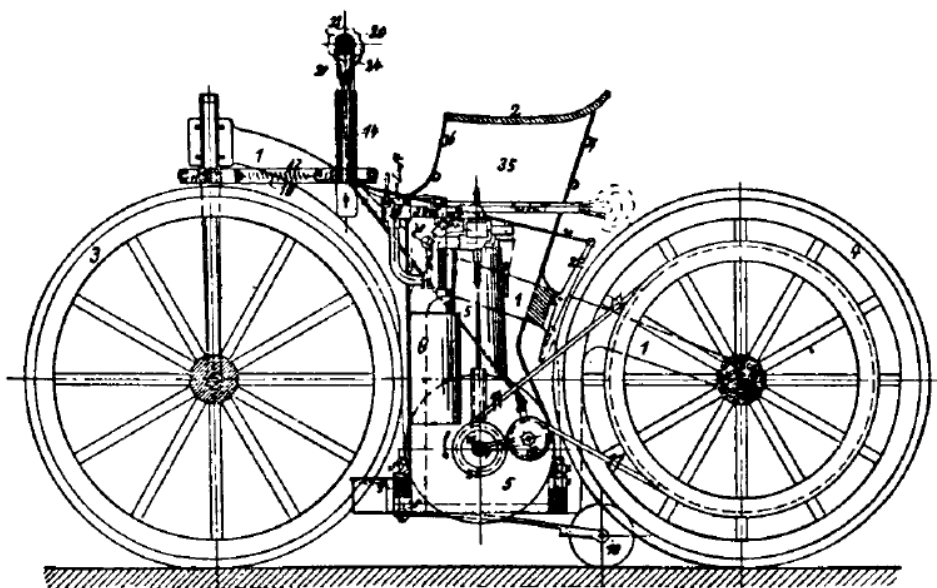
Motocykl je dvoukolový dopravní prostředek poháněný spalovacím nebo elektrickým motorem. Kola jsou umístěna za sebou a pohonná jednotka (motor a převodovka) mezi nimi.

Řidič sedí na motocyklu obkročmo Obr. 1.4 a směr jízdy řídí řídítky pomocí rukou [6]. Motocykly jako jediné dopravní prostředky jsou povinny svítit celoročně.



Obr. 1.4 : Motocykl s řidičem [12]

První motocykl, který byl poháněn petrolejem, vyrobili Gottlieb Daimler a Wilhelm Maybach v roce 1886. Jednalo se o jednoválcový motor zastavěný do dřevěného rámu Obr. 1.5. O přípravu směsi se staral odpařovací karburátor. [1]



Obr. 1.5 : Deimlerův motocykl z roku 1886 [1]

1.2.1 Malý motocykl

Malé motocykly Obr. 1.6 tvoří přechod mezi mopedem a ostatními silničními typy. Mají typicky obsah 50 až 125 ccm (centimetrů krychlových). V legislativě ČR se jedná o motorové vozidlo skupiny A1.

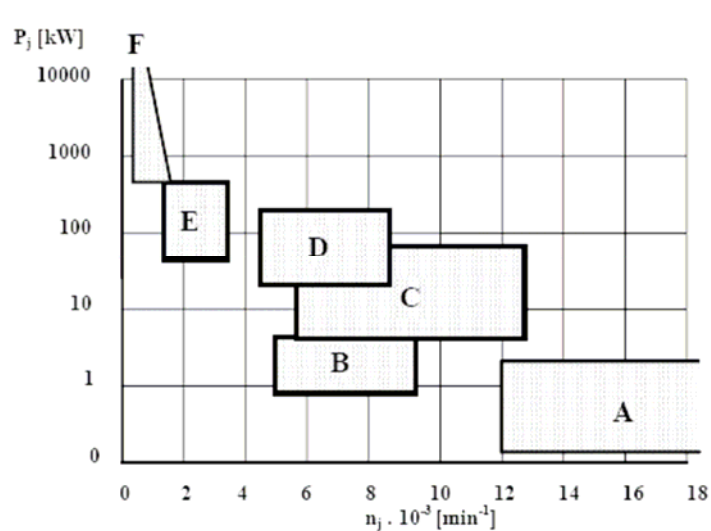
Tato skupina opravňuje řidiče k řízení lehkých motocyklů o objemu válců nepřesahujícím 125 ccm a o výkonu motoru nejvýše 11 kW. [6]



Obr. 1.6 : Příklad malého motocyklu Yamaha YBR 125 s řidičem [11]

1.3 Koncepce motorů

Konstrukční koncepce pístového spalovacího motoru je určena jeho použitím. Jednotlivé kategorie motorů dobře charakterizuje rozpětí jmenovitého výkonu „ P_j “ a jmenovitých otáček „ n_j “ dle Obr. 1.7. Zde jsou rozpětí uvedených parametrů pro jednotlivé kategorie motorů. [1]



Obr. 1.7 : Rozpětí parametrů motorů dle kategorie [1]

- Amalé modelářské motory
 Bmotory malých motocyklů, mopedů, zemědělské a stavební mechanizace
 Cmotory cestovních a sportovních motocyklů
 Dmotory osobních automobilů
 E.....motory nákladních automobilů, autobusů, traktorů, stacionární motory
 F.....velké lodní a drážní motory

Motor této diplomové práce je pro malý motocykl, tedy v kategorii „B“. Charakteristický motor těchto motocyklů je dvoudobý nebo čtyřdobý jednoválec, chlazený vzduchem nebo kapalinou.

Dvoudobý motor je mazán ztrátovým mazáním a směs je nasávána do klikové skříně přes jazýčkový ventil.

Čtyřdobý motor je mazán cirkulačním (oběžným) mazáním s mokrou klikovou skříní. Charakteristické parametry čtyřdobých motorů pro malé motocykly jsou uvedeny v tabulkách Tab.1.1 a Tab. 1.2. [1]

PARAMETR	ROZSAH
počet válců	1
vrtání [mm]	36 ÷ 50
zdvih [mm]	36 ÷ 50
zdvihový objem [cm ³]	50 ÷ 125
měrný výkon [kW.dm ⁻³]	20 ÷ 100
měrná hmotnost [kg.kW ⁻¹]	0.8 ÷ 4
jmenovitý výkon [kW]	1 ÷ 10
otáčky jmenovitého výkonu [min ⁻¹]	3000 ÷ 11 000

Tab. 1.1 : Parametry čtyřdobých motorů pro malé motocykly [1]

ROZVOD	ÚHEL OTEVŘENÍ [°]
sání otvírá	30 ÷ 60 před HÚ ^{*)}
sání zavírá	40 ÷ 80 po DÚ ^{*)}
výfuk otvírá	50 ÷ 90 před DÚ ^{*)}
výfuk zavírá	40 ÷ 80 po HÚ ^{*)}

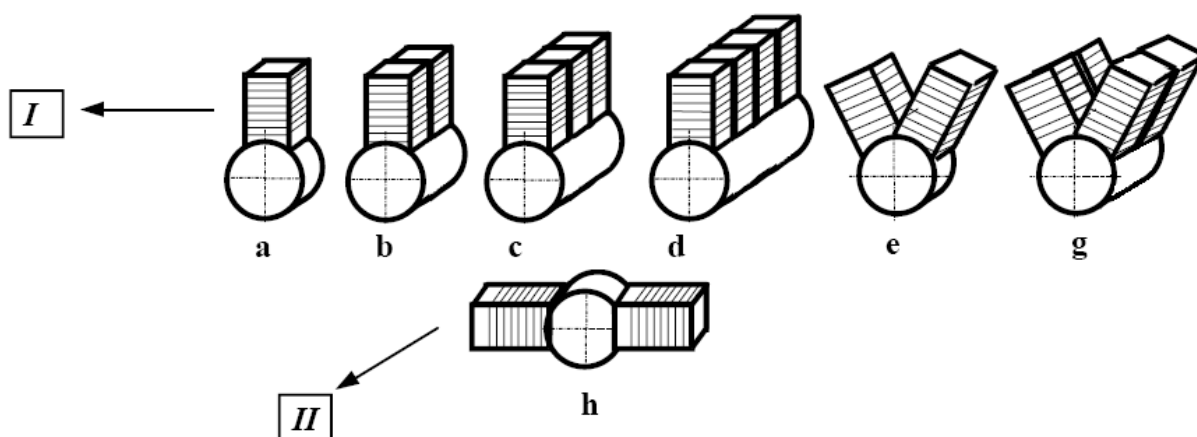
^{*)}DÚ - dolní úvrať pístu, HÚ - horní úvrať pístu

Tab. 1.2 : Časování čtyřdobých motorů pro motocykly [1]

1.4 Uspořádání válců

Uspořádání válců motocyklových motorů je schématicky uvedeno na Obr. 1.8. Jsou zde řadové motory „a“ ÷ „d“, motory do „V“, nebo-li vidlicové motory „e“ a „g“.

Zvláštní případ vidlicového motoru je motor „h“ s úhlem rozevření válců 180°, tzv. „boxer“. Motory jsou v rámu motocyklu uloženy tak, že směr jízdy motocyklu je ve směru I a II. [1]



Obr. 1.8 : Uspořádání válců motocyklových motorů se směrem jízdy I [1]

Řadové provedení válců na motoru bývá často z hlediska zástavby do motocyklu značně nakloněno od svislé osy Obr. 1.9 až do vodorovné polohy. Tím se zlepší zástavba motoru do zbytku motocyklu (zmenšení jeho celková délky) a sníží se výška motocyklu.

Potom menší rozvor kol (vodorovná vzdálenost mezi jejich středy otáčení) a nižší poloha těžiště je výhodnější z hlediska ovladatelnosti motocyklu a jízdních vlastností. Nastupování na nižší motocykl je taky snadnější.



Obr. 1.9 : Naklonění osy motoru od svislé osy u motocyklu Yamaha 600 FZS Fazer [14]

1.5 Vybraná koncepce motoru

Půjde o čtyřdobý motor s rozvodem OHC (dle zadání diplomové práce), vzduchem chlazený, mazaný cirkulačním mazáním s mokrou klikovou skříní a s karburátorem. Motor této diplomové práce je jednoválec, takže jde o uspořádání typu „a“ viz. Obr. 1.9. Náklon od svislé osy je zvolen 45° dle obdobných motorů pro malé motocykly.

1.6 Požadavky na motor malého motocyklu

Jízdní režim malého motocyklu je ze 70 % tvořen jízdou na maximální výkon motoru, což klade značné nároky na jeho motor. Hlavními požadavky na jeho motor jsou :

- ❖ Velký otáčkový rozsah
- ❖ Musí snášet dlouhotrvající přetáčení a brždění motorem při jízdě z kopce
- ❖ Snadné spouštění
- ❖ Legislativní plnění emisí hluku a škodlivých látek ve výfukových plynech
- ❖ Jednoduché konstrukční řešení a jednoduchá výroba
- ❖ Minimální nároky na obsluhu a údržbu

2. Koncepce současných čtyřdobých motocyklových motorů

Všechny současné spalovací motory jsou na špičkové technické úrovni, jak z hlediska konstrukčního řešení tak z hlediska použitých materiálů. Avšak se stále objevují další a další technické řešení, kde hlavním důvodem vývoje motorů jsou hlavně neustále větší nároky na snižování množství škodlivých látek ve výfukových plynech.

Dalšími důvody jsou hladký chod motoru ve všech jízdních režimech (rozjezd, pomalá jízda ve městě, rychlá jízda mimo město atd.), požadovaný vyšší výkon a prodlužování životnosti s minimální údržbou.

Motory současných malých motocyklů jsou jednoválcové, nejčastěji dvoudobé a chlazené vzduchem. Je zde ale i několik zástupců čtyřdobých motorů, které jsou rovněž chlazeny obtékajícím vzduchem.

Výkon těchto motorů je menší jak 70 kW/l, což je výkonová hranice uchlazení vzduchem. Motory vyšších výkonů pak musejí být chlazeny vodou, přes chladicí systém.

Motocyklové motory mají mnohem větší jmenovité otáčky než motory automobilů, tudíž jsou více namáhány. To se odráží na jejich konstrukci a na požadavcích na jejich údržbu. Všechny díly klikového a rozvodového mechanismu motoru jsou dělány co nejlehčí (zmenšení setrvačných sil) avšak za dodržení nutné pevnosti a životnosti.

Údržba motocyklového motoru je proto vyšší a častější, jak u motoru pro automobily. Jde hlavně o výměnu olejové náplně mazacího systému, olejového filtru, chladicí kapaliny, palivového filtru, zapalovacích svíček a vzduchového filtru.

Častěji se seřizují ventilové rozvody motoru, řetězový pohon zadního kola (u motocyklů s pohonem zadního kola řetězem) a systém přípravy zápalné směsi (u motorů s karburátory). Vše je dle výrobce motoru a výrobce jednotlivých výměnných částí vztahováno na ujeté kilometry v tisících nebo na časový interval v měsících.

Servisní intervaly Tab. 2.1 jednotlivých částí a intervaly celkového seřízení motocyklu uvádí výrobce v servisním manuálu pro daný motocykl.

GENERAL MAINTENANCE AND LUBRICATION CHART

No.	ITEM	REMARKS	TYPE	INITIAL	ODOMETER READINGS					
				1,000 km (600 mi) or 1 month	7,000 km (4,400 mi) or 7 months	13,000 km (8,200 mi) or 13 months	19,000 km (12,000 mi) or 19 months	25,000 km (15,800 mi) or 25 months	31,000 km (19,600 mi) or 31 months	
1	Engine oil	• Warm-up engine before draining.	See page 8-1.	√	√	√	√	√	√	
2	Oil filter	• Replace.	-	√		√		√		
3	Air filter	• Clean with compressed air. • Replace if necessary.	-		√	√	√	√	√	
4	Cooling system	• Check hose for cracks or damage. • Replace if necessary.	-		√	√	√	√	√	
		• Replace coolant every 24,000 km (15,200 mi) or 24 months.	Ethylene glycol antifreeze coolant						Replace	
5	Brake system	• Adjust free play. • Replace pads if necessary.	-	√	√	√	√	√	√	
6	Clutch	• Adjust free play.	-	√	√	√	√	√	√	
7	Drive chain	• Check chain condition. • Adjust and lubricate chain thoroughly.	SAE 30W-50W motor oil	Every 500 km (300 mi)						
8	Control and meter cables	• Apply chain lube thoroughly.	Yamaha chain and cable lube or SAE 10W30 motor oil	√	√	√	√	√	√	
9	Rear arm pivot shaft and suspension link pivots	• Apply grease lightly.	Molybdenum disulfide grease					√		
10	Brake/clutch lever pivot shafts	• Apply chain lube lightly.	Yamaha chain and cable lube or SAE 10W30 motor oil		√	√	√	√	√	

Tab. 2.1 : Servisní intervaly jednotlivých částí motocyklu Yamaha YZF R6, r.v. 2007 [15]

Z uvedené tabulky lze vyčíst, že servisní interval je např. každých 6 000 km nebo 6 měsíců po předchozím seřízení. První seřízení je relativně brzy po uvedení do provozu, protože se nové díly rychleji opotřebovávají. Jde o tzv. záběh.

2.1 Parametry motorů pro malé motocykl

Rozsah výkonů se pohybuje od 3,5 kW maximálně do 11 kW při jmenovitých otáčkách 5 500 min⁻¹ až 11 000 min⁻¹ (maximální výkon je omezen legislativně pro tuto skupinu motocyklů A1). Mezi nejznámější výrobce motocyklů obecně, patří firmy Yamaha, Honda, Suzuki, Kawasaki, Ducati, BMW a KTM.

Motory těchto výrobců o stejné koncepci, jako je motor této diplomové práce (zážehový, čtyřdobý, 80 ccm) jsou spíše použity v ATV vozidlech, což jsou čtyřkolové vozidla do terénu s řídky Obr. 2.1.

Jelikož je pro skupinu A1 (malé motocykly) legislativně ustanovený maximální objem 125 ccm a výkon 11 kW, výrobci osazují většinu svých malých motocyklů motory právě o těchto maximálních parametrech Obr. 2.2.

Malý motocykl s motorem, který je porovnatelný s motorem této diplomové práce je malý motocykl Honda CRF80F Obr. 2.3.



Obr. 2.1 : ATV vozidlo Yamaha RAPTOR 80 [15]

Motor : čtyřdobý, zážehový

Objem : 79 ccm

Rozvod : SOHC, 2 ventily

Výkon : 7 kW

Jmenovité otáčky : 9 1000 min⁻¹

Kompresní poměr : 9,6:1

Karburátor : Mikuni



Obr. 2.2 : Malý motocykl Yamaha YZF - R125 [15]

Motor : čtyřdobý, zážehový

Objem : 125 ccm

Rozvod : SOHC, 4 ventily

Výkon : 11 kW

Jmenovité otáčky : 9 000 min⁻¹

Kompresní poměr : 11,2:1



Obr. 2.3 : Malý motocykl Honda CRF 80 F [16]

Motor : čtyřdobý, zážehový

Objem : 80 ccm

Rozvod : OHC

Výkon : 6,5 kW

Jmenovité otáčky : 8 000 min⁻¹

Kompresní poměr : 9,7:1

3. Vybraná konstrukční řešení částí čtyřdobého motoru pro motocykl

Zde je uveden přehled současného konstrukčního řešení motocyklových motorů pro malé motocykly, dle základních požadavků na tento motor viz. bod 1.6 této diplomové práce. Uvedené konstrukční řešení je zároveň zvoleným konstrukčním řešením pro motor této diplomové práce.

3.1 Sací systém

Tento systém zajišťuje přísun čerstvého vzduchu do motoru. Jeho součástí je filtrace vzduchu a vytvoření zápalné směsi.

Pro zvýšení plnicího účinku v závislosti na otáčkách motoru se využívá rezonanční tlaková vlna, která ve vhodný okamžik natlačí více směsi do válce. Načasování této vlny a jejího účinku je dáno délkou sacího potrubí mezi motorem a tlumicí komorou.

U malých motocyklů je jeho délka konstantní a nastavená na dané otáčkové rozmezí, v tomto případě na jmenovité otáčky motoru, ve kterých pracuje motor nejčastěji a dodává maximální výkon.

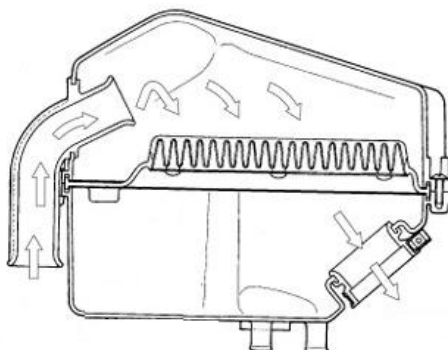
3.1.1 Tlumicí komora s filtrem

U motocyklů má tlumicí komora Obr. 3.1 a např. Obr. 3.2 již integrovaný filtr vzduchu. Tlumicí komory pro motocykly vyšších objemů s elektronickým vstřikováním obsahují ještě vstřikovače umístěná nad výstupním potrubím ústícím do sacího kanálu motoru.

Minimální objem tlumicí komory je 20 objemů motoru. V tomto případě tedy půjde o 1600 ccm.

Současné tlumicí komory jsou plastové výlisky, které jsou mnohem lehčí než kovové. Navíc mají hladší povrch což snižuje odpory proudění vzduchu.

Geometrie plastové tlumicí komory je velmi přesná. Filtry částic jsou výměnné papírové.



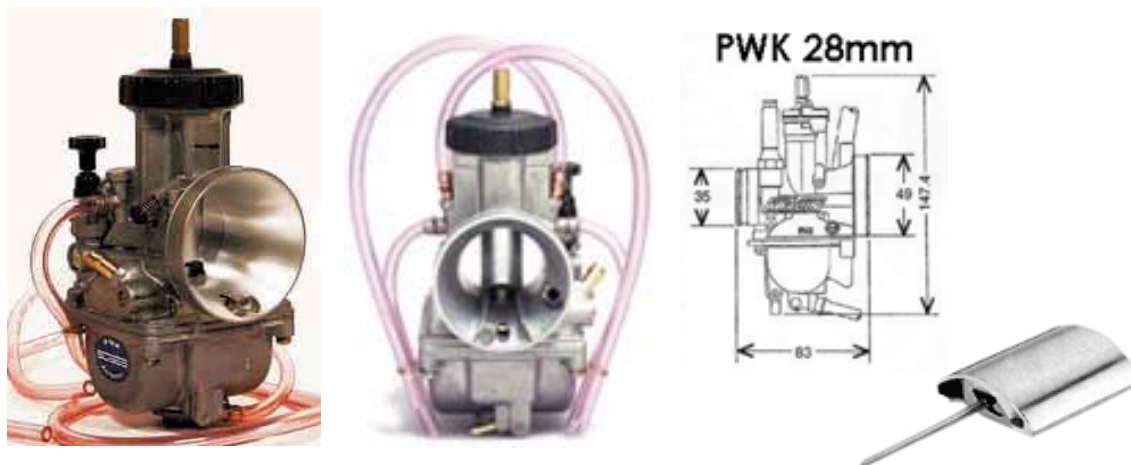
Obr. 3.1 : Řez tlumicí komory s filtrací [11]



Obr.3.2 : Tlumící komora motocyklu Honda [11]

3.1.2 Příprava směsi

O přípravu zápalné směsi benzínu a vzduchu se starají nejčastěji karburátory, avšak se již u motorů malých motocyklů objevuje i elektronické nepřímé vstřikování paliva do proudu vzduchu v sacím kanálu (jednobodový a vícebodový vstřik). V případě karburátorů to jde o plovákové šoupátkové karburátory Obr. 3.3.



Obr. 3.3 : Šoupátkový karburátor Keihin PWK 28MM a jeho ploché šoupátko [17]

U šoupátkového karburátoru je množství vzduchu závislé na natočení plynové rukojeti a při akceleraci je nutné směs obohatit systémem akcelerační pumpičky. Volnoběžný systém je často nastaven na chudší směs a má svůj vlastní okruh, stejně jako svůj okruh má i sytič pro studený start.

Ideální poměr směsi tzv. stechiometrický poměr je 14,7 dílů vzduchu na 1 díl benzínu. Odchyly skutečné směsi od ideálu se nazývá „bohatá“ či „chudá“ směs, podle toho, pokud benzínu ve směsi přebývá, nebo pokud se ho nedostává.

Poměr palivo / vzduch je udáván i součinitelem přebytku vzduchu λ (lambda).

Platí : $\lambda = 1$ stechiometrická směs

$\lambda < 1$ bohatá směs

$\lambda > 1$ chudá směs

Nejvyššího výkonu z motoru získáme při mírném obohacení směsi a to přibližně při $\lambda = 0,85$. Co se týče spotřeby paliva tak nejlepších výsledků se dosahuje se směsí mírně chudou a to cca $\lambda = 1,15$. Podle těchto hodnot se volí použité trysky v karburátoru (volnoběhu a hlavní).

3.2 Hlava válce

Hlava je u vzduchem chlazeného motoru součástí chladicího systému Obr. 3.4. V současné době převládají hlavy válce odlévané z hliníkových slitin, a to i v případě, kdy blok motoru je odlit z šedé litiny.

Jednoznačně je použito hliníkových slitin u hlav válců vzduchem chlazených motorů.

Nevýhodou je vyšší tepelná roztažnost a tedy i náchylnost k deformacím. Taky cena dosahuje až 2,5 násobku ceny litinového odlitku. Nutností jsou vkládaná sedla ventilů, vodítka ventilů a v některých případech i vložky pro závit zapalovací svíčky.

Jsou ale výrazně lehčí než hlavy z šedé litiny a lépe vedou teplo, proto jejich použití převládá.



Obr. 3.4 : Příklad vzduchem chlazené hlavy válce s rozvodem SOHC a čtyřmi ventily [11]

3.2.1 Spalovací prostor

Spalovací prostor vytvořený v hlavě válce spolu s tvarováním dna pístu motoru rozhoduje o průběhu hoření nasáté směsi, o spotřebě, hlučnosti spalování a hlavně o obsahu škodlivých látek ve spalinách [1].

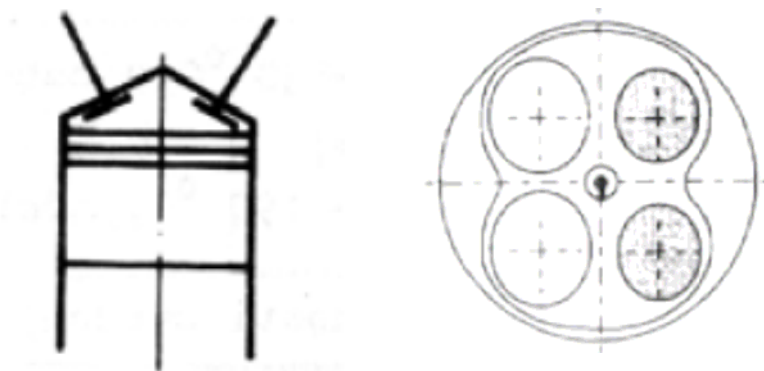
Na tvarování tohoto prostoru jsou kladeny nároky :

- ❖ Kompaktnost (pro omezení tepelných ztrát)
- ❖ Rozvíření směsi (pro co nejlepší prohoření po zapálení)
- ❖ Použití ventilů o co největším průměru talířku (pro lepší naplnění prostoru směsí)
- ❖ Vhodné umístění zapalovací svíčky (pro zapálení v místě bohaté směsi)
- ❖ Potlačení vzniků „horkých bodů“ (pro zamezení předzápalů a detonačního hoření)

Motory s rozvodem OHC používají polokulový nebo střechovitý spalovací prostor Obr. 3.5. Ten umožňuje použití velkého počtu ventilů o velkých průměrech.

Pro zadaný počet ventilů (čtyři) jsem pro řešení hlavy válce motoru této diplomové práce vybral spalovací prostor střechovitý. Ventily jsou od svislé osy odkloněny o 10°.

Hlava je spolu s válcem uchycena pomocí čtyř svorníků ke klikové skříni přes těsnění.



Obr. 3.5 : Schéma střechovitého spalovacího prostoru a uspořádání čtyř ventilů [1]

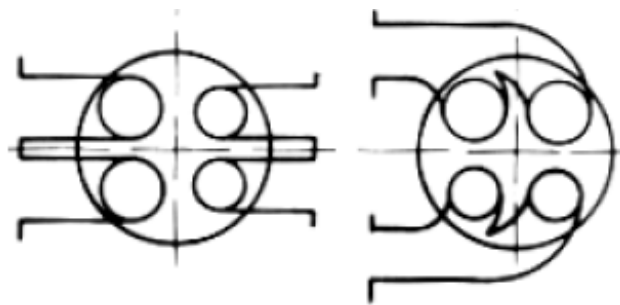
3.2.2 Sací a výfukový kanál

Základním požadavkem, který ovlivňuje jejich tvar a provedení, je co nejmenší odpor proti průtoku plynů. Tomuto požadavku odpovídá sací kanál o co největším poloměru zakřivení a kanál vstupující ve směru dřívku ventilu, tzv. přímý kanál. Výfukový kanál má být co nejkratší.

Uspořádání čtyř kanálů (dva sací a dva výfukové) může být v hlavě válce motoru příčné nebo jednostranné Obr. 3.6. Pro motory motocyklů se používá příčné uspořádání.

Tím je dosaženo vysoké objemové účinnosti naplnění válce a jejímu rozvíření (jeden kanál přímý a druhý šroubovitý nebo tangenciální).

Pro řešení sacích a výfukových kanálů jsem zvolil jeden společný kanál pro každou dvojici ventilů, který se na konci rozdějí k jednotlivým ventilům Obr. 3.7.



Obr. 3.6 : Příčné a jednostranné uspořádání kanálů v hlavě válce [4]



Obr. 3.7 : 3D Model jádra kanálů pro hlavu válce motoru této diplomové práce

3.2.3 Víko hlavy válce

Je vyrobeno ze stejného materiálu jako hlava válce a je k ní přišroubováno spolu s těsněním. Kryje rozvodový mechanismus a umožňuje přístup k jeho částem bez demontáže hlavy válce z motoru.

Některé konstrukční provedení může být provedeno tak, že tvoří část uchycení rozvodového mechanismu (např. obsahuje víka kluzného uložení vačkových hřídelí). V tomto případě musí být zajištěna přesná poloha vůči hlavě válce, např. dvěma kolíky.

Tohle řešení je použito u konstrukčního řešení víka hlavy válce motoru této diplomové práce.

3.2.4 Uchycení válce a hlavy válce

U jednoválcového motoru, jako je motor této práce se obvykle používají čtyři šrouby (svorníky). Ty se navrhují na 3 ÷ 4 násobek síly vyvolané nejvyšším spalovacím tlakem ve válci a dotahují se na napětí, které dosahuje cca 75% napětí na mezi kluzu pro daný materiál šroubů (svorníků).

Při čtyřech šroubech (svornících) se používá tzv. křížové dotahování, kdy se postupně dotahují protilehlé šrouby nebo matice na svornících.

Dotahuje se buď na úhel, kdy se všechny šrouby (matice) v uvedeném pořadí dotaženy o předepsaný úhel, nebo se utahuje na moment, kdy jsou všechny šrouby (matice) v uvedeném pořadí dotaženy na příslušný kroutící moment.

3.3 Rozvodový systém

Rozvodový systém zabezpečuje výměnu náplně, tedy naplnění válce čerstvou zápalnou směsí benzínu a vzduchu (u zážehových motorů) a odvod spalin. Podle konstrukčního řešení jsou rozvody ventilové nebo šoupátkové. Převážná většina je ventilová, protože jsou jednoduché a hlavně spolehlivé.

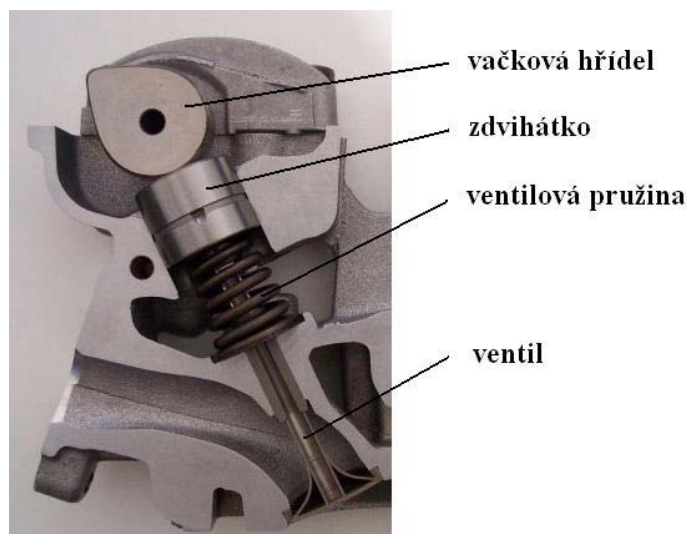
Hlavní požadavky na ventilový rozvod čtyřdobého motoru jsou [4] :

- ❖ Otevření a zavření sacích a výfukových kanálů v požadovaný okamžik
- ❖ Dostačující pevnost všech dílů
- ❖ Nízká hlučnost
- ❖ Vysoká spolehlivost
- ❖ Dobré chlazení dílů rozvodu, především ve výfukové části

Rozvodové orgány jsou namáhány vysokými teplotami, silami a tlaky především při velkém zrychlení chodu motoru.

Pro řešení motoru v této diplomové práci se použil dle zadání (rozvod OHC) s mechanicky ovládanými ventily. V současnosti je to nejrozšířenější druh ventilových rozvodů u motorů pro motorová vozidla.

Základem mechanicky ovládaného rozvodu je vačkový hřídel, jehož vačky prostřednictvím přenosných členů řídí ventily Obr. 3.8. Ventil je otevřen vačkou a uzavřen silou pružiny na ventilu, tzv. ventilovou pružinou.



Obr. 3.8 : Základní části rozvodu OHC [11]

Podle uspořádání jednotlivých částí rozvodu rozlišujeme rozvody OHC typu :

SOHC (Single Overhead Camshaft) Obr. 3.9

DOHC (Double Overhead Camshaft) Obr. 3.10

Výhodou rozvodu OHC (SOHC, DOHC) je menší počet všech dílů rozvodu a hlavně menší setrvačné hmoty. Což vede k zlepšení pružnosti motoru (rychlost odezvy na požadovaný výkon), nižším vibracím a nižšímu hluku chodu.

Nepatrnou nevýhodou je horší seřízení ventilové vůle (vůle mezi vačkou a ventilem). To je však v dnešní době řešeno hydraulickým zdvihátkem, které vymezuje ventilovou vůli automaticky po přívodu tlakového oleje a není jej třeba dále seřizovat.

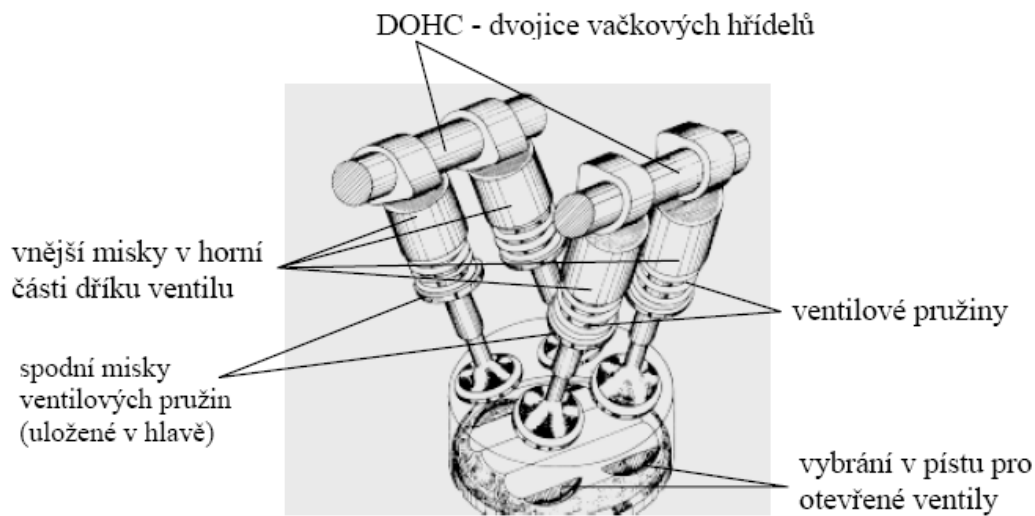
V zadání této diplomové práce je určen typ rozvodu OHC. Z důvodů čtyř ventilové techniky a chtěného centrálního umístění svíčky je použita varianta DOHC viz. Obr. 3.10, Obr. 3.11. Ta obsahuje dvě vačkové hřídele pro každý pár ventilů.

Místo mezi vačkovými hřídeli umožňuje zmiňované centrální umístění svíčky u motoru této diplomové práce. Centrálně umístěná svíčka je výhodná z hlediska lepšího prohoření směsi a tudíž zlepšuje emise výfukových plynů. Především obsah sloučenin CH (uhlovodíky) a NO_x (nitrozní plyny).

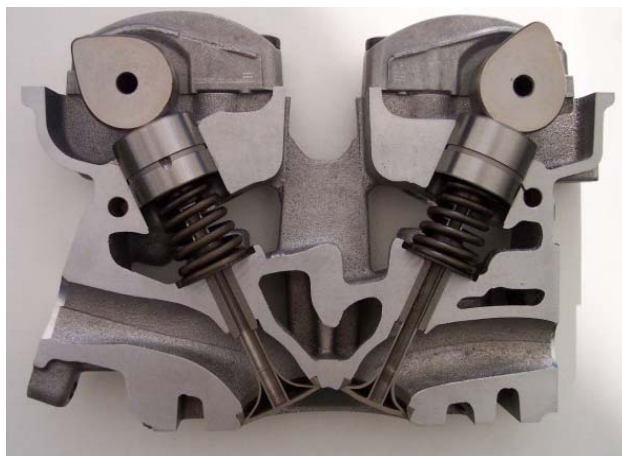


Obr. 3.9 : Schéma rozvodu SOHC a pohled na model rozvodu SOHC [11]

Pozn. : V.H. je zkratka vačkové hřídele rozvodu.

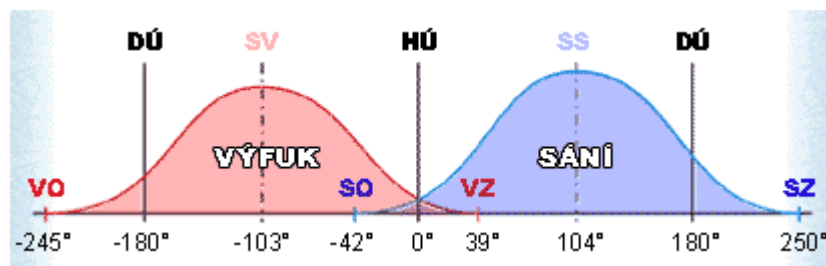


Obr. 3.10 : Schéma rozvodu DOHC s popisem [4]



Obr. 3.11 : Řez skutečnou hlavou motoru s rozvodem DOHC [11]

Zvolené časování rozvodu DOHC pro motor této diplomové práce je z hodnot vycházejících z tabulky Tab. 1.2 je uvedeno na obrázku Obr. 3.12.



Obr. 3.12 : Časování rozvodu DOHC motoru této diplomové práce

Parametry pro konstrukci rozvodových vaček :

Otevření sacího ventilu.....	42° před HÚ
Zavření sacího ventilu	70° za DÚ
Celková doba otevření sacího ventilu.....	292°
Otevření výfukového ventilu.....	65° před DÚ
Uzavření výfukového ventilu	39° za HÚ
Celková doba otevření výfukového kanálu	284°
Překrytí otevření ventilů.....	81°

3.3.1 Pohon rozvodu, vodítko a napínák řetězu

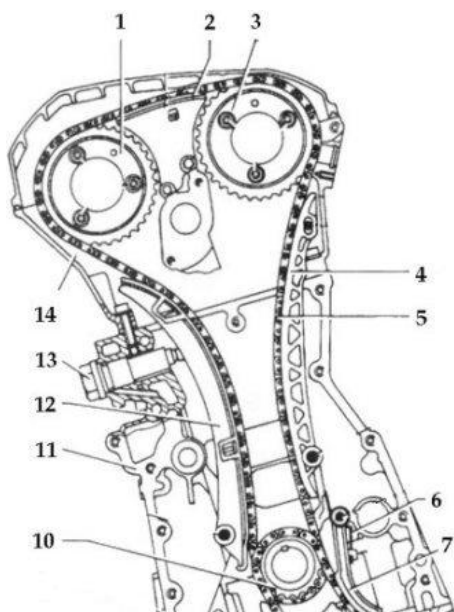
Vačková hřídel je poháněna od klikové hřídele a to v poměru 1 : 2, tedy do pomalu. Nejčastěji je náhon od předního konce klikové hřídele a to buď řetězem, řemenem, ozubeným soukolím, svislou (královskou) hřídelí nebo soustavou kinematických členů.

Nejvíce je používán řetěz a řemen. Motocyklové motory mají vysoké jmenovité otáčky a pro rozvod více válců je potřebná větší hnací síla, proto se používá ozubený řetěz. Avšak pro motory malých výkonů je klasický válečkový řetěz dostačující.

Aby se snížila hlučnost řetězového pohonu rozvodů, je řetěz napínám a veden plastovými napínáky a vodítky v co nejdelším úseku řetězu na všech jeho větvích (namáhaná a volná).

Napínací rameno je přitlačováno pružinou a během provozu lze zjistit, jak moc je řetěz opotřeбенý (prodlouží se jeho délka), podle toho, jak je vysunut napínací mechanismus.

Ze zástavových důvodů volím pohon obou vačkových hřídelí od klikové hřídele pouzdrovým rychloběžným řetězem v poměru 1 : 2. Příklad tohoto provedení je na Obr. 3.13.



- 1 Vačková hřídel
- 2, 4 Vodící ramena
- 5 Rozvodový řetěz
- 10 Kliková hřídel
- 12 Napínací rameno
- 13 Systém napínání řetězu
- 14 Hlava válce

Obr. 3.13 : Příklad provedení pohonu rozvodu DOHC [11]

3.3.2 Vačkové hřídele

Zvolené řešení DOHC rozvodu OHC je tvořeno vačkovou hřídelí pro každý druh ventilu zvlášť. Jde tedy o dvě vačkové hřídele, jedna pro sací ventily, druhá pro výfukové ventily. Vačkové hřídele jsou uloženy kluzně v hlavě válce, uchycené přišroubovanými víky a mazány tlakovým olejem.

Hnané řetězové kola jsou na vačkové hřídele přišroubováno dvěma šrouby na přírubu hřídele. Jde o hospodárnost výroby vačkové hřídele tak, aby se nevznikalo mnoho odpadu, kdyby bylo řetězové kolo součástí vačkové hřídele.

Vačkové hřídele jsou tedy identické, což zlevňuje výrobu, protože se nemusí vyrábět dva druhy vačkových hřídelí.

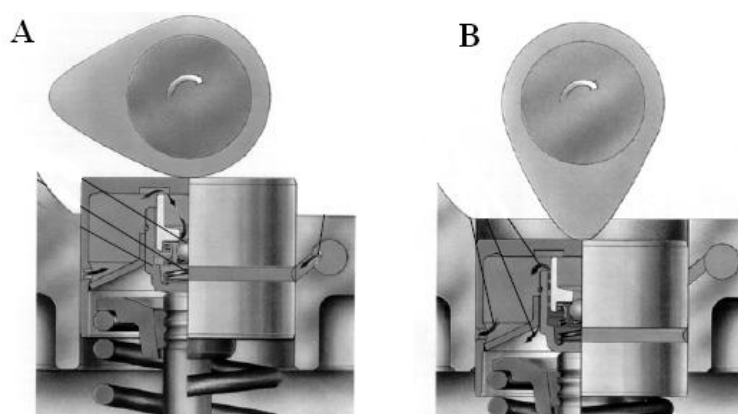
Axiální zajištění vačkových hřídelí je pomocí nákrážku na hřídelích, který je axiálně jističen v hlavě válce. Axiální vůle nákrážku je 0,2 mm.

3.3.3 Zdvihátka

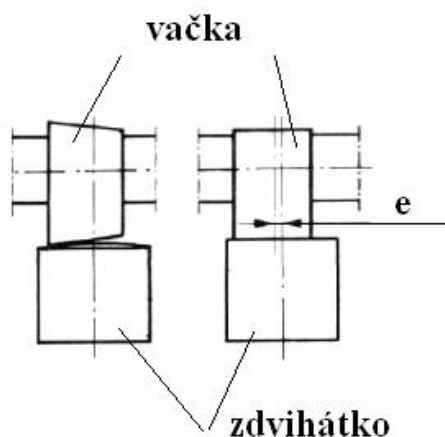
Použitá hrníčková zdvihátka jsou hydraulicky ovládaná Obr. 3.14, aby automaticky vymezovali ventilovou vůli za chodu motoru. Po přivedení tlakového oleje do zdvihátka dojde k přesunutí pístku zdvihátka (uložen s vůlí) a k vymezení vůle mezi zdvihátkem a dříkem ventilu.

Pokud by byl systém dokonale těsný, došlo by k vymezení vůle při studeném motoru a po jeho zahřátí by docházelo k nedovření kanálu ventilem. Během zahřívání motoru se totiž prodlužuje délka dříku ventilu.

Vačky vačkové hřídele se dotýkají zdvihátek dotýkají excentricky Obr. 3.15, aby docházelo k pootáčení zdvihátek a ventilů za chodu motoru. Tak se zrovnoměrní jejich opotřebení.



Obr 3.14 : Hydraulické zdvihátko v odlehčeném „A“ a zatíženém „B“ stavu [1]



3.15 : Excentrická poloha vačky a zdvihátka

3.3.4 Ventilové pružiny

Pro každý ventil je použita jedna tlačná válcová šroubovitá pružina s konstantním stoupáním závitu, která vrací ventil do výchozí (zavřené) polohy, kdy talířek ventilu plně uzavírá příslušný kanál v hlavě válce.

Jedna pružina na ventil je u motorů malých motocyklů dostačující. S ohledem na rezonační kmity šroubovitě pružiny se používají u motorů s maximálními otáčkami $11\,500\text{ min}^{-1}$ [1].

Pružina tedy neustále přitlačuje ventil se zdvihátkem k vačce příslušné vačkové hřídele. To i v případě maximálních otáček motoru, aby nedocházelo k oddělení zdvihátka s ventilem od vačky vlivem jejich setrvačnosti.

Při oddělení a následném prudkém dotyku by vznikaly rázy a rázové zatížení vaček, což by vedlo k jejich nadměrnému opotřebení.

3.3.5 Vodítka ventilů

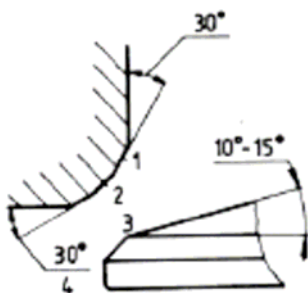
Při použití hlavy válce vyrobené ze slitiny hliníku je nutno použít litinové nebo bronzové vodítka ventilů z důvodů deformačních a třecích podmínek, protože hliník má velkou tepelnou vodivost a náchylnost na deformace.

Navíc se zlepší třecí podmínky mezi materiály ventilu a vodítka. Hlava válce ze šedé litiny vkládané vodítka nepotřebuje a vedení ventilu je přímo vyrobeno v materiálu hlavy.

3.3.6 Ventilové sedla

Při použití hlavy válce ze slitiny hliníku je nutno použít i vkládané sedla ventilů, což je dosedací část pro ventil v hlavě válce. Vzhledem k tepelné deformaci hliníku je výhodné zajistit vkládané sedlo ventilu roztemováním (rozklepáním) okolního materiálu hlavy.

Sedlo je tvořeno třemi plochami (vstupní, dosedací a výstupní), které jsou vyráběny frézováním pod třemi úhly Obr.3.16. Pro vysoce zatížené motory motocyklů se používají vysokolegované ocelové sedla.



Obr. 3.16 : Plochy na sedle ventilu [1]

3.3.7 Ventily

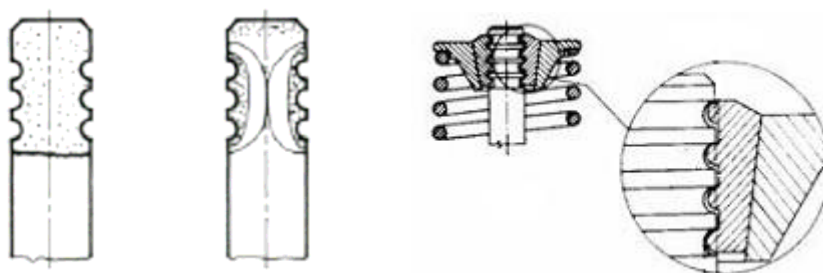
Ventily (talířky ventilů) zasahují do spalovacího prostoru válce, proto jsou zatíženy vysokými tlaky a teplotami a jsou vystaveny rázům od setrvačných sil při dynamickém dopadu ventilu do sedla účinkem předpětí ventilových pružin při jeho zavírání.

Ventily současných spalovacích motorů jsou vyráběny kováním (pěchováním), což zajišťuje jeho vyšší pevnost.

Ventily jsou uloženy a vedeny ve vodítkách ventilů Obr. 3.23, která jsou pro minimalizaci průniku mazacího oleje z prostoru hlavy válců do vodítek opatřena v horní části těsníci kroužky. Dřík ventilu se proto ve vodítku pohybuje v podmínkách téměř polosuchého tření.

Odvod tepla z talířku ventilů je zajištěn po zavření ventilu přestupem tepla v sedle ventilu do hlavy válců a vedením tepla dříkem do vodítka ventilu.

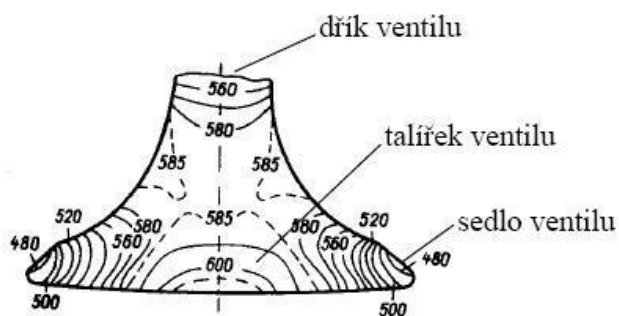
Kalené zápichy na konci dříku ventilu slouží k jeho uchycení pomocí dělené kuželové vložky (tzv. měsíčků) na ventilovou miskou, do které se opírá ventilová pružina. Použité uchycení ventilů je na Obr. 3.17.



Obr. 3.17 : Kalený konec ventilu a systém jeho uchycení k ventilové misce [1]

Na výfukových ventilech dochází účinkem průtoku výfukových plynů vysokou rychlostí k extrémnímu tepelnému zatížení talířku a spodní části dříku ventilu Obr. 3.18. Navíc jsou tyto ventily vystaveny abrazivnímu a korozivnímu účinku výfukových spalin.

Výfukové ventily jsou zpravidla z austenitických ocelí, okraj talířku (sedlo) ventilu má pro zvýšení životnosti žáruvzdorný návar [4].



Obr. 3.18 : Tepelné zatížení výfukového ventilu [°C] dle jeho tvaru [4]

Sací ventily jsou oproti výfukovým ventilům méně tepelně zatížené, protože jsou chlazeny průtokem čerstvé náplně při plnění válce a pro jejich výrobu lze tedy použít kvalitních legovaných ocelí (chromových, chromniklových atd.) [4].



Obr. 3.19 : Skutečný výfukový a sací ventil motocyklového motoru [11]

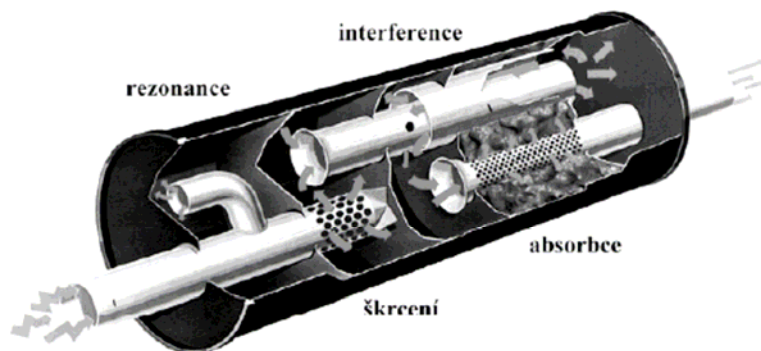
3.4 Výfukový systém

Výfukové potrubí Obr. 3.20 odvádí spaliny z motoru a přes tlumič výfuku je vypouští do okolního prostředí. Je vedeno na pravou stranu motocyklu z pohledu sedícího řidiče. Výfuková příruba se s těsněním přišroubuje šrouby k hlavě válce motoru.



Obr. 3.20 : Příklad výfuku firmy BBR pro jednoválcový malý motocykl [18]

Současné tlumiče výfuku Obr. 3.21 zajišťují snížení hluku výstupu spalin několika principy. Jsou to škrčení, absorpce, interference a rezonance. Interference a rezonance využívají tlakových vln, škrčení pak vnitřní tření plynu. Absorpce využívá tření vláken tlumicí látky při průchodu spalin.



Obr. 3.21 : Řez tlumičem výfuku [1]

3.5 Chladicí systém

Pro správnou funkci jednotlivých dílů motoru a konstrukčních skupin musí být zajištěna odpovídající provozní teplota. Požadovanou teplotu zajišťuje chladicí systém, který odvádí přebytečné teplo do okolního prostředí. Jde především o teplo ze stěn pracovního prostoru, pístu, stěny válce, hlavy motoru, ložisek a dílů rozvodového mechanismu.

Vedení tepla je zajišťováno buď přímo prostřednictvím materiálu vhodně uzpůsobených stěn válce, hlavy a klikové skříně motoru, nebo nepřímo prostřednictvím chladicí kapaliny, která předává teplo do okolního prostředí pomocí chladiče (výměník tepla). V některých případech se používá kombinace obou systémů. [1]

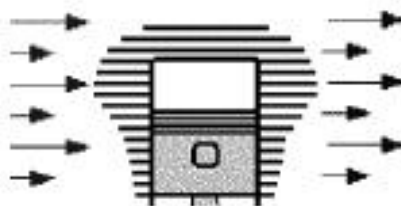
Oba způsoby chlazení musí být regulované, neboť příliš vysoká teplota motoru snižuje výrazně výkon a ekonomičnost práce motoru a může vést k havárii některého dílu motoru. Dlouhodobá práce motoru v podchlazeném stavu vede k výraznému nárůstu opotřebení pístní skupiny.

Prakticky nezávisle na způsobu chlazení motoru je pro zajištění jeho normálního teplotního stavu potřeba do okolí rozptýlit cca 30 % tepla získaného spalováním paliva. U zážehových motorů je množství tepla odváděného do okolí o něco vyšší než u motorů vznětových. [1]

Motor této diplomové práce je dle bodu 1.5 této diplomové práce chlazen přímo prostřednictvím materiálu válce a hlavy válce motoru. Ty jsou vhodně žebrovány a při jízdě motocyklu dochází k obtékání okolního vzduchu skrze chladicí žebra.

Jde tedy o přímé náporové chlazení Obr. 3.22. Pro malý výkon motoru je tohle chlazení plně dostačující.

Tímto řešením je získána menší hmotnost chladicího systému, spolehlivost, rychlejší ohřev stěny válce motoru na jeho provozní teplotu a je prakticky bezúdržbové. V tomto případě nepodstatnou nevýhodou jsou větší zástavbové rozměry.



Obr. 3.22 : Schéma přímého náporového chlazení [1]

Nevýhodou tohoto řešení je vyzařování hluku a možnost přehřátí motoru při velkém zatížení a malé pojezdové rychlosti (při jízdě do kopce) a podchlazení motoru v opačném případě při jízdě z kopce.

Parametry chladicího systému nejsou v této diplomové práci řešeny.

3.6 Mazací systém

Úkoly mazacího systému, respektive mazacího média (oleje) jsou :

- ❖ mazání styčných ploch
- ❖ chlazení motoru a jeho částí
- ❖ dotěsnění netěsností těsnění
- ❖ čištění motoru odvodem a filtrací částí vzniklých opotřebením
- ❖ přenos sil (únosnost olejového filmu)
- ❖ ochrana částí motorů před korozi a snížení hluku a vibrací motoru

Pro efektivní mazání za všech teplot a tlaků se musí na všech pohybujících se kovových součástech a jejich ložiscích permanentně udržovat slabý olejový film. To platí pro třecí plochy (písty), pevné části (válec) a rozvodový systém.

Udržování optimální vnitřní teploty spočívá v tom, že olej cirkuluje mezi těmi nejteplejšími částmi (ložiska), uvnitř válců (více než 160°C) a přenáší odtud teplo. Teplo odevzdává v zásobníku oleje (spodní víko motoru) nebo je ještě veden do olejového chladiče, kde se jeho teplota sníží asi na 100°C.

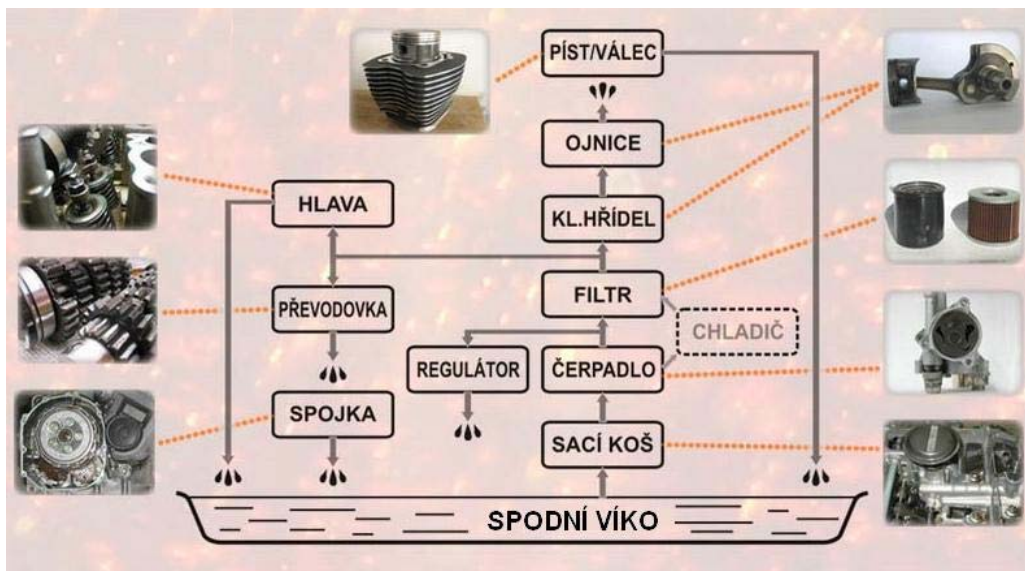
Olej má také čistící účinek, díky speciálním aditivům, kdy sbírá obroušené částice, shlukuje je a zanechává je ve speciálním filtru na vnitřních stěnách motoru. Dnes se již používá stálá olejová náplň (cirkulační) v klikové skříni (mokrý skříň) nebo v externí nádržce (suchá skříň).

Cirkulačního mazacího systému u motoru pro motocykl s mokrou klikovou skříní Obr. 3.23 a se skládá ze spodního víka motoru, čerpadla, regulačního ventilu, někdy chladiče oleje a filtru.

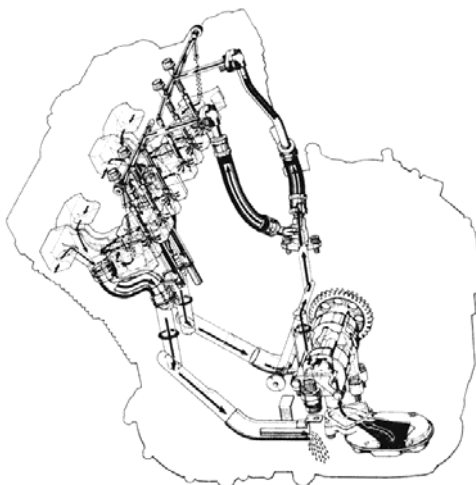
Za filtrem se systém rozdvojí, kdy jedna větev oleje maže hlavu motoru, převodovku a tzv. mokrou spojku.

Druhá větev maže klikový hřídel, ojnici, píst a válec. Je to nepoužívanější systém, kdy zásoba oleje je ve spodním víku motoru. Jde o kombinaci tlakového mazání a mazání rozstříkem.

U většiny současných motorů a především u motocyklových je použito olejové čerpadlo trochoidní (Eatonovo) Obr. 3.25, umístěné buď přímo na klikovém hřídeli nebo v jiné části motoru. Olejový filtr je papírový v kovovém pouzdře Obr. 3.26.



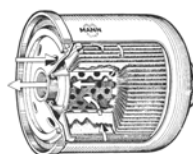
Obr. 3.23 : Schéma cirkulačního mazání s mokrou klikovou skříní u motocyklu [11]



Obr. 3.24 : Mazací systém čtyřválcového motocyklového motoru Suzuki GSXR 750 W [11]



Obr. 3.25 : Trochoidní čerpadlo [11]



Obr. 3.26 : Olejový filtr [11]



Pro motor této diplomové práce volím trochoidní čerpadlo umístěné v převodové skříni motoru, ze které nasává pře sací koš s hrubým kovovým sítem.

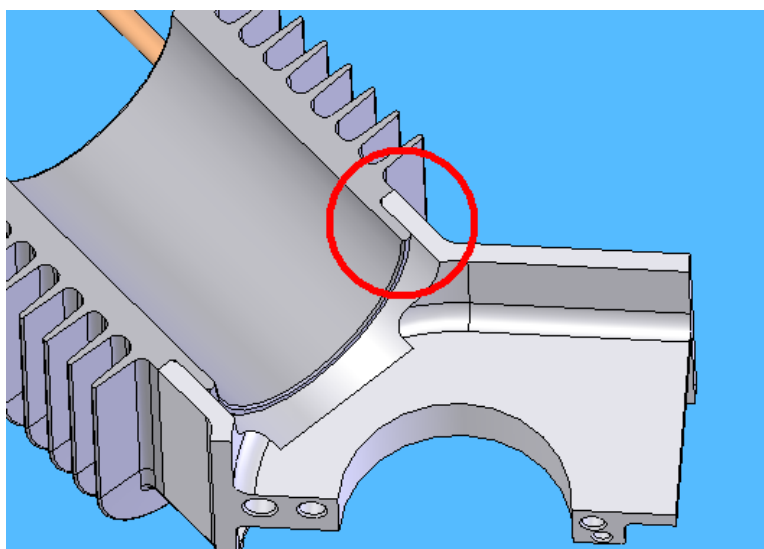
Parametry olejového čerpadla nejsou v této diplomové práci řešeny.

3.7 Válec motoru

Pro zvolený vzduchem chlazený motor je i válec motoru opatřen žebrováním, které odvádí vzniklé teplo při spalovacím procesu a třením pístu o stěnu válce do okolního prostředí. Válec je samostatný a nenosný (nepřenáší zatížení od tlaku plynů). Je tedy přichycen s hlavou válce pomocí zvolených čtyř svorníků viz. kapitola 3.2.4.

Válec je vyroben ze slitiny hliníku z důvodů snížení hmotnosti a lepší tepelné vodivosti, potřebné pro zvolené náporové chlazení vzduchem. Těleso válce se žebry obsahuje dutinu pro průchod rozvodového řetězu a uchycení pro napínání a vedení řetězu.

Aby se zajistila souosost válce a svislé osy klikového mechanismu je válec středěn lícovaným průměrem vystupujícího osazení do tolerovaného průměru vývrtu v klikové skříni Obr.3.27.



Obr. 3.27 : Středění válce a klikové skříně motoru této diplomové práce

Pro výpočet potřebného průřezu a plochy chladících žebor válce existuje řada dřívějších postupů. Dnes se již využívají postupy pro vedení tepla založené na metodě konečných prvků (MKP). Zkušenosti však poukazují, že rozložení vypočítaného teplotního pole je nutno ověřit experimentálně.

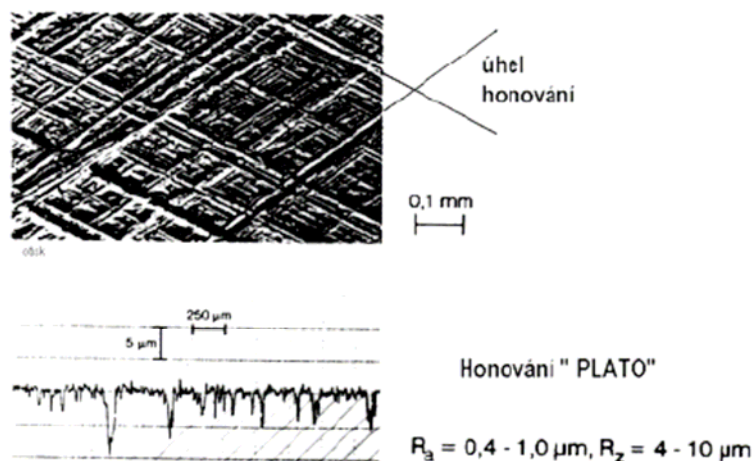
Válce současných motocyklových motorů jsou vyrobeny quasi-monoliticky, kdy je těleso válce vyrobeno litím ze slitiny hliníku a činná plocha válce, po které se pohybuje píst, je tvořena dvojím možným způsobem.

První, současná nejpoužívanější metoda je nanášení potřebného (vhodného) materiálu buď galvanickým pokovením, nebo nástřikem. Dnes se provádí nástřik plasmovým dělem a galvanicky se nanáší vrstva Ni-SiC, tzv. nikasil. Tuto metodu galvanického pokovením volím i pro řešení tělesa válce pro motor této diplomové práce.

Druhá metoda vytvoření materiálu činné plochy válce je infiltrace hliníku do keramických částecek nebo vláken tvořících pórovitou kostru vloženou do kokily (kovová forma) na výrobu tělesa válce. Po opracování získáme potřebnou strukturu pracovní plochy válce a současně dojde ke zvýšení pevnosti tělesa válce motoru.

Vnitřní průměr činné plochy válce se vyrábí se značnou přesností a výběrově se třídí do několika rozměrových tříd. Těmto třídám válců jsou přiřazeny roztříděné písty. Po běžném obrábění činné plochy je dokončovací operací honování „PLATO“ Obr. 3.28 brusnými kameny z karbidu křemíku.

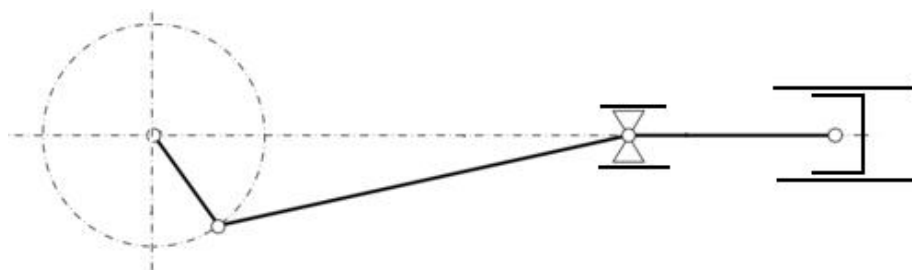
Nejprve se vytvoří větší rýhy, které udržují olejovou vrstvu (olejový film) na stěně válce. Potom se vytvoří plošky jemnějšími brusnými kameny, do kterých se opírají pístní kroužky a plášť pístu. Úhel honování je $40 \div 70^\circ$.



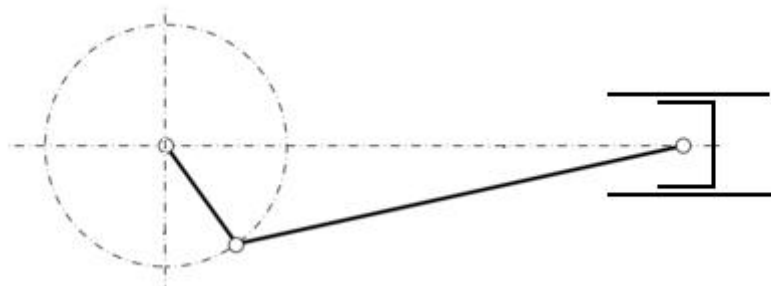
Obr. 3.28 : Pracovní povrch válce po honování PLATO [1]

3.8 Klikový mechanismus

Klikový mechanismus představuje případ čtyřčlenného kloubového mechanismu. Klikový mechanismus je důležitou částí pístových stojů s přímočarým pohybem pístu. Obecnou funkcí klikového mechanismu je převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační nebo naopak. V praxi existují dva druhy : klikový mechanismus s křížákem Obr. 3.29 a zkrácený klikový mechanismus Obr. 3.30.



Obr. 3.29 : Klikový mechanismus s křížákem [6]



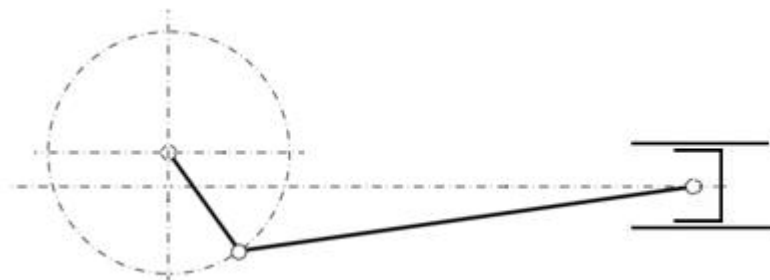
Obr. 3.30 : Zkrácený klikový mechanismus [6]

Úplný klikový mechanismus má dvojčinný píst, pracovní tlak tedy působí střídavě na obě strany pístu. Jednočinný píst je u zkráceného klikového mechanismu, kdy pracovní tlak působí pouze na jednu jeho stranu, tzv. dno pístu.

Setrvačnický na klikovém hřídeli (dále jen klikový hřídel) pak vyrovnává nerovnoměrnost sil a chodu mechanismu během jedné otáčky klikové hřídele.

Zkrácený klikový mechanismus je dnes používám převážněji, protože je vhodnější pro menší rychloběžné stroje. Je tvořen pístem, ojnicí a klikou se setrvačnickem. Jeho provedení může být středové (centrické) viz. Obr. 3.30, kdy osa válce prochází hlavním ložiskem klikové hřídele, nebo výstředníkové Obr 3.31, kdy osa procházející hlavním čepem rovnoběžná s osou válce je od osy válce posunuta o excentricitu (výstřednost) „e“.

Na rozdíl od středového dává toto provedení klikového mechanismu větší zdvih pístu než je průměr klikové kružnice a snižuje normálový tlak pístu na stěnu válce.



Obr. 3.31 : Výstředníkový klikový mechanismus [6]

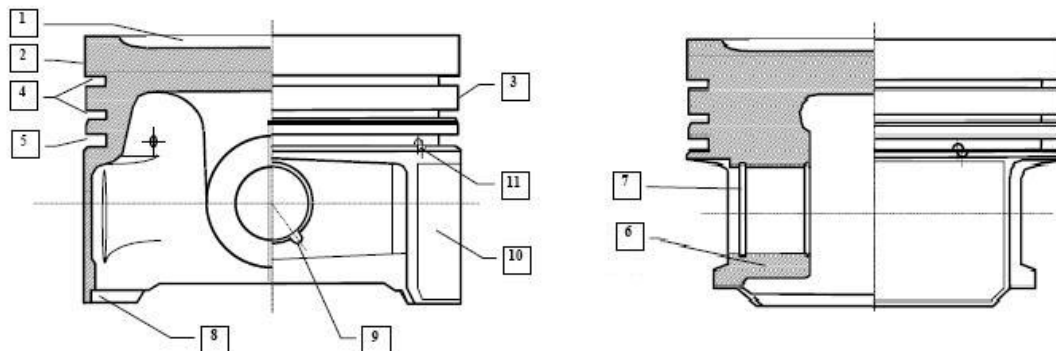
V mém případě řešení motoru pro malý motocykl jsem zvolil středový zkrácený klikový mechanismus, který je dnes nejpoužívanější u spalovacích motorů s přímočarým pohybem pístu obecně.

3.8.1 Píst

Pracovní prostor pístového stroje je vytvořen valem, víkem válce (hlava válce) a posuvnou částí, tj. pístem. Při spalování pracovní látky (plynné směsi) ve válci působí na píst vysoké teploty a tlaky, které způsobí posuvný pohyb pístu.

U strojů bez křížáků (u zkráceného klikového mechanismu) je píst pomocí ojnicního čepu spojen s ojnicí, na kterou převádí svůj přímočarý vratný pohyb na kývavý a posuvný pohyb ojnice. U strojů s křížákem je píst upevněn na pístní tyč. Ta je na druhém konci spojena s ojnicí.

Konstrukční provedení pístu se výrazně liší písty pro typ motoru. Zda je to dvoudobý zážehový nebo čtyřdobý zážehový nebo vznětový motor. Charakteristický tvar pístu pro současný čtyřdobý zážehový motor je dle Obr. 3.32.



Obr. 3.32 : Tvar pístu pro čtyřdobý zážehový motor [1]

Pozice 1dno pístu

U většiny současných motorů je rovné nebo s mírným vybráním pro zlepšení průběhu spalování. U motorů s ventily skloněnými vůči ose válce jsou v něm vytvořena vybrání, aby nedošlo ke kolizi pístu a ventilů při horní úvratí na konci výfuku a na počátku sání.

Pozice 2horní můstek

Jeho výška musí být taková, aby v místě drážky pro první pístní kroužek byla vhodná teplota. Ta je dána karbonizací použitého motorového oleje, jedná se o 220 - 250 °C.

Pozice 3první můstek

Jeho výška je odvozena z mechanického namáhání vyplývajícím z rozložení tlaku spalin, které působí z horní a spodní strany na plochu tohoto můstku.

Pozice 4drážky pro těsnící pístní kroužky

U současných pístů jsou použity dva těsnící kroužky. Avšak u motorů o malém obsahu a malém výkonu je dostačující jen jeden těsnící kroužek. Tato varianta je použita u pístu motoru této diplomové práce.

Pozice 5drážka pro stírací pístní kroužek

Pozice 6nálitky pro pístní čep

Jsou spojeny a vyztuženy se dnem pístu pomocí žeber nebo blokem materiálu. Rozměry otvorů pro pístní čep jsou v pístu vyrobeny tak, aby při studeném motoru byl pístní čep

v nálitcích bez vůle. Jde o tzv. plovoucí písní čep, ten se po zahřátí motoru může pootáčet a axiálně pohybovat.

Pozice 7drážka pro axiální (pojistné) kroužky písního čepu

Axiální (pojistné) kroužky zajišťují axiální polohu plovoucího písního čepu. Brání vysunutí písního čepu tak, aby narážel do pracovní plochy válce. Dnes jsou to nejčastěji drátové pojistné kroužky dle ČSN 02 2925. Drážka má tedy půlkruhový průřez.

Pozice 8plocha pro uchycení pístu při jeho obrábění

Pozice 9drážka pro vyjímání drátových axiálních kroužků písního čepu

Pozice 10plášť pístu

Dnešní písty mají část pláště odstraněnou, aby se celková hmotnost pístu zmenšila. To platí hlavně u pístů motocyklových motorů, kdy se písty pohybují velkými rychlostmi, tudíž i s velkými zrychleními.

Píst motoru této diplomové práce je tedy proveden tak, aby měl co nejmenší hmotnost, ale za dodržení pevnostních požadavků. Podrobnější pevnostní kontrola pístu je provedena v kapitole 8 a 10 této diplomové práce.

Písty současných motocyklových motorů se zhotovují z lehké slitiny hliníku. Materiál pístu jsem zvolil slitinu Al-Si s obsahem 11% Si s malými obsahy přísad Fe, Cu, Mg, Ni, Zn a Ti, která je v současné době nejpoužívanější.

3.8.2 Písní kroužky

Jejich úkolem je těsnit spalovací prostor a udržovat olejový film na pracovní stěně válce motoru. Jak bylo řečeno v předešlém bodě 3.8.1 na pístu pro motor malého motocyklu jsou požitá dva písní kroužky (těsnící a stírací).

3.8.2.1 Těsnící písní kroužek

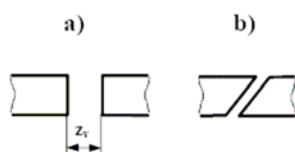
Základní prvky těsnícího písního kroužku jsou zámek, boční dosedací plocha a hlavní těsnící plocha. Vůle v zámku „z_v“ musí být zvolena tak, aby nedošlo k vymezení (vyrušení) této vůle i při maximálním ohřevu kroužku. Pokud by k tomu došlo, písní kroužek se většinou zlomí.

V průběhu provozu motoru dochází postupným opotřebením písního kroužku ke zvětšování zámkové vůle. Zvětšení mezery v zámku u těsnících písních kroužků vede ke zvýšení průniku spalin do klikové skříně motoru.

U stíracích písních kroužků dochází k poklesu přítlačné síly kroužku na stěnu válce a k nárůstu množství oleje pronikajícího nad píst, což se projeví jeho zvýšenou spotřebou.

Většina výrobců motorů také definuje maximální dovolené opotřebení písních kroužků hodnotou maximální velikosti vůle v zámku zamontovaného písního kroužku (měří se při vložení volného kroužku do vývrtu válce v místě minimálního opotřebením jeho stěny).

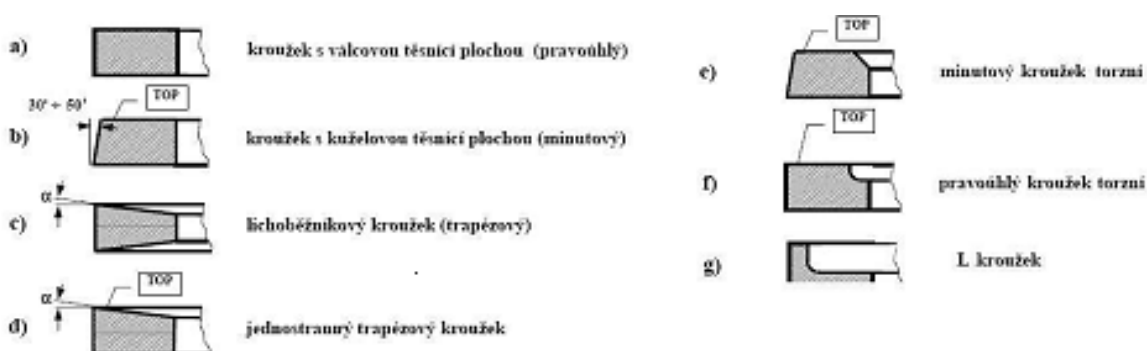
Nejpoužívanější provedení zámků čtyřdobých motorů je na Obr. 3.33.



Obr. 3.33 : Provedení zámků pístních kroužků u čtyřdobých motorů [1]

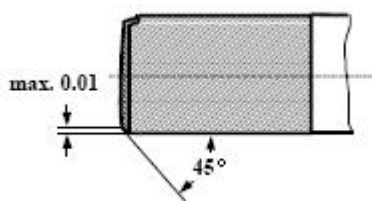
Je to zámek kolmý „a)“ a zámek šikmý „b)“. Z těchto dvou variant volím pro pístní kroužky motoru této diplomové práce provedení typu „a“, který je nejběžnější.

Boční dosedací plocha těsnícího pístního kroužku bývá jemně broušená. Charakteristické tvary hlavní těsnící plochy pístního kroužku jsou Obr. 3.34.



Obr. 3.34 : Tvary hlavních ploch těsnícího pístního kroužku [1]

Hlavní plochu pístního kroužku pro motor této diplomové práce jsem zvolil typu „a“, protože jeho současné provedení tzv. „ballig“ má ostrou spodní hranu, což brání průniku oleje do spalovacího prostoru, stejně jako typ „b“, který se nejčastěji používá pro druhý těsnící kroužek.



Obr. 3.35 Tvar hlavní plochy v provedení „ballig“ [1]

Materiál těsnícího kroužku jsem zvolil ocel 14 260, která má vhodné mechanické vlastnosti jako je pružnost a vyšší pevnost.

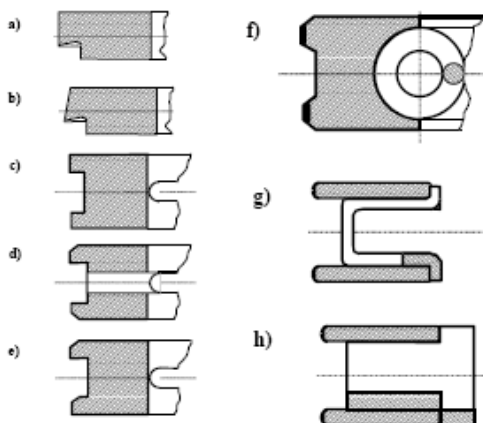
3.8.2.1 Stírací pístní kroužek

Podle konstrukčního provedení a použitého materiálu se dnes u motocyklových motorů používají tři typy těsnících pístních kroužků. Za prvé to je litinový kroužek, který je vyroben z jednoho kusu Obr. 3.36 „a“ až „e“.

Jako další se používá litinové nebo ocelové kroužky se zvýšeným přitlakem, který zajišťuje expandér (nejčastěji pružina) Obr. 3.36 „f“.

Jako třetí a nejpoužívanější je kroužek skládaný ocelový. Ten se skládá z dvou ocelových lamel, které mezi sebou rozpíná pružina. Obr. 3.36 „g“ a „h“.

Pro konstrukční řešení u motoru pro malý motocykl této diplomové práce jsem zvolil provedení těsnícího pístního kroužku typu „g“ ze stejného materiálu jako je těsnící kroužek.



Obr. 3.36 : Provedení stíracích kroužků [1]

3.8.3 Pístní čep

V popisu provedení pístu pro motor této diplomové práce v kapitole 3.8.1 půjde o tzv. plovoucí pístní čep, který se pohybuje vůči pístu, tak i vůči oku ojnice s ložiskem. K jeho uvolnění dochází po zahřátí motoru na provozní teplotu, aby nedocházelo k hlučnosti studeného motoru. Ta by mohla vnikat klepáním volného pístního čepu.

Pístní čepy jsou normalizovány dle ČSN 30 2131. Pístní čepy se zhotovují z oceli třídy 12, 14, 15 a 16. Materiál pístního čepu jsem zvolil 14 120.4 (cementován) s ohledem na jeho vysoké únavové namáhání.

3.8.4 Ojnice

Jelikož je řešený motor vysokootáčkový, zvolil jsem nedělené provedení ojnice. Tím je snížena hmotnost rotačních částí klikového mechanismu a působí tak menší setrvačné síly, které je nutno aspoň částečně vyvážit.

Toto řešení ojnice se nejvíce používá u dvoudobých motorů, ale výjimečně i u čtyřdobých. Dále volím spodní vedení ojnice, kdy je ojnice vedena boky spodního oka o boky ojnicního čepu na klikovém hřídeli.

Toto řešení je navíc konstrukčně jednodušší, protože není potřeba řešit zajištění polohy a nezaměnitelnosti děleného ojnicního oka.

Pístní i ojnicní čep jsou uloženy v kluzných ložiscích. Jejich konstrukční popis je uveden v kapitole 3.11 této diplomové práce.

Pro zmenšení celkové hmotnosti ojnice má dřík ojnice vybrání (odlehčení). Pevnostní kontrola ojnice není součástí této diplomové práce, protože tato diplomová práce je zaměřena na pevnostní kontrolu pístu.

3.8.5 Klikový hřídel

Pro zvolený typ nedělené ojnice v předešlé kapitole 3.8.4 je nutno použít dělený (skládaný) klikový hřídel, aby byla možná montáž ojnicního ložiska a ojnice. Skládaný klikový hřídel se může skládat (slisovat) buď z jednotlivých ramen klikové hřídele pomocí ojnicního čepu, nebo je ojnicní čep součástí jednoho z ramen klikové hřídele a zalisuje se do vývrtu v druhém ramenu.

Tato druhá varianta je použita při řešení děleného klikového hřídele této diplomové práce.

Lisované části (průměr ojnicního čepu a průměr vývrtu v ramenu) klikového hřídele jsou vůči sobě lícovány přechodným uložením H7/h6. Toto uložení zajistí, aby nedošlo k pootočení nebo rozlisování jednotlivých ramen klikového hřídele při chodu motoru.

Jednotlivé části skládaného klikového hřídele jsou vyrobeny s rozměry na hotovo. Protože se po slisování již nijak neupravují a neobrábí. Slisovaný klikový hřídel se jen seřídí pomocí úchylkoměru tak, aby byly jednotlivé hlavní čepy souosé a boky jednotlivých ramen kolmé na osu procházející hlavními čepy.

Na ramenech klikového hřídele, jsou umístěny vývažky, které vyvažují (eliminují) setrvačné síly vznikající při pohybu částí klikového mechanismu. Hmotnost a poloha jednotlivých vývažků jsou řešeny v kapitole 7 této diplomové práce. Tímto je docíleno odlehčení hlavních ložisek.

Nevýhodou použití protizávaží je nárůst celkového momentu setrvačnosti klikového hřídele, což snižuje jeho vlastní frekvenci. V nejhorším případě by mohlo docházet k lomům klikového hřídele při práci v oblasti vlastní frekvence.

Volný konec klikového hřídele slouží pro pohon rozvodového mechanismu válečkovým řetězem. Ten je poháněn ozubeným kolem vyrobeným přímo na části klikového hřídele. Druhý konec přenáší kroutící moment motoru přes spojku dále do převodovky.

Ze zástavových důvodů motoru pro motocykl je vícelamelová mokrá spojka posunuta směrem dozadu oproti směru jízdy a je poháněna ozubeným soukolím. Hnací kolo (pastorek) je na normalizovaném kuželovém konci s kuželovitostí 1 : 10 dle ČSN 01 4992 a dotaženo maticí.

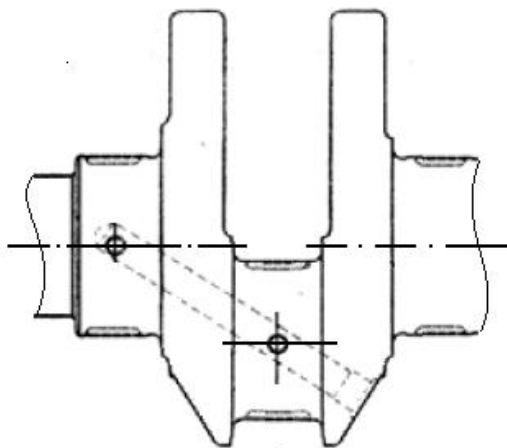
Závit pro matici je jemný, aby byla zaručena samosvornost a nedocházelo tak k povolování za chodu motoru. Pro pojištění přenosu kroutícího momentu přes hnací kolo je použito ještě těsné pero dle ČSN 02 2562.

V klikovém hřídeli na straně pohonu rozvodu je udělán vývrt, pro přivedení tlakového oleje z hlavního čepu do ojnicního pro mazání kluzného ojnicního ložiska.

Axiální zajištění klikového hřídele v klikové skříní je řešeno pomocí dvou axiálně-radiálních kluzných ložisek, o které se opírají nákrůžky na ramenech klikového hřídele.

Ramena včetně hlavních čepů a ojničního čepu na jednom z ramen jsou vykovány z cementační ocele 12 020. Tím se dosáhne pevnosti $650 \div 800$ MPa. Vnější povrch ramen je broušený, pro kontrolu slisování.

Všechny čepy jsou indukčně kaleny do hloubky $3 \div 5$ mm na tvrdost $50 \div 60$ HRC. Kalicí obrazec pod povrchem je volen tak, aby nezasáhl do přechodu čepu do ramene Obr. 3.37. Dále se čepy brousí a leští, přičemž přípustná kuželovitost a ovalita je max. 0,01 mm.



Obr. 3.37 : Kalicí obrazec čepů klikového hřídele [1]

Klikový hřídel je po smontování a nasazení všech jeho součástí (pastorek, matice a těsné pero) vyvážen staticky a dynamicky. Při vyvažování se odvrtává materiál z ramen klikového hřídele na obvodě vyvažovacího protizávaží.

Nutnost vyvažování vyrobené skutečné klikové hřídele je proto, protože při kování dochází z místnímu zhuštění materiálu pod povrchem (nehomogenita) a protože vyrobené rozměry jsou v určité dovolené toleranci.

3.9 Kliková skříň

Kliková skříň motoru této diplomové práce je s vodorovnou dělicí rovinou, která prochází středem hlavních čepů klikového hřídele.

Tuto koncepci jsem zvolil z důvodu použití dělených ložiskových pánví pro uložení klikového hřídele a pro snadnější montáž a případnou demontáž klikového mechanismu.

Demontáž klikového mechanismu včetně převodového mechanismu v případě jejich opravy může být provedena bez nutnosti sundání horní poloviny motoru z motocyklu. Tohle řešení je nejvíce používáno u víceválcových motorů pro motocykly, objevuje se však i u jednoválcových motorů.

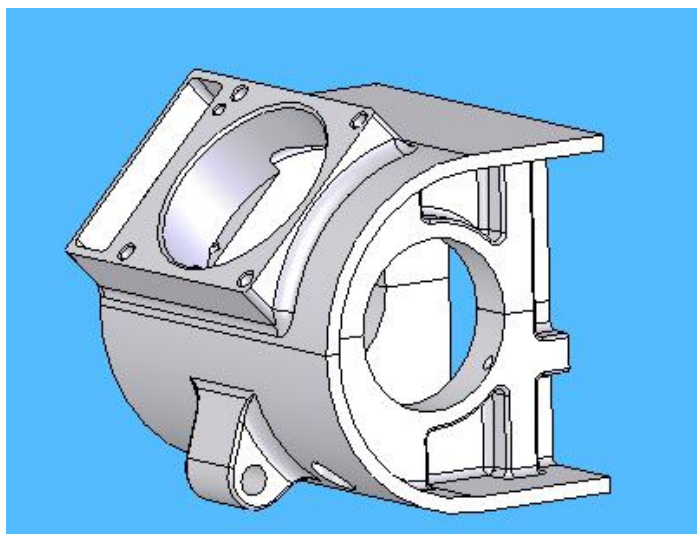
Kliková skříň je složena ze dvou výrobně poměrně jednoduchých částí, které se dají úsporně vyrábět odléváním a jsou k sobě sešroubovány. Na smontovanou klikovou skříň se namontuje (přišroubuje) víko spojky a víko sekundárního převodu (pohon zadního kola motocyklu).

Materiál klikové skříně volím slitinu hliníku, která je lehká a dostatečně pevná.

Dosedací plocha válce je v celku, takže se snadno obrábí a zajišťuje přesné vystředění válce motoru. Průměry pro ložiskové pánve hlavních klikových čepů jsou obráběny ve smontovaném stavu klikové skříně pro zajištění jejich souososti. Zajištění vzájemné polohy obou částí je provedeno kolíky.

Na obvodě obou dílů klikové skříně jsou i upevňovací úchyty motoru. Jeden je umístěn na horním díle v oblasti výstupního konce hřídele převodovky. Ve spodním díle jsou úchyty dva a je zde umístěn i vypouštěcí šroub oleje.

Mezi nevýhody tohoto provedení dělení klikové skříně patří její nerovnoměrné zatížení a již zmiňovaná nutnost zajištění přesné polohy obou částí skříně.



Obr. 3.38 : 3D model klikové skříně s vodorovnou dělicí rovinou

3.10 Těsnění

Jelikož je celý motor složen z několika dílů a je v něm potřeba udržet zásobu oleje a rozvádět jej, je potřeba utěsnit jednotlivé místa motoru, aby nedocházelo k jeho úniku do okolního prostředí.

3.10.1 Rovinné (plošné) těsnění

Je vkládáno pod víka motoru (hlavy válce, spojky, sekundárního převodu), pod válec motoru a do dělicí roviny klikové skříně. Je provedeno z papíru o tloušťce 0,5 mm. Toto těsnění se před montáží potře olejem, aby se zlepšila jeho těsnicí schopnost zvýšenou eliminací nerovností dosedacích ploch.

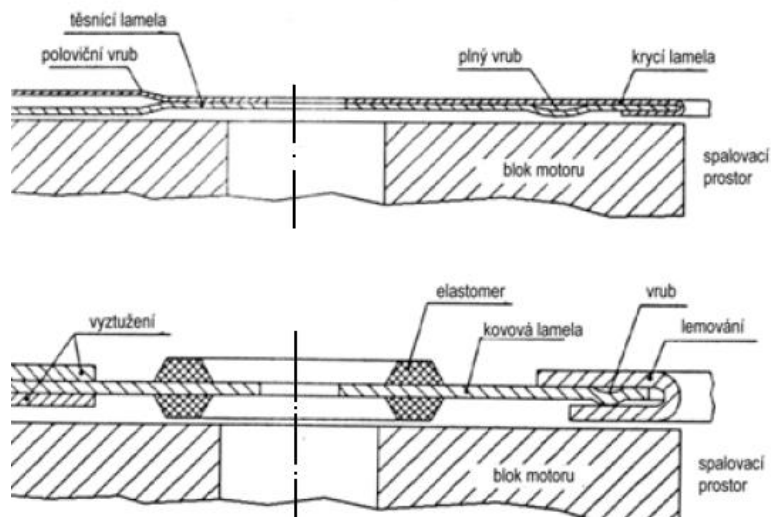
V nouzovém případě lze místo něj použít těsnící hmotu, např. těsnící silikon určený na vyšší teploty), které se na jednotlivých částech motoru pohybují mezi 100 ÷ 150 °C.

3.10.2 Těsnění hlavy válce

Je ze všech těsnění nejdůležitější a jsou na něj kladeny největší nároky, např. tepelná a chemická stálost, plastická přizpůsobivost, co nejlepší těsnost a nesmí docházet k úbytku jeho materiálu.

Těsnící plocha válce, na kterou dosedá hlava válce má mít přesah 0,03 ÷ 0,1 mm. Nastavení toho přesahu a zajištění zabezpečuje tenká měděná nebo hliníková vložka.

U čtyřdobých vzduchem chlazených motorů je potřeba, aby bylo zajištění těsnosti olejového kanálu, kterým se přivádí tlakový olej do hlavy válce. Proto jsou otvory pro průchod oleje v těsnící vložce opatřeny lemováním ze silikonových elastomerů nebo z kovu [1] Obr. 3.39.



Obr. 3.39 : Kovové lamelové těsnění a kovové těsnění s elastomery [1]

Vhodná tloušťka těsnění se volí na základě měření přesahu dna pístu nad dosedací plochou válce motoru. Dle naměřeného přesahu se vybere těsnění ze skupiny pro daný přesah. Počet skupin těsnění je dán výrobcem motoru, obvykle jsou dvě.

Pro zajištění dlouhodobé těsnosti je vedle vlastností použitého těsnění je rozhodující také vytvoření rovnoměrného a dostatečně velkého tlaku ve stykových plochách těsnění.

Toho je dosaženo vhodným počtem uchycujících šroubů případně svorníků a jejich vhodným dotažením.

3.10.3 Těsnění rotačních částí

U motoru této diplomové práce je utěsnění rotačních částí pouze u výstupního konce hřídele z převodovky, na kterém je upevněno řetězové kolo sekundárního převodu. Zadní kolo je tedy poháněno válečkovým řetězem.

Výstupní konec je utěsněn hřídelovým těsněním typu „GP“ dle ČSN 02 9401. Toto hřídelové těsnění je namontováno do výstupů na obou částech klikové skříně ze strany od řetězového kola popisem ven z klikové skříně.

Lze jej tedy vyměnit bez demontáže převodového hřídele po demontáži řetězového kola.

Montáž hřídelového těsnění musí být provedena vhodným nářadím a postupem montáže, aby nedošlo k jeho deformaci, která by vedla k netěsnosti.



Obr. 3.40 : Hřídelové těsnění typu „GP“ [11]

3.11 Ložiska

Pro uložení vačkového hřídele, klikového hřídele v klikové skříni, ojnice na klikovém hřídeli a ojnice na pístním čepu se u čtyřdobých motorů používají kluzná ložiska.

To je umožněno tlakovým cirkulačním mazáním viz. kapitola 3.6 této diplomové práce, které v nich vytváří hydrodynamickou mazací vrstvu. Tato vrstva oleje zabezpečuje nízké opotřebení a vysokou životnost ložiska. Dále se vyznačuje omezením přenosu vibrací a tedy i nízkou úroveň hluku motoru.

3.11.1 Vačkového hřídele

Vačkový hřídel je kluzně uložen přímo v materiálu hlavy válce. Tudíž není potřeba vkládané a dělené ložiskové pánve. Do míst uložení vačkového hřídele je přiveden tlakový olej skrz vývrty ve válci a hlavě motoru.

Tohle řešení je možné u motorů s malými výkony a lze se s ním setkat v praxi.

3.11.2 Hlavních čepů a ojnicního čepu klikového hřídele

Zde jsem již použil tenké ocelové ložiskové pánve o tloušťce 1 mm. Skládají se z nosiče (ocel) a nanesené základní vrstvy ložiskového kovu tzv. výstelka.

Materiál výstelky např. AlSn_6CuNi má vhodné kluzné vlastnosti. Někdy se může objevit i záběhová vrstvička $\text{PbSn}_{18}\text{Cu}_2$ která usnadňuje záběh ložiska. [2]

Ložiskové pánve obsahují drážku pro rozvod oleje a otvor pro jeho přívod. V drážce zůstává po vypnutí motoru část oleje, která je potřebná při opětovném rozběhu, aby při startu motoru nedocházelo k výraznému opotřebení.

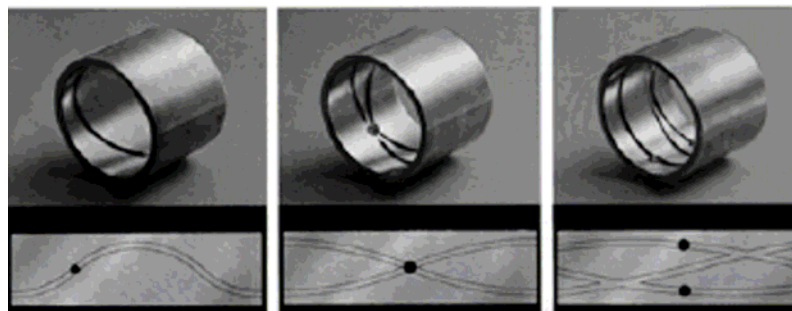
Ložiska klikového hřídele jsou radiálně-axiální, aby byla vymezena jeho axiální poloha v klikové skříni. Do nich se opírají nákržky na ramenech klikového hřídele.

3.11.3 Pístního čepu

Jako kluzné ložisko plovoucího pístního čepu u motoru této diplomové práce, které je v horním (menším) oku ojnice jsem použil ložiskové pouzdro z bronzu na bázi Pb-Sn.

Olovo zlepšuje vlastnosti ložiska při suchém tření. Tomuto stavu se přibližuje start studeného motoru.

V pouzdra jsou provedeny rozváděcí drážky Obr. 3.41, kterými se pohybuje olej. Ten je do pouzdra přiváděn nasáváním z akumulčního otvoru v oku ojnice.



Obr. 3.42 : Typy rozváděcích drážek v pouzdech [11]

Polotovar pouzdra je nalisováno do oka ojnice a až poté je vystružen jeho vnitřní otvor na požadovaný průměr.

4. Parametry motoru

Jde o reprezentující parametry motoru, které jsou obecně známé a umožňují obecný náhled na vlastnosti motoru. Vycházím ze zadaných parametrů, ze kterých pomocí zvolených parametrů zjistím vypočítám doplňující parametry motoru.

4.1 Zadané parametry

Zdvihový objem válce $V_Z = 80 \text{ cm}^3$
 Počet válců..... $i = 1 [-]$
 Taktnost $\tau = 0,5 [-]$ (čtyřdobý motor)

4.2 Zvolené parametry

Protože se jedná o motocyklový motor, jmenovité otáčky motoru „n“ jsou poměrně vysoké, avšak ne tolik, jako jmenovité otáčky motorů pro větší motocykly. Jde o čtyřdobý benzínový motor, který není přeplňován. Volím :

Jmenovité otáčky $n = 10\,000 \text{ min}^{-1}$
 Střední efektivní tlak $p_e = 1 \text{ MPa}$
 Kompresní poměr $\varepsilon = 9,7 [-]$
 Zdvihový poměr $k = 0,95 [-]$

4.3 Doplnující parametry

4.3.1 Efektivní výkon

Stanoví se dle vstupních parametrů dle vztahu : $P_e = p_e \cdot V_z \cdot n \cdot \tau \cdot i$ [W] (1)

Vstupní hodnoty : $p_e = 1 \cdot 10^6$ Pa
 $V_z = 0,000\ 08$ m³
 $n = 10\ 000$ min⁻¹
 $\tau = 0,5$ [-]
 $i = 1$ [-]

Výsledný efektivní výkon : $P_e = 6,667$ kW

4.3.2 Litrový výkon

Stanoví se z efektivního výkonu a zadaných parametrů dle vztahu :

$$P_L = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \quad [\text{W}] \quad (2)$$

Vstupní hodnoty : $P_e = 6\ 667$ W
 $V_z = 0,000\ 08$ m³
 $i = 1$ [-]

Výsledný litrový výkon : $P_L = 83,333$ kW

4.3.3 Vrtání válce (jmenovitý průměr pístu)

Velikost vrtání válce :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} \quad [\text{m}] \quad (3)$$

Vstupní hodnoty : $V_z = 0,000\ 08$ m³
 $\pi = 3,14$ [-]
 $k = 0,95$ [-]

Výsledné vrtání válce : $D = 47,507$ mm

Dle normalizovaných rozměrů pístních kroužků volím vrtání válce $D = 47,5$ mm.

4.3.4 Zdiv pístu

Dopočítá se, ze zdvihového poměru a vypočteného vrtání válce, což je současně průměr pístu.

Zdvih pístu :

$$Z = k \cdot D \quad [\text{m}] \quad (4)$$

Vstupní hodnoty : $k = 0,95$ [-]
 $D = 47,5$ mm

Výsledný zdvih pístu je $Z = 45,125$ mm, jde tedy o motor podčtvercový, protože vrtání válce je větší jak zdvih pístu.

4.3.5 Střední pístová rychlost

Musí se zkontrolovat, protože současné materiály pístů neumožňují větší střední pístovou rychlost, než je $25 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$. Při překročení by došlo k roztržení pístu a následné poruše motoru.

Střední pístová rychlost se vypočte ze vztahu : $c_s = 2 \cdot Z \cdot n$ [$\text{m}\cdot\text{sec}^{-1}$] (5)

Vstupní hodnoty : $Z = 0,045125 \text{ m}$
 $n = 165,667 \text{ sec}^{-1}$

Výsledná střední pístová rychlost : $c_s = 15,042 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$

Zhodnocení velikosti střední pístové rychlosti : VYHOVUJE.

5. Návrhové rozměry dílů klikového mechanismu

V této kapitole jsou uvedeny navržené rozměry jednotlivých dílů mechanismu, se kterými se bude dále počítat. Ty jsou navrženy dle empirických vztahů uvedených v literatuře [1] získaných praxí v konstrukci motorů.

Ze zvolených rozměrů jsem vytvořil 3D modely všech dílů v programu Solidworks 2005 a přiřadil jim hustotu odpovídajícího materiálu. Následně jsem tedy mohl pomocí tohoto softwaru vyčíst jejich hmotnosti a momenty setrvačnosti potřebné k dalším výpočtům.

5.1 Rozměry pístu

Průměr pístu.....	$D = 47,5 \text{ mm}$
Výška pístu	$H_p = 40 \text{ mm}$
Kompresní výška pístu	$H_k = 22 \text{ mm}$
Výška pláště pístu.....	$H_{pl} = 30,5 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep	$H_O = 19 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi drážkami pojistných kroužků.....	$H_C = 40,5 \text{ mm}$
Průměr díry pro pístní čep	$D_{pc} = 14 \text{ mm}$
Tloušťka dna pístu	$\delta = 4,85 \text{ mm}$
Tloušťka stěny pístu	$t_l = 1,425 \text{ mm}$
Výška prvního můstku.....	$H_{m1} = 3 \text{ mm}$
Výška druhého můstku	$H_{m2} = 1,5 \text{ mm}$
Šířka drážky pro těsnicí kroužek	$H_{tk} = 2 \text{ mm}$
Šířka drážky pro stírací kroužek.....	$H_{sk} = 3 \text{ mm}$
Počet otvorů pro odvod oleje.....	$O_t = 4$
Průměr otvorů pro odvod oleje.....	$P_{ot} = 2 \text{ mm}$

5.1.1 Drážky pro pístní kroužky

Vnitřní průměr drážek v pístu pro pístní kroužky vychází z průměrů samotných kroužků v zamontovaném stavu a dodržení minimální radiální vůle. Pro vnitřní průměr válce $D = 47,5$ mm jsou použity těsnicí pístní kroužky o rozměrech v zamontovaném stavu :

Vnější průměr kroužku $D_R = D = 47,5$ mm

Vnitřní průměr kroužku $d_R = 43,5$ mm

Šířka pístního kroužku tedy je : $a = 2$ mm. Minimální radiální vůle je vyžadována 0,6 mm. Potom tedy bude :

Vnitřní průměr drážky pro těsnící kroužek $d_N = 42,3$ mm

Vnitřní poloměr drážky pro těsnící kroužek $r = 0,3$ mm

Podle normy DIN 70 910 je výška těsnícího pístního kroužku pro pravoúhlé provedení vyráběna v toleranci $-0,010$ až $-0,022$ mm. Šířka drážky je vyráběna v šířce tolerančního pole $+0,015$ až $+0,050$ mm. Toleranci šířky drážky pístních kroužku pro píst mého motoru volím $+0,030$ až $+0,050$ mm. Potom tedy bude :

Maximální axiální vůle $V_{amax} = 0,072$ mm

Minimální axiální vůle $V_{amin} = 0,040$ mm

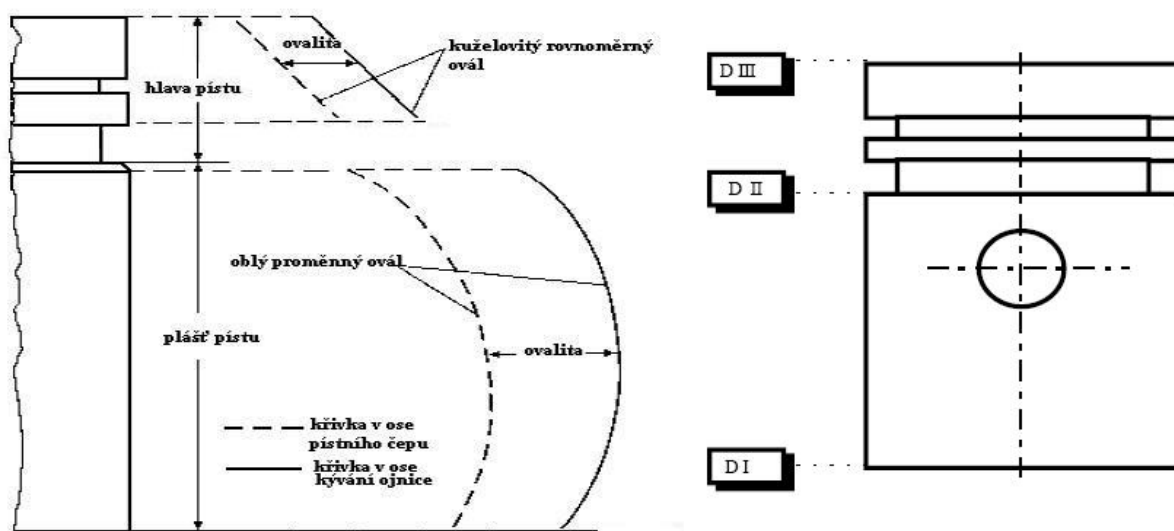
Dno pístu je rovné a plášť pístu je dostatečně odlehčen viz. Obr. 3.42, aby se dosáhlo nízké hmotnosti pístu a tudíž menších setrvačných sil.

5.1.2 Boční křivka pístu

Vlivem ohřevu se píst během chodu motoru v závislosti na soustředěné hmotě nerovnoměrně roztahuje. Aby nedošlo k jeho zadření ve válci, musí být jeho boční profil vhodně tvarován.

Vůle při studeném pístu jsou u použitého jednodokovového pístu větší, než kdyby byl píst vyztužen ocelovým kroužkem v případě bimetalického pístu.

Nejvhodnější tvar boční křivky pístu je možno stanovit experimentálním měřením. Avšak lze již předem přizpůsobit jeho tvar podle již známých provedení. Tzv. hlava pístu má kuželovitý tvar a plášť pístu má tvar proměnného oblého oválu Obr. 5.1.



Obr. 5.1 : Boční křivka a průměry pístu [1]

Průměry pístu v místech I, II a III se vypočítají ze jmenovitého průměru pístu zmenšením o příslušnou vůli. Vztahy pro jejich výpočet :

$$D_I = D - v_I \quad [\text{m}] \quad (6)$$

$$D_{II} = D - v_{II} \quad [\text{m}] \quad (7)$$

$$D_{III} = D - v_{III} \quad [\text{m}] \quad (8)$$

Vstupní hodnoty : $D = 47,5 \text{ mm}$
 $v_I = 0,05 \text{ mm}$
 $v_{II} = 0,11 \text{ mm}$
 $v_{III} = 0,25 \text{ mm}$

Výsledné průměry pístu motoru této diplomové práce v daných místech jsou $D_I = 47,45 \text{ mm}$, $D_{II} = 47,39 \text{ mm}$ a $D_{III} = 47,25 \text{ mm}$.

5.2 Rozměry ojnice

Střední šířka dříku ojnice.....	$T_o = 16 \text{ mm}$
Vnitřní tloušťka dříku ojnice	$t_o = 4 \text{ mm}$
Vnější tloušťka dříku ojnice	$t_{o1} = 8 \text{ mm}$
Délka ojnice.....	$l_o = 65 \text{ mm}$
Vnitřní průměr horního oka.....	$D_{H1} = 14 \text{ mm}$
Vnější průměr horního oka.....	$D_{H2} = 21 \text{ mm}$
Vnitřní průměr dolního oka	$D_{D1} = 28 \text{ mm}$
Vnější průměr dolního oka	$D_{D2} = 35 \text{ mm}$
Šířka horního oka	$H_H = 17 \text{ mm}$
Šířka dolního oka.....	$H_D = 20 \text{ mm}$
Hmotnost ojnice.....	$m_o = 0,0943 \text{ kg}$

Ojnice má odlehčený dřík a obsahuje akumulární otvor v horním oku viz. Obr. 3.49.

5.3 Rozměry klikového hřídele

Vnější průměr hlavního čepu.....	$d_2 = 30 \text{ mm}$
Šířka hlavního čepu	$b_2 = 18 \text{ mm}$
Vnější průměr ojnicního čepu	$d_1 = 30 \text{ mm}$
Šířka ojnicního čepu	$b_1 = 20 \text{ mm}$
Šířka ramene	$b_3 = 9 \text{ mm}$
Osazení hlavních čepů	$O_{KH} = 0,4 \text{ mm}$
Průměr mazacího kanálu	$d = 3 \text{ mm}$
Odklon osy mazacího otvoru.....	$\gamma_{MO} = 45^\circ$

Model klikového hřídele s jeho konstrukčními prvky je uveden na Obr. 3.50.

6. Kinematika klikového mechanismu

Kinematika tohoto mechanismu je potřebná pro následné návrhové a pevnostní výpočty jednotlivý dílů celého motoru. Dále se z ní stanoví výstupní kroutící moment.

6.1 Dráha, rychlost a zrychlení pístu

6.1.1 Dráha pístu

Dráha pístu je popsána nekonečnou řadou, ale pokud vyloučím členy třetího a vyššího řádu jejichž vliv je již zanedbatelný, dostanu rovnici (9) funkce dráhy pístu na úhlu natočení klikové hřídele. Rovnice dráhy pístu obsahuje harmonické složky prvního (10) a druhého řádu (11), jejichž amplitudy jsou S_1 a S_2 [m].

$$s(\alpha) = r_k \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda_o}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right] \quad [\text{m}] \quad (9)$$

$$s_1(\alpha) = r_k \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad [\text{m}] \quad (10)$$

$$s_2(\alpha) = r_k \cdot \frac{\lambda_o}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \quad [\text{m}] \quad (11)$$

$$\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} \quad [-] \quad (12)$$

Vstupní hodnoty : $r_k = 22,563 \text{ mm}$
 $\alpha = 0 \div 360^\circ$
 $l_o = 65 \text{ mm}$
 $\lambda_o = 0,347 [-]$

Výsledný průběh dráhy pístu „s“ včetně harmonických složek „s₁“ a „s₂“ je na grafu Graf 6.1.



Graf 6.1 : Průběh dráhy pístu a její harmonických složek

Maximální dráha pístu je rovna vypočtenému zdvihu pístu $Z = 45,125 \text{ mm}$ při $\alpha_{\text{smax}} = 180^\circ$.

Amplitudy harmonických složek jsou $S_1 = 22,563 \text{ mm}$ a $S_2 = 1,958 \text{ mm}$

6.1.2 Rychlost pístu

Rychlost pístu je časová derivace jeho dráhy (9). Po derivaci dostanu rovnici funkce rychlosti pístu na úhlu natočení klikové hřídele (13). Rovnice rychlosti pístu obsahuje harmonické složky prvního (14) a druhého řádu (15) s amplitudami V_1 a V_2 [m·sec⁻¹].

$$v(\alpha) = \omega_{\max} \cdot r_k \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda_o}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \quad [\text{m} \cdot \text{sec}^{-1}] \quad (13)$$

$$v_1(\alpha) = r_k \cdot \omega_{\max} \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{sec}^{-1}] \quad (14)$$

$$v_2(\alpha) = r_k \cdot \omega_{\max} \cdot \frac{\lambda_o}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{sec}^{-1}] \quad (15)$$

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{sec}^{-1}] \quad (16)$$

Vstupní hodnoty : $\alpha = 0 \div 360^\circ$

$$\omega_{\max} = 1\,047,198 \text{ sec}^{-1}$$

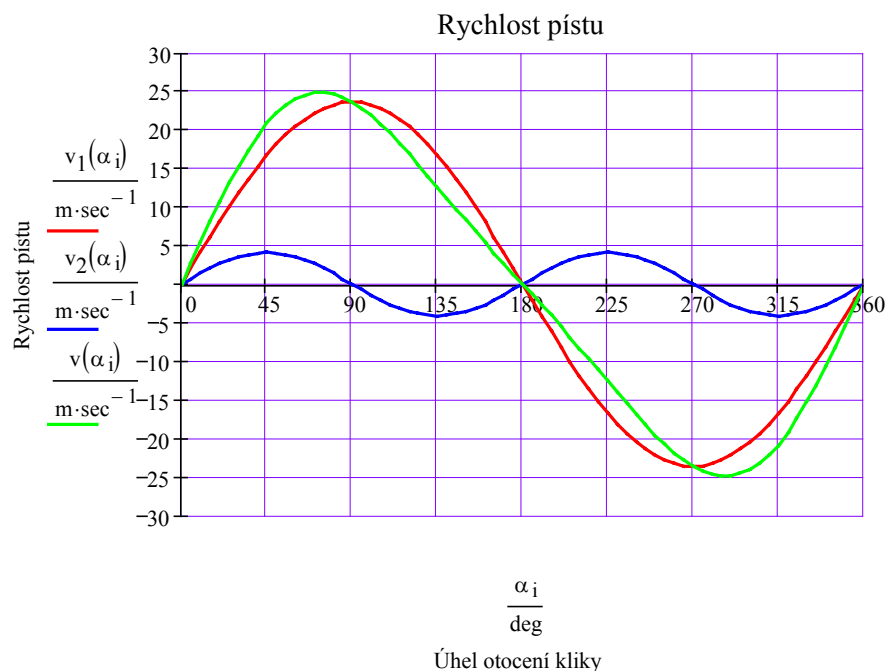
$$r_k = 22,563 \text{ mm}$$

$$n = 166,667 \text{ sec}^{-1}$$

$$\lambda_o = 0,347 [-]$$

$$\pi = 3,14 [-]$$

Průběh rychlosti pístu „v“ včetně harmonických složek „v₁“ a „v₂“ je na grafu Graf 6.2.



Graf 6.2 : Průběh rychlosti pístu a její harmonických složek

Maximální rychlost pístu je $v_{\max} = 24,838 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$ při $\alpha_{v\max1} = 70^\circ$ a $\alpha_{v\max2} = 290^\circ$.

Amplitudy harmonických složek jsou :

$$V_1 = 23,627 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$$

$$V_2 = 4,101 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-1}$$

6.1.3 Zrychlení pístu

Zrychlení pístu je derivace podle času jeho rychlosti (13). Po derivaci dostanu rovnici funkce zrychlení pístu na úhlu natočení klikové hřídele (17). Rovnice zrychlení pístu obsahuje harmonické složky prvního (18) a druhého řádu (19) s amplitudami A_1 a A_2 [$\text{m}\cdot\text{sec}^{-2}$].

$$a(\alpha) = r_k \cdot \omega_{\max}^2 (\cos(\alpha) + \lambda_o \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad [\text{m}\cdot\text{sec}^{-2}] \quad (17)$$

$$a_1(\alpha) = r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{m}\cdot\text{sec}^{-2}] \quad (18)$$

$$a_2(\alpha) = r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \lambda_o \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m}\cdot\text{sec}^{-2}] \quad (19)$$

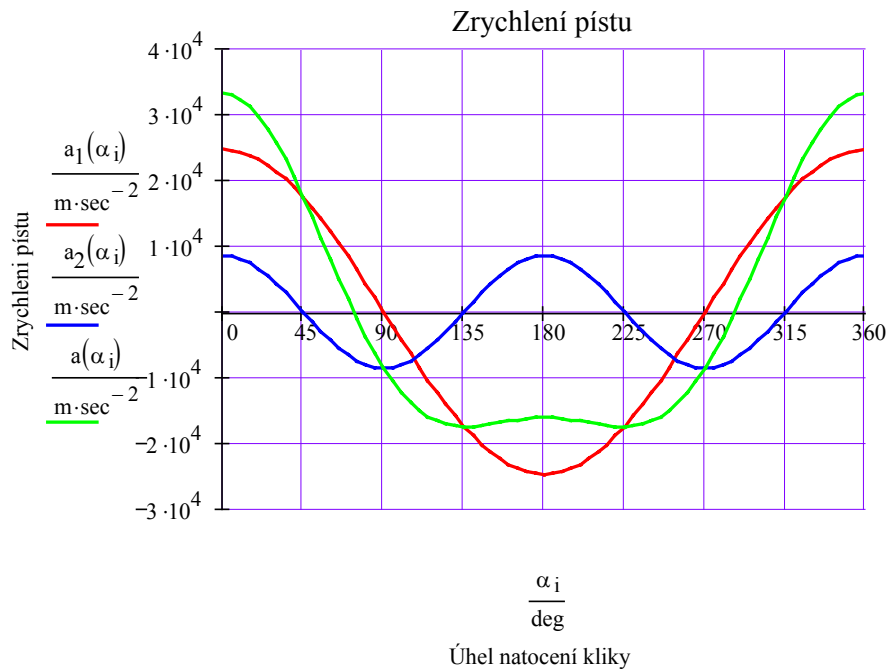
Vstupní hodnoty : $\alpha = 0 \div 360^\circ$

$$\omega_{\max} = 1\,047,198 \text{ sec}^{-1}$$

$$r_k = 22,563 \text{ mm}$$

$$\lambda_o = 0,347 [-]$$

Průběh zrychlení pístu „a“ včetně harmonických složek „a₁“ a „a₂“ je na grafu Graf 6.3.



Graf 6.3 : Průběh zrychlení pístu a jeho harmonických složek

Maximální zrychlení pístu je $a_{\max} = 33\,333 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-2}$ při $\alpha_{\max 1} = 0^\circ$ a $\alpha_{\max 2} = 360^\circ$.

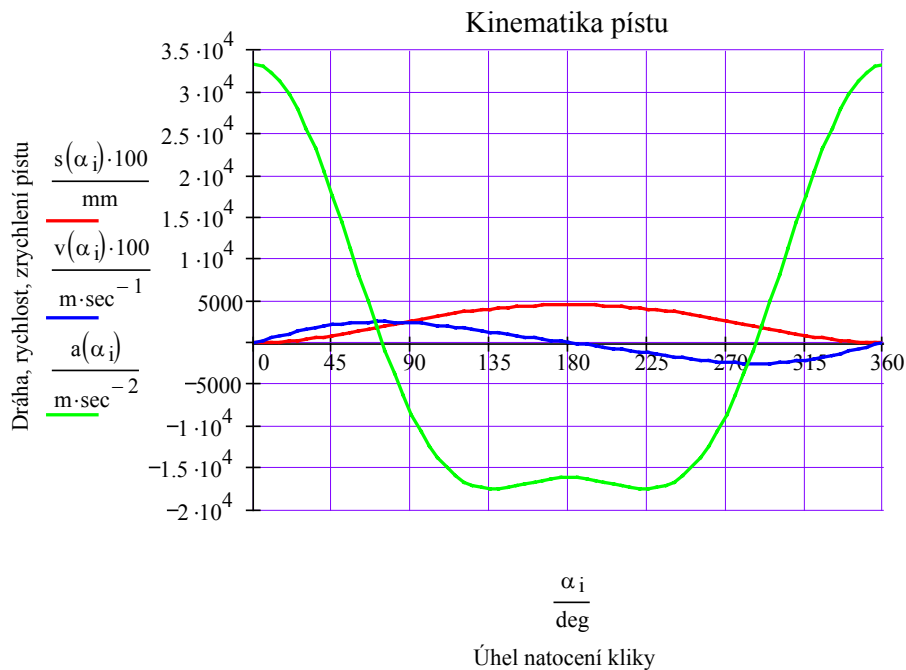
Amplitudy harmonických složek jsou :

$$A_1 = 24\,742,55 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-2}$$

$$A_2 = 8\,588,52 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-2}$$

Výsledná kinematika pístu :

Píst koná přímočarý vratný ohyb s následujícími hodnotami dráhy, rychlosti a zrychlení uvedenými v grafu Graf 6.4.



Graf 6.4 : Dráha, rychlost a zrychlení pístu

6.2 Redukce ojnice do hmotných bodů

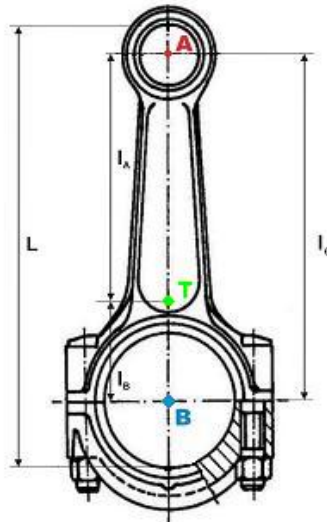
Je to redukce hmotnosti ojnice do její významných bodů, pro které lze jednoznačně určit druh pohybu a vypočítat tedy, vzniklé silové účinky.

Mezi významné body patří bod „A“ na horním oku ojnice, těžiště ojnice „T“ a bod „B“ na dolním oku ojnice Obr. 6.1.

Proto se mluví o tzv. tříbodové redukci. Pro výpočet silových účinků na klikovém mechanismu postačuje redukce hmotnosti do bodů „A“ a „B“, proto dostačuje tzv. dvojbodová redukce.

Ta se získá převodem z tříbodové redukce ojnice.

6.2.1 Třibodová redukce



Obr. 6.1 : Významné body ojnice

Obecný popis redukce tělesa :

Těleso libovolného tvaru lze nahradit soustavou pevně spojených hmotných bodů. Jejich velikost i poloha musí být taková, aby statické i dynamické účinky této náhradní soustavy byly rovnocenné účinkům původního tělesa. Proto musí být zachovány 3 základní podmínky :

- ❖ Součet hmotností náhradní soustavy musí být roven hmotnosti nahrazovaného tělesa
- ❖ Těžiště náhradní soustavy musí souhlasit s těžištěm nahrazovaného tělesa
- ❖ Hmotnostní moment setrvačnosti náhradního systému k ose jdoucí těžištěm se musí rovnat hmotnostnímu momentu setrvačnosti nahrazovaného tělesa k téže ose

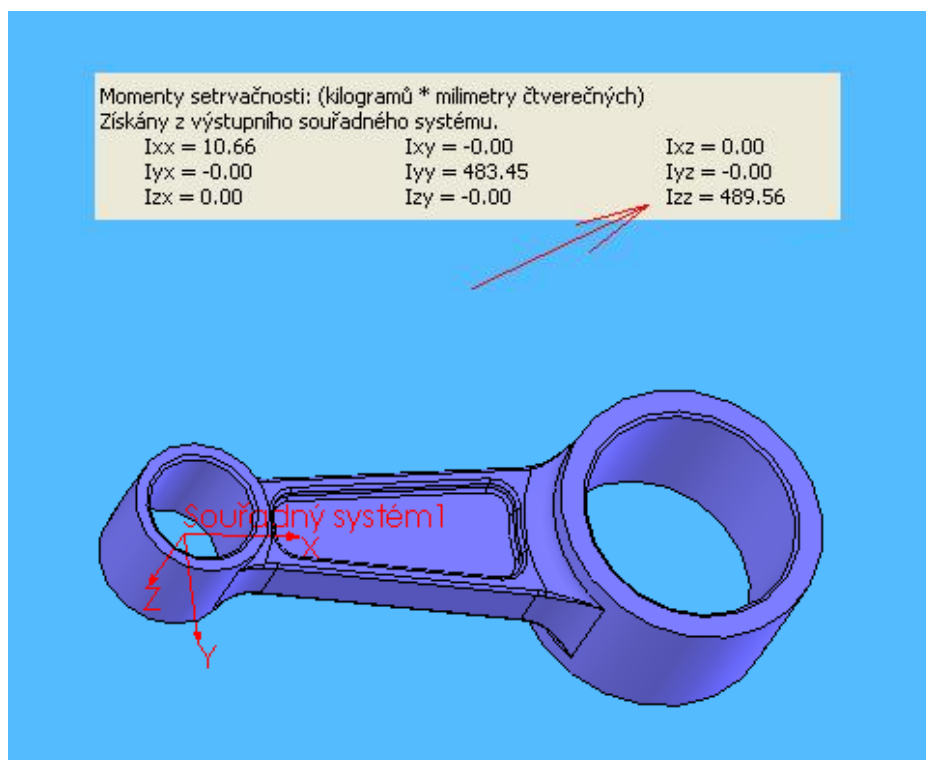
Podmínky redukce ojnice do třech hmotných bodů číselně :

$$m_A + m_B + m_T = m_0 \quad [\text{kg}] \quad (20)$$

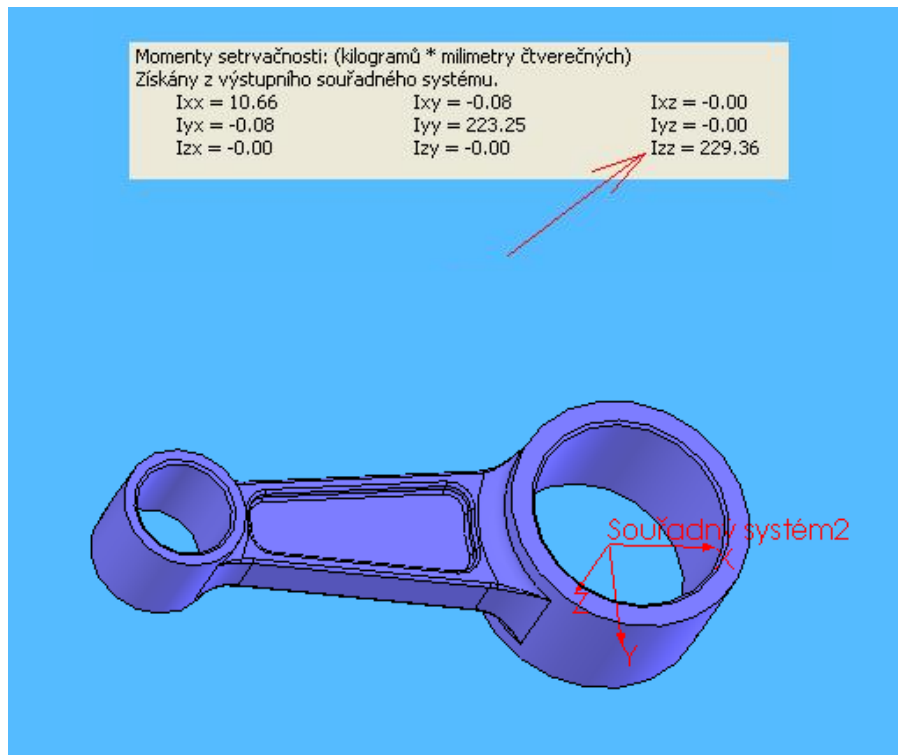
$$m_A \cdot l_A = m_B \cdot l_B \quad [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad (21)$$

$$m_A \cdot l_A^2 + m_B \cdot l_B^2 = J_T \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (22)$$

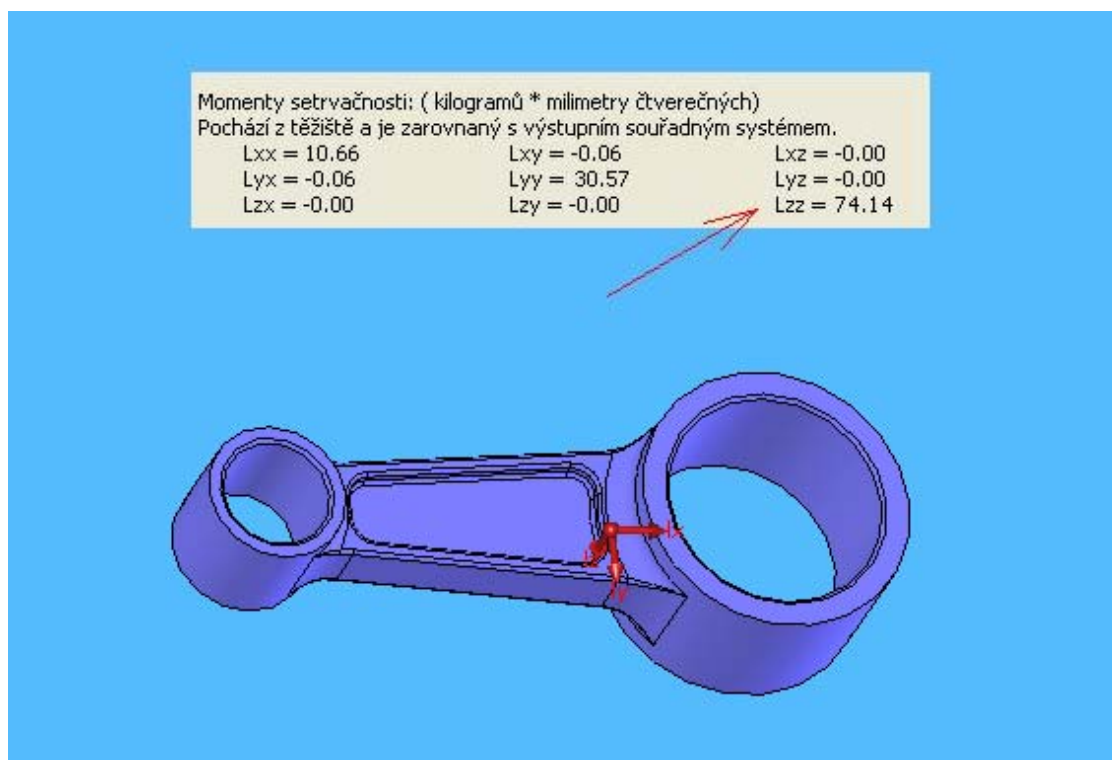
Pro výpočet redukovaných hmotností jsem nejprve zjistil momenty setrvačnosti k jednotlivým bodům „A“, „B“ a „T“ u 3D modelu ojnice s přiřazenou hustotou pro materiál ojnice – ocel.



Obr. 6.2 : Moment setrvačnosti 3D modelu ojnice v bodě „A“



Obr. 6.3 : Moment setrvačnosti 3D modelu ojnice v bodě „B“



Obr. 6.4 : Moment setrvačnosti 3D modelu ojnice v bodě „T“ (těžiště)

Zjištěné setrvačné momenty ojnice :

Bod A..... $J_A = 489,56 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$

Bod T (těžiště)..... $J_T = 74,14 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$

Bod B..... $J_B = 229,36 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$

Tyto hodnoty jsem dosadil do upravených vztahů pro výpočet redukovaných hmotností :

$$m_B = \frac{J_T}{l_B^2 + l_B \cdot l_A} \quad [\text{kg}] \quad (23)$$

$$m_A = \frac{m_B \cdot l_B}{l_A} \quad [\text{kg}] \quad (24)$$

$$m_T = m_O - (m_A + m_B) \quad [\text{kg}] \quad (25)$$

Vstupní hodnoty : $l_B = 17,63 \text{ mm}$
 $l_A = 47,37 \text{ mm}$
 $m_O = 94,3 \text{ g}$

Výsledky redukováných hmotností tříbodové redukce :

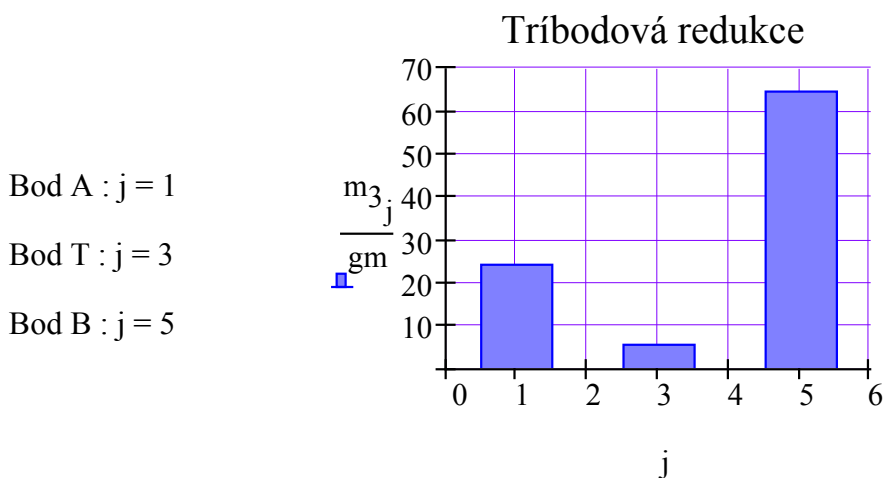
Bod A..... $m_A = 24,079$ g

Bod T (těžiště)..... $m_T = 5,524$ g

Bod B..... $m_B = 64,697$ g

Kdyby se v těžišti ojnice objevila záporná hmotnost, nejde o chybu. Záporné znaménko jen značí opačný směr setrvačných sil a tudíž směr deformace, než by logicky dle zatížení ojnice vycházelo.

Rozložení tří redukováných hmotností ojnice je uvedeno v grafu Graf 6.7.



Graf 6.5 : Rozložení redukováných hmotností ojnice do třech hmotných bodů

6.2.2 Dvojbodová redukce

Pro získání dvojbodové redukce z tříbodové se používá Steinerovy věty. Ta umožňuje vypočítat moment setrvačnosti tělesa rotujícího kolem osy, která neprochází jeho těžištěm.

Je tak například možné vypočítat moment setrvačnosti tělesa složeného z několika základních těles, stačí znát momenty setrvačnosti jednotlivých těles a vzdálenost jejich těžišť od těžiště složeného tělesa.

Steinerova věta :

Za předpokladu, že „ J_T “ představuje moment setrvačnosti tělesa k ose procházející těžištěm, m hmotnost tělesa a „ r_T “ vzdálenost osy rotace od těžiště, potom moment setrvačnosti „ J “ k dané ose je :

$$J = J_T + m \cdot r_T^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (26)$$

Přepočítání tříbodové redukce do dvou hmotných bodů číselně :

$$m_{A.2b} = m_A + m_T \cdot \frac{l_B}{l_0} \quad [\text{kg}] \quad (37)$$

$$m_{B.2b} = m_B + m_T \cdot \frac{l_A}{l_0} \quad [\text{kg}] \quad (28)$$

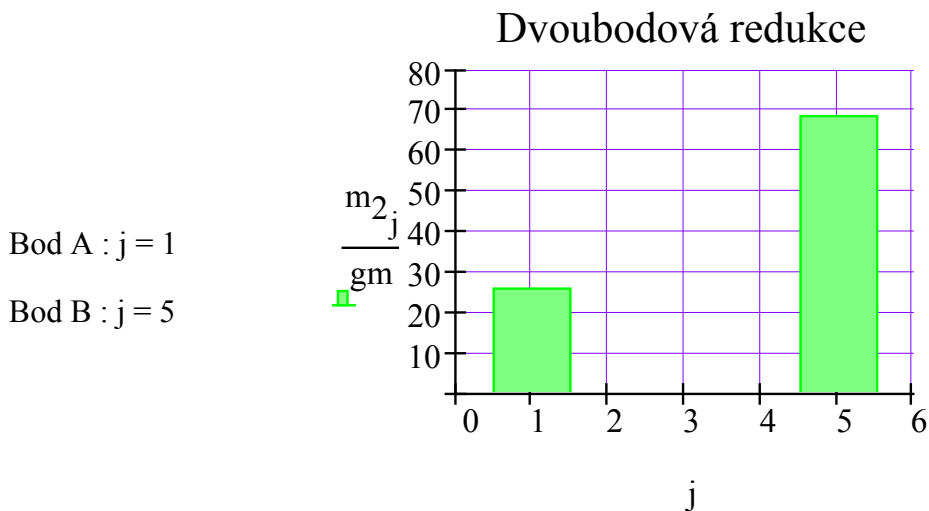
Výsledky dvojbodové redukce :

Bod A..... $m_A = 25,577 \text{ g}$

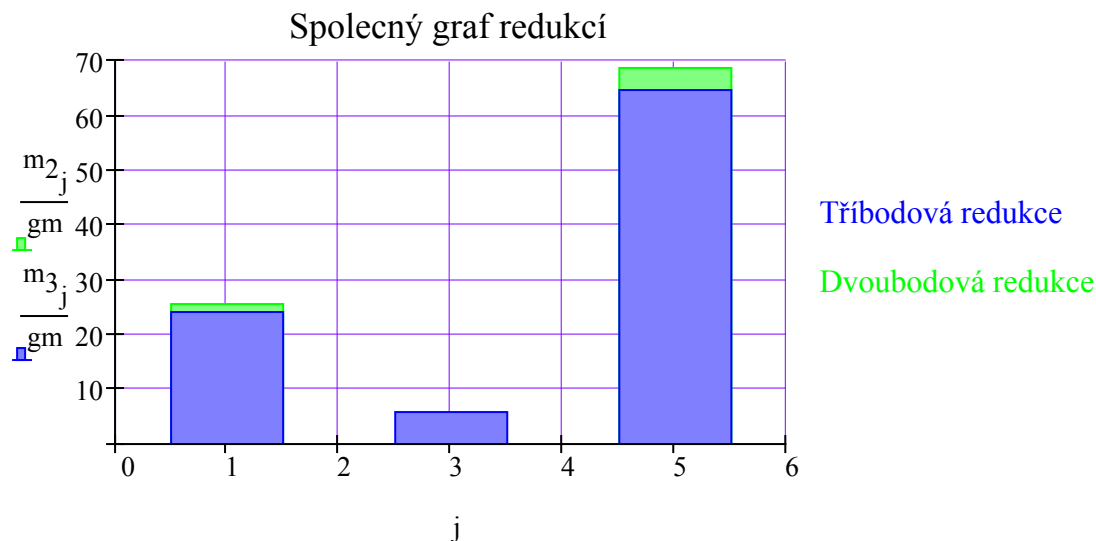
Bod B..... $m_B = 68,723 \text{ g}$

Lze vidět, že hmotnost v bodech „A“ a „B“ mírně narostla. Rozdělila se mezi ně hmotnost v těžišti „ m_T “ ze tříbodové redukce v poměru jejich vzdáleností od těžiště „ T “.

Rozložení dvou redukovaných hmotností ojnice je uvedeno v grafu Graf 8.



Graf 6.6 : Rozložení redukovaných hmotností ojnice do dvou hmotných bodů

Porovnání výsledků třibodové a dvojbodové redukce :

Graf 6.7 : Porovnání redukovaných hmotností ojnice

6.3 Diagram tlaku a objemu ve válci

Jde o charakteristické diagramy motoru, které se získávají měřením skutečných motorů v případě diagramu tlaku a výpočtem v případě diagramu objemu. Oba jsou vztaženy na okamžité natočení klikové hřídele.

6.3.1 Tlak ve válci

V technické mluvě se uvádí jako „p- α “ diagram, nebo tzv. indikátorový diagram. Ukazuje průběh tlaku pracovní látky nad pístem, který vzniká z tepelné energie paliva. Pokud se zavádí do návrhových výpočtů motoru, použije se tento průběh z jiného, již vyrobeného motoru podobných parametrů a konstrukce.

Po vyrobení nového motoru je jeho skutečný „p- α “ diagram měří na zkušebně a zpětně dodává do výpočtů.

Do spalovacího prostoru vstupuje atmosférický tlak vzduchu, jelikož motor této diplomové práce není přeplňovaný, je tedy tzv. atmosférický. V sacím zdvihu pístu dojde k mírnému podtlaku a po otevření sacího ventilu dojde k nasátí vzduchu s palivem.

V kompresním zdvihu je tato směs stlačována a těsně před horní úvratí pístu zapálena zapalovací svíčkou. Velikost úhlu natočení klikové hřídele před horní úvratí, kdy dojde k zapálení směsy je tzv. předstih.

V expanzním zdvihu dochází k expanzi pracovní látky vlivem hoření a jejímu působení na píst. Píst se pohybuje dolů a tlak ve válci klesá. V určitém okamžiku je otevřen výfukový ventil a spaliny odcházejí s velkým přetlakem do výfukového kanálu.

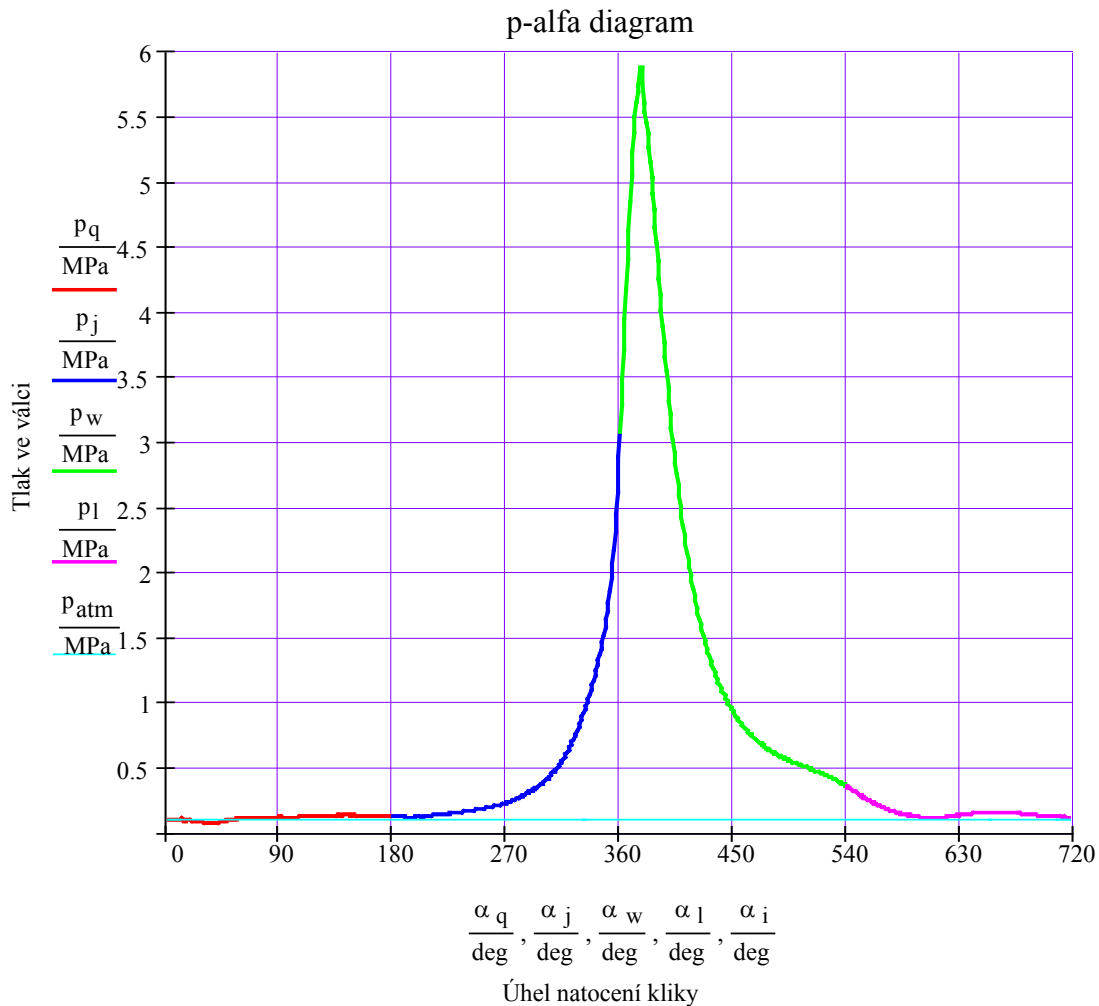
Navíc jsou vytlačovány pohybem pístu, který se vrací zpět do horní úvratě. Výfukový ventil následně uzavře výfukový kanál a celý cyklus se opakuje.

Pro návrh motoru jsem použil indikátorový diagram obdobného čtyřdobého motoru, s hodnotou efektivního tlaku $p_e = 1$ MPa. Jeho průběh je uveden v grafu Graf 6.5.

Teoretické hodnoty natočení klikové hřídele jednotlivých fází motoru :

Sání 0 – 180 °
 Komprese 180 – 360 °
 Expanze 360 – 540 °
 Výfuk 540 – 720 °

Jde pouze o teoretické hodnoty, pro bližší náhled na fáze motoru. Skutečné hodnoty se liší o doby, kdy je sací ventil otevřen dřív, výfukový ventil zavřen později. To se provádí za účelem lepší výměny náplně motoru, což je potřeba pro lepší průběh hoření nové směsi, tím na průběh výkonu motoru a exhalace výfukových spalin.



Graf 6.8 : „p- α “ diagram obdobného motoru

Maximální spalovací tlak ve válci je $p_{\text{max}} = 5,877$ MPa při $\alpha_{\text{pmax}} = 376^\circ$.

6.3.2 Objem spalovacího prostoru nad pístem

Ukazuje okamžitý objem spalovacího prostoru, který je nad pístem na tlaku pracovní látky při daném objemu. V technické mluvě se uvádí jako „p-V“ diagram. Stanoví se ze vztahů :

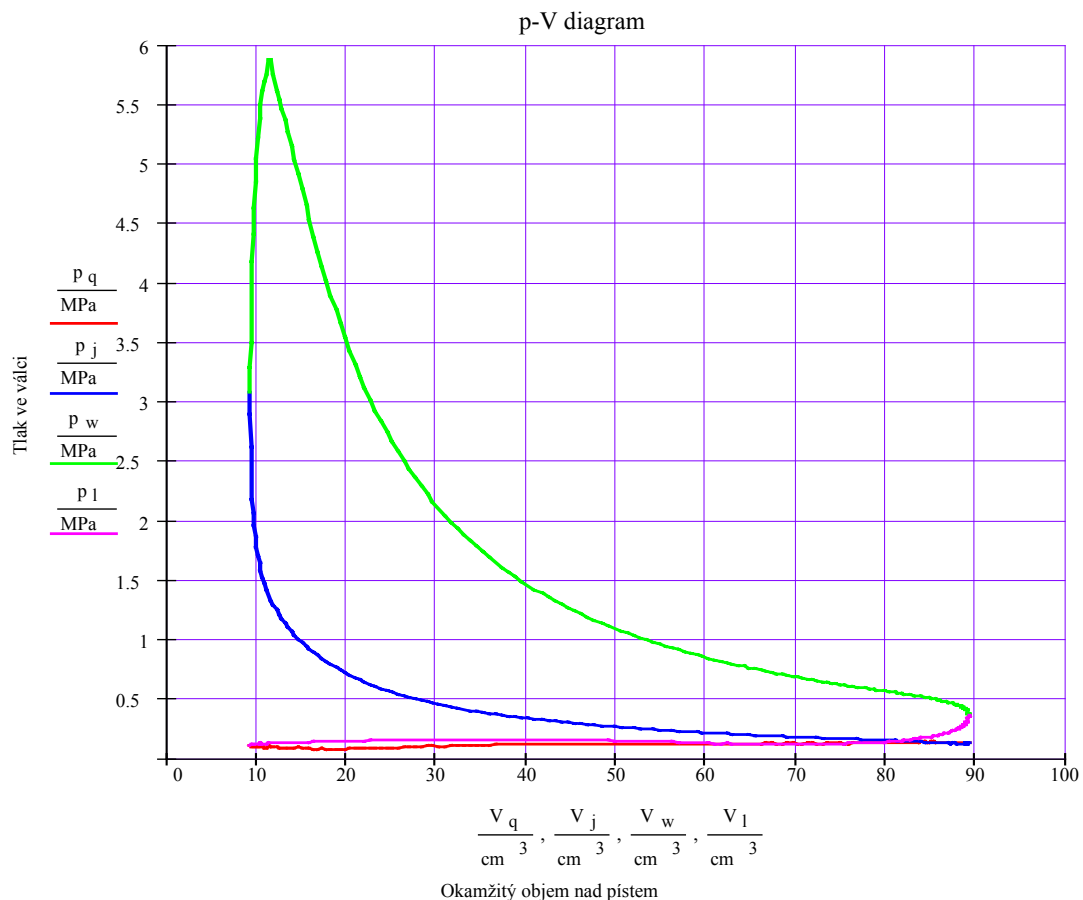
$$V_i = V_k + S_{\text{pist}} \cdot s(\alpha_i) \quad [\text{m}^3] \quad (29)$$

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad [\text{m}^3] \quad (30)$$

$$S_{\text{pist}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (31)$$

Vstupní hodnoty : $V_z = 0,000\ 08\ \text{m}^3$
 $V_k = 9,191\ \text{cm}^3$
 $\varepsilon = 9,7\ [-]$
 $\pi = 3,14\ [-]$
 $D = 0,047\ 5\ \text{m}$
 $S_{\text{pist}} = 0,001\ 772\ 1\ \text{m}^2$
 $s = f_{ce}(\alpha)\ [\text{mm}]$
 $\alpha = 0 \div 360^\circ$

Výsledný průběh okamžitého objemu spalovacího prostoru je uveden v grafu Graf 6.6.



Graf 6.9 : Průběh okamžitého objemu a tlaku spalovacího prostoru motoru

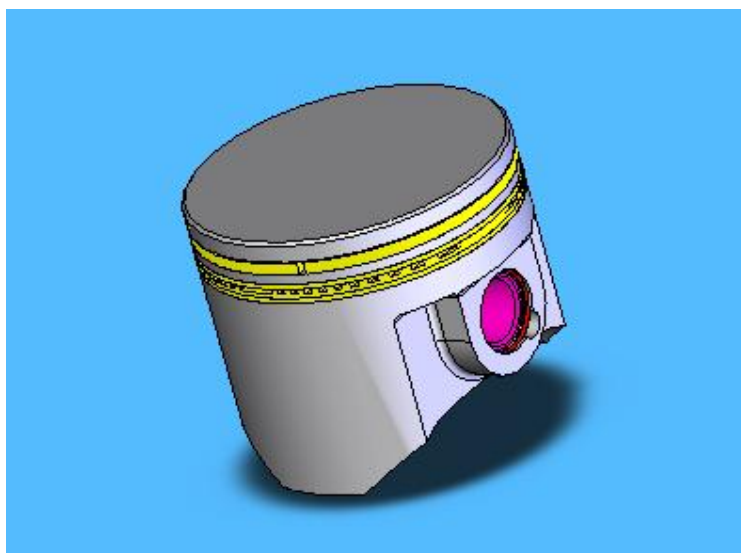
6.4 Průběhy sil působících v klikovém mechanismu

Z řešení sil v klikovém mechanismu lze vyčíst průběhy sil zde působících a tím určit namáhání jednotlivých dílů klikového mechanismu motoru. Dále se získá výstupní moment na klikové hřídeli, který se vede přes spojku do převodovky, kde se následně redukuje.

Síly od tlaku plynů působící na píst postupují přes pístní čep, ojnici, ojnicí čep až na klikový hřídel. Velikosti všech sil a momentů jsou časově proměnlivé, závislé na úhlu natočení klikové hřídele.

Pro výpočet těchto průběhů, je potřeba znát hmotnost všech dílů pístní skupiny a ojnice. Pístní skupinu tvoří píst, pístní čep, pojistné kroužky, pístní kroužky a kluzného ložisko pístního čepu.

K získání hmotnosti pístní skupiny jsem využil 3D modely s přiřazením hustoty jednotlivých dílů v softwaru Solidworks 2005 Obr. 6.5.



Obr. 6.5 : 3D model pístní skupiny motoru této diplomové práce

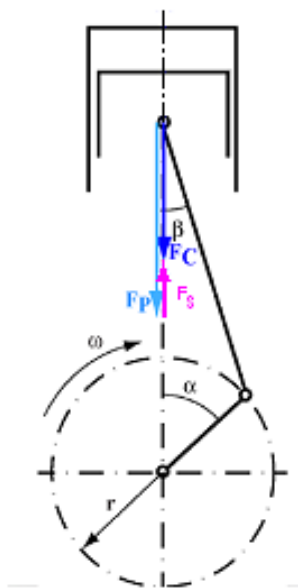
Zjištěná hmotnost pístní skupiny je $m_{\text{pist_skup}} = 0,092$ kg.

6.4.1 Průběh primární, sekundární síly a celkové síly na píst

Primární síly na dno pístu jsou vyvolány tlakem plynů při expanzním zdvihu pístu. Sekundární silové účinky vznikají zrychlením pístní skupiny. Sekundární síla je tedy setrvačná.

Výsledná síla působící na píst je výslednice součtu primární a sekundární síly. Hodnoty všech těchto sil se vypočítají dle příslušných vztahů níže uvedených a jejich průběhy jsou uvedeny v jednotlivých grafech.

Schéma působení těchto sil v klikovém mechanismu je uvedeno na Obr. 6.7. Kladný smysl působení síly volím svisle dolů.



Obr. 6.7 : Schéma působení primární, sekundární a celkové síly na píst

Vztahy na výpočet velikostí těchto sil :

$$\text{Primární síla} \quad F_{p_i} = (p_i - p_{\text{atm}}) \cdot S_{\text{pist}} \quad [\text{N}] \quad (32)$$

$$\text{Sekundární síla} \quad F_{s_i} = - (m_{\text{pist_skup}}) \cdot a(\alpha_i) \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$\text{Výsledná síla} \quad F_{c_i} = F_{p_i} + F_{s_i} \quad [\text{N}] \quad (34)$$

Vstupní hodnoty : $p = p(\alpha)$ [MPa]

$$p_{\text{atm}} = 0,1 \text{ MPa}$$

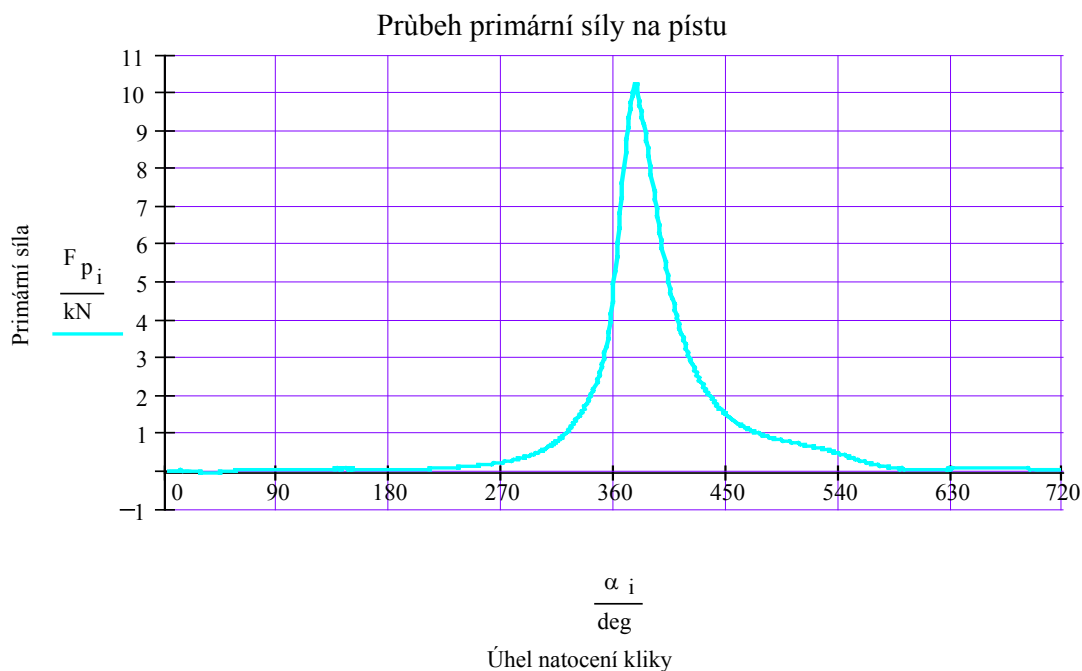
$$S_{\text{pist}} = 1\,772,1 \text{ mm}^2$$

$$m_{\text{pist_skup}} = 0,092 \text{ kg}$$

$$a = f_{\text{ce}}(\alpha) \text{ [m} \cdot \text{sec}^{-2} \text{]}$$

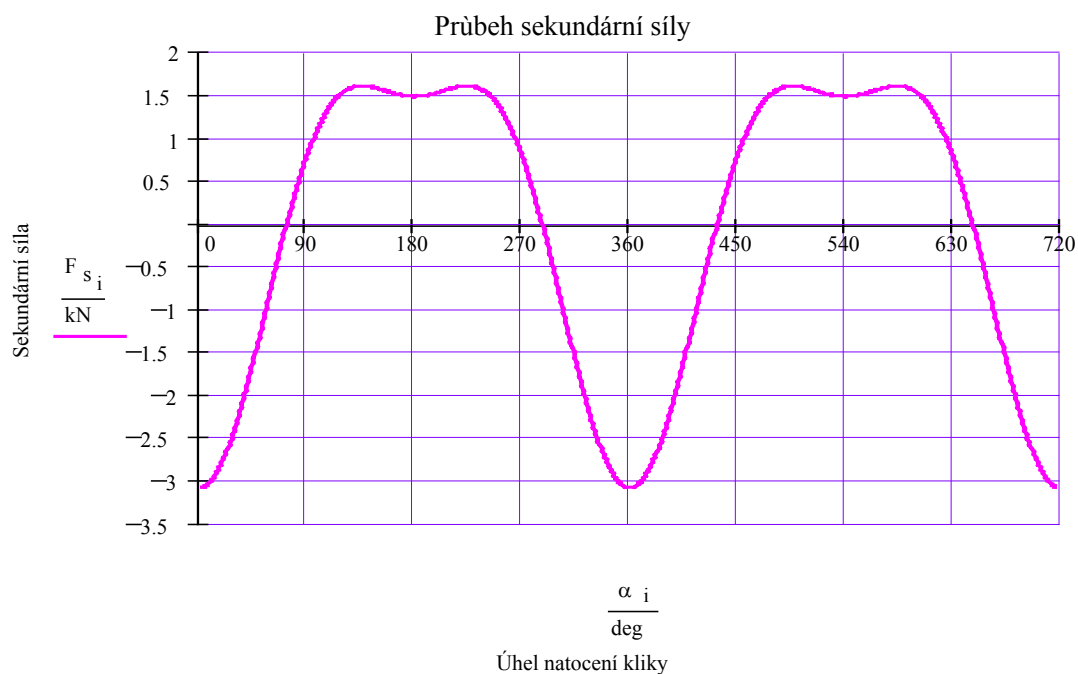
$$\alpha = 0 \div 720^\circ$$

Vypočítané hodnoty (průběhy) jednotlivých sil jsou uvedeny v grafech Graf 6.10, Graf 6.11, Graf 6.12 a Graf 6.13. Jde o velikost dané síly při daném úhlu natočení klikové hřídele „ α “.



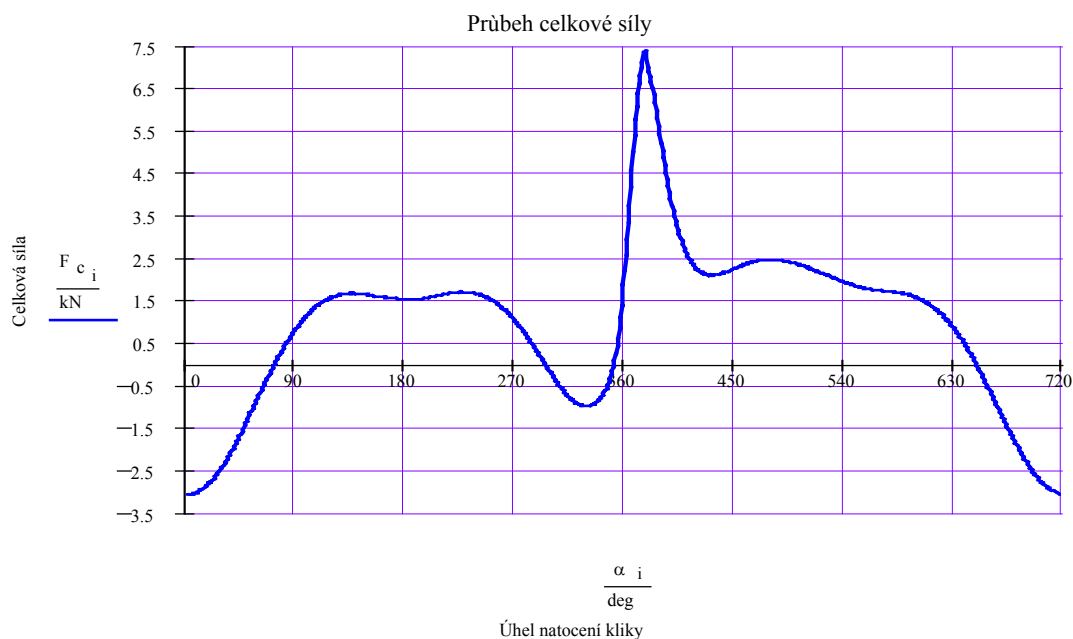
Graf 6.10 : Průběh primární síly na pístu

Maximální hodnota primární síly na pístu je $F_{p_{\max}} = 10,237 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{p_{\max}}} = 377^\circ$.



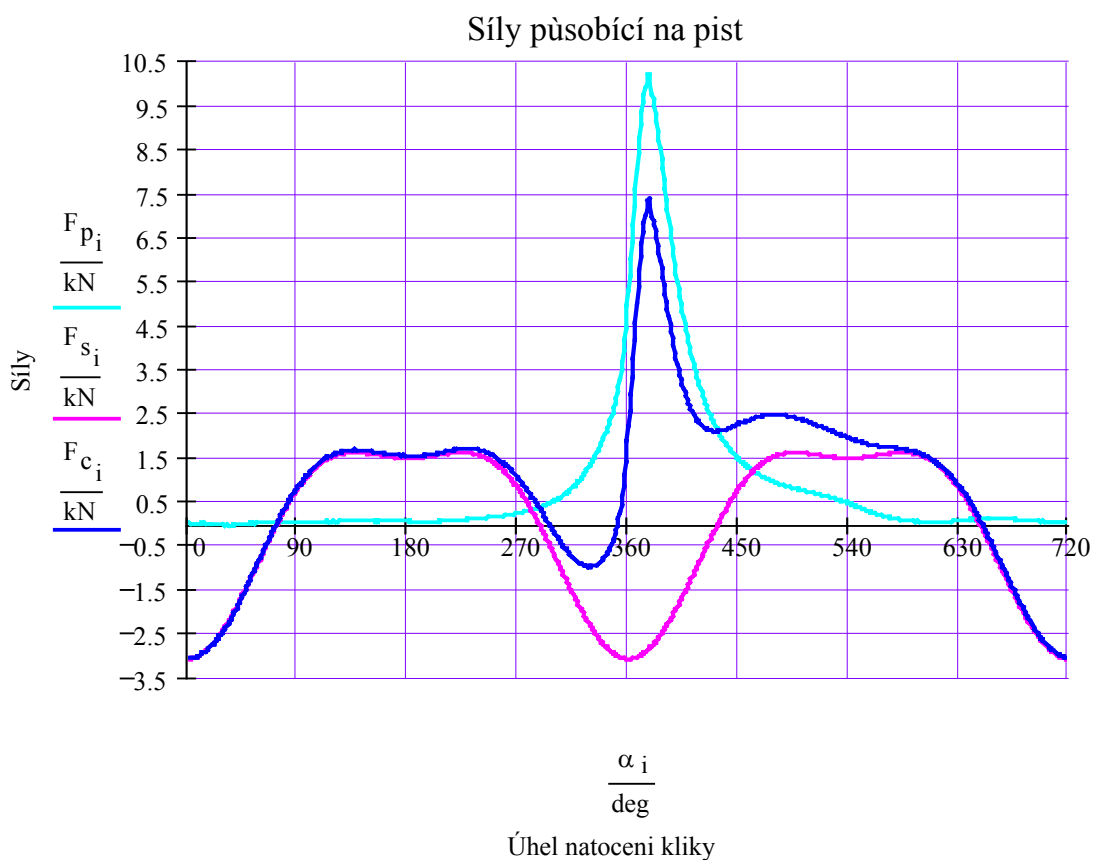
Graf 6.11 : Průběh sekundární síly na pístu

Maximální hodnota sekundární síly $F_{s_{\max}} = -3,078 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{s_{\max}1}} = 0^\circ$ a $\alpha_{F_{s_{\max}2}} = 360^\circ$. Opakuje se tedy s periodou 360° .



Graf 6.12 : Průběh výsledné síly na pístu

Maximální hodnota výsledné síly $F_{c_{max}} = 7,395 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{c_{max}}} = 377^\circ$.



Graf 13 : Průběh sil působících na pístu motoru

6.4.2 Průběh sil přenášených pístním čepem

Jsou to složky výsledné síly působící na píst. Tyto složky jsou ve směru osy ojnice a ve směru kolmém na stěnu válce motoru, o kterou se píst opírá.

Síla v ose ojnice namáhá ojnicí tlakem a skrze ni působí na klikový hřídel na rameni „r“, které je polovinou celkového zdvihu pístu.

K jejich určení je potřeba znát úhel odklonu ojnice od svislé osy válce „ β “ viz. Obr. 6.7. Ten se stanoví z podobnosti trojúhelníků, jejichž ramena jsou ojnice, poloměr zalomení klikového hřídele „r“ a svislá osa procházející pístním a hlavním čepem klikové hřídele.

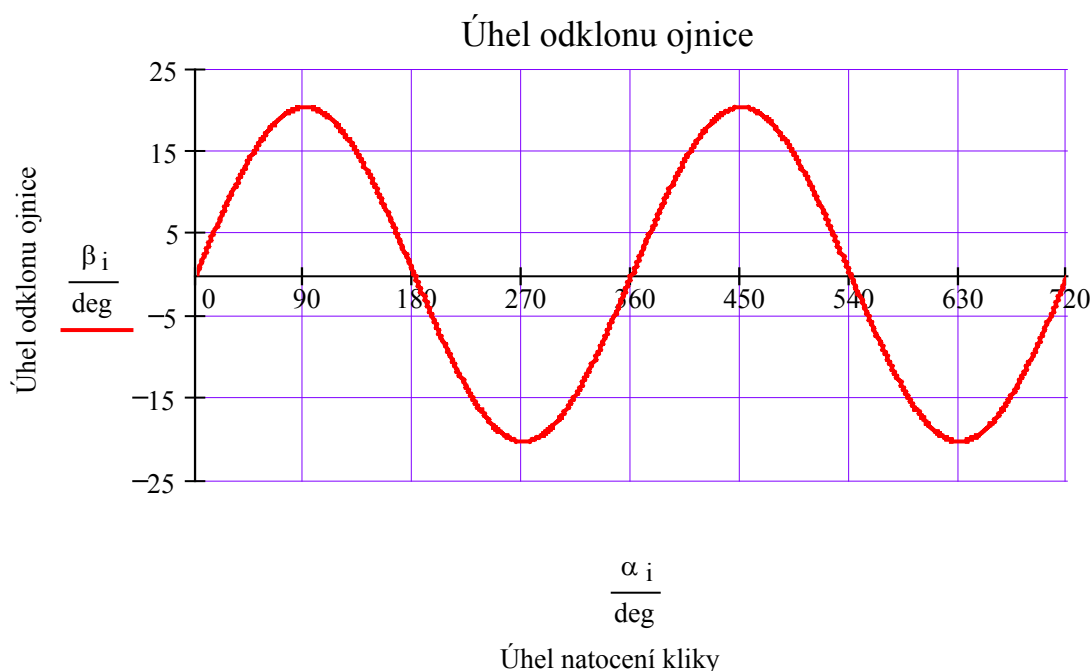
Vztah pro úhel odklonu :

$$\beta_i = \operatorname{asin}(\lambda_o \cdot \sin(\alpha_i)) \quad [^\circ] \quad (35)$$

Vstupní hodnoty : $\lambda_o = 0,347 [-]$

$$\alpha = 0 \div 720^\circ$$

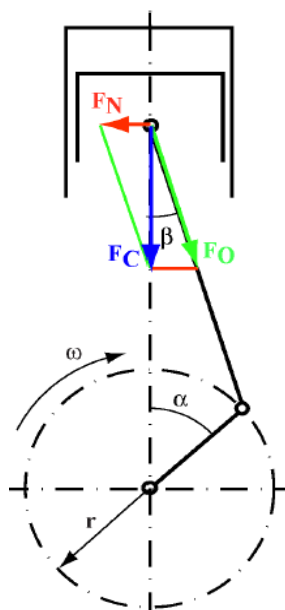
Průběh úhlu odklonu ojnice na úhlu natočení klikového hřídele :



Graf 14 : Průběh odklonu ojnice motoru od osy válce

Maximální absolutní hodnoty jsou $\beta_{\max} = 20,311^\circ$ při $\alpha_{\beta_{\max 1}} = 90^\circ$, $\alpha_{\beta_{\max 2}} = 270^\circ$. Ty se opakují s periodou 360° .

Schéma působení sil přenášené pístním čepem jsou vyznačeny na Obr. 6.8.



Obr. 6.8 : Schéma působení sil na pístním čepu

Vztahy na výpočet velikostí těchto sil :

$$\text{Síla v ose ojnice} \quad F_{O1_i} = \frac{F_{C_i}}{\cos(\beta_i)} \quad [N] \quad (36)$$

$$\text{Normálová (boční) síla} \quad F_{N_i} = F_{C_i} \cdot \tan(\beta_i) \quad [N] \quad (37)$$

Vstupní hodnoty : $F_c = f_{ce}(\alpha) [N]$

$\beta = f_{cb}(\alpha) [^\circ]$

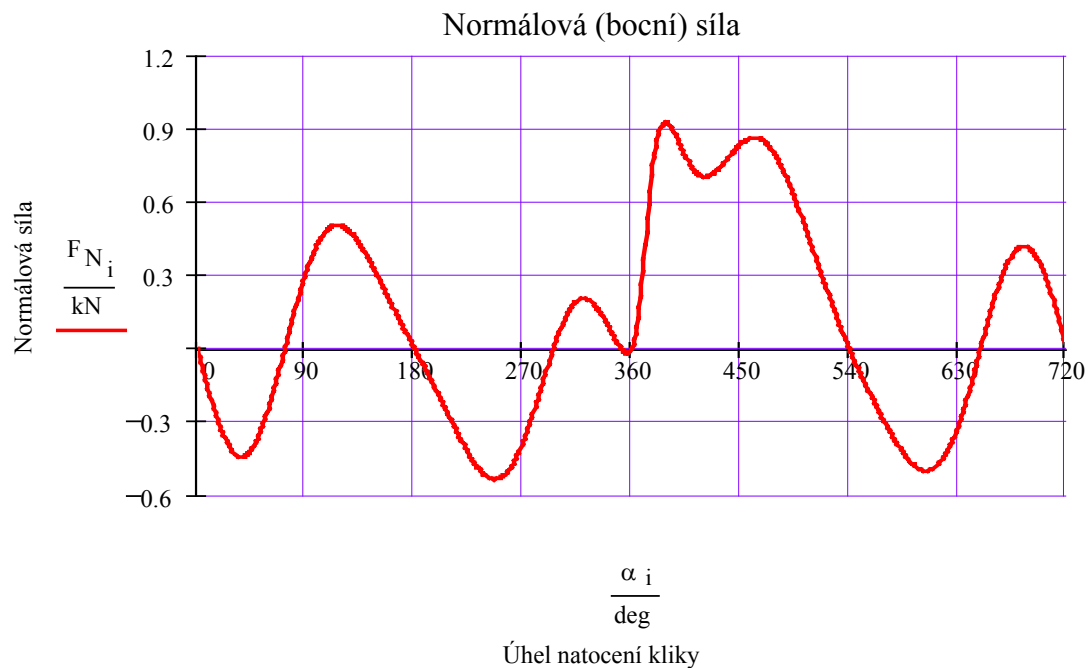
Vypočítané hodnoty (průběhy) jednotlivých sil jsou uvedeny v grafech Graf 6.15, Graf 6.16 a Graf 6.17.

Jde tedy o velikost dané síly při daném úhlu natočení klikové hřídele „ α “.



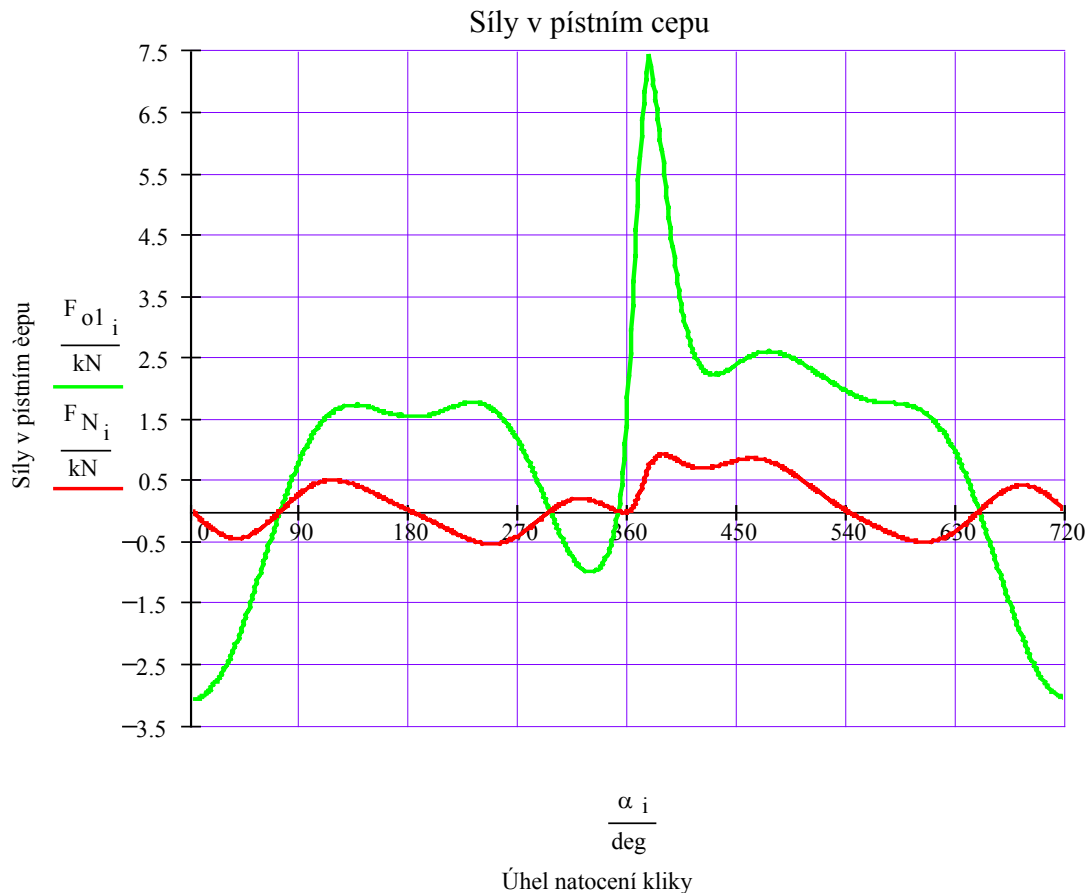
Graf 6.15 : Průběh síly v ose ojnice působící na pístním čepu

Maximální hodnota síly v ose ojnice je $F_{o1_{\max}} = 7,433 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{o1_{\max}}} = 377^\circ$.



Graf 6.16 : Průběh normálové síly působící na pístním čepu

Maximální hodnota této síly je $F_{N_{\max}} = 927 \text{ N}$ při $\alpha_{F_{o1_{\max}}} = 388^\circ$.



Graf 6.17 : Průběhy všech sil působících na pístním čepu

6.4.3 Průběh sil přenášených ojnicím čepem

Síla působící pístním čepem na ojnici v její ose se částečně přenesla přes ojnici na ojnicí čep, který je součástí klikového hřídele. Zmenší se o složku setrvačné síly posuvných částí (pístní skupiny a redukované hmotnosti v horním oku ojnice). Tato setrvačná síla působí proti zrychlujícímu pohybu pístu ke klikové hřídeli.

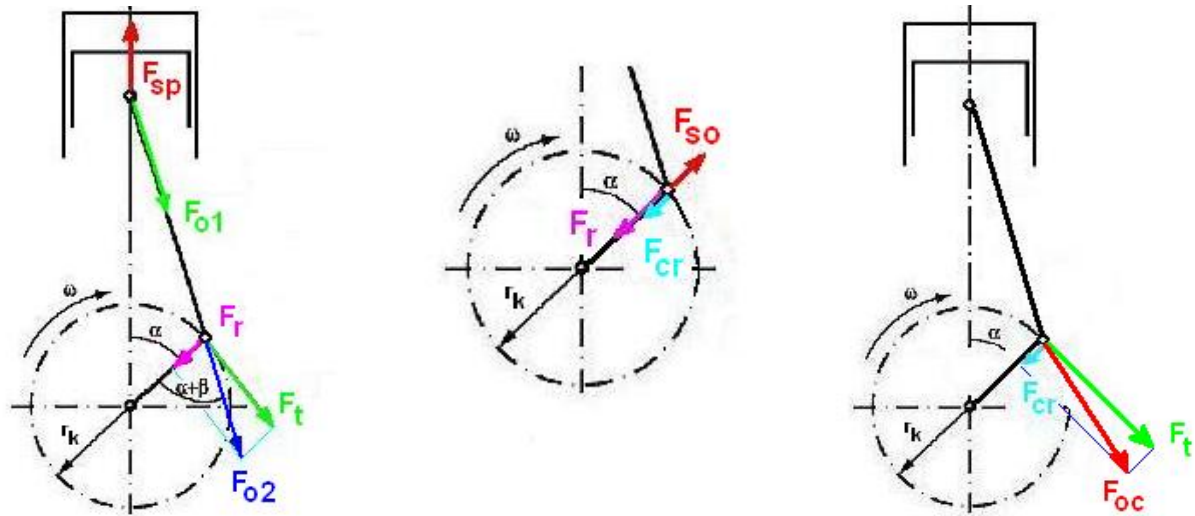
Jsou to tedy dvě složky síly působící v ose ojnice. Jedna z nich (radiální) působí ve směru spojnice středu ojnicího čepu a středu hlavního čepu klikové hřídele. Druhá (tangenciální) působí tečně na kružnici, kterou opisuje střed pístního čepu při otáčení klikové hřídele.

Právě tahle složka na rameni o poloměru opisované kružnice vyvolá výstupní kroučící moment z klikového mechanismu.

Pro získání celkové síly na ojnicím čepu jsem vypočítal celkovou radiální sílu „ F_{cr} “. Je to radiální síla „ F_r “ zmenšená o setrvačnou sílu rotujících částí (redukovaná hmotnost ojnice v dolním oku „ B “).

Setrvačná síla posuvných částí je největší při maximální úhlové rychlosti, což je při jmenovitých otáčkách motoru.

Schéma působení těchto sil v klikovém mechanismu je uvedeno na Obr. 6.6.



Obr. 6.6 : Působení sil na ojnicím čepu klikového hřídele

Vztahy na výpočet jejich velikostí (průběhů) jsou následné :

Setrvačná síla posuvných částí :

$$F_{sp_i} = -(m_{A.2b} + m_{pist_skup}) \cdot a(\alpha_i) \quad [N] \quad (38)$$

Síla s ose ojnice působící na ojnicí čep :

$$F_{o2_i} = \frac{F_{p_i} + F_{sp_i}}{\cos(\beta_i)} \quad [N] \quad (39)$$

Radiální síla : $F_{r_i} = F_{o2_i} \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) \quad [N] \quad (40)$

Tangenciální (tečná) síla : $F_{t_i} = F_{o2_i} \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) \quad [N] \quad (41)$

Setrvačná síla rotujících částí : $F_{so} = m_{B.2b} \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \quad [N] \quad (42)$

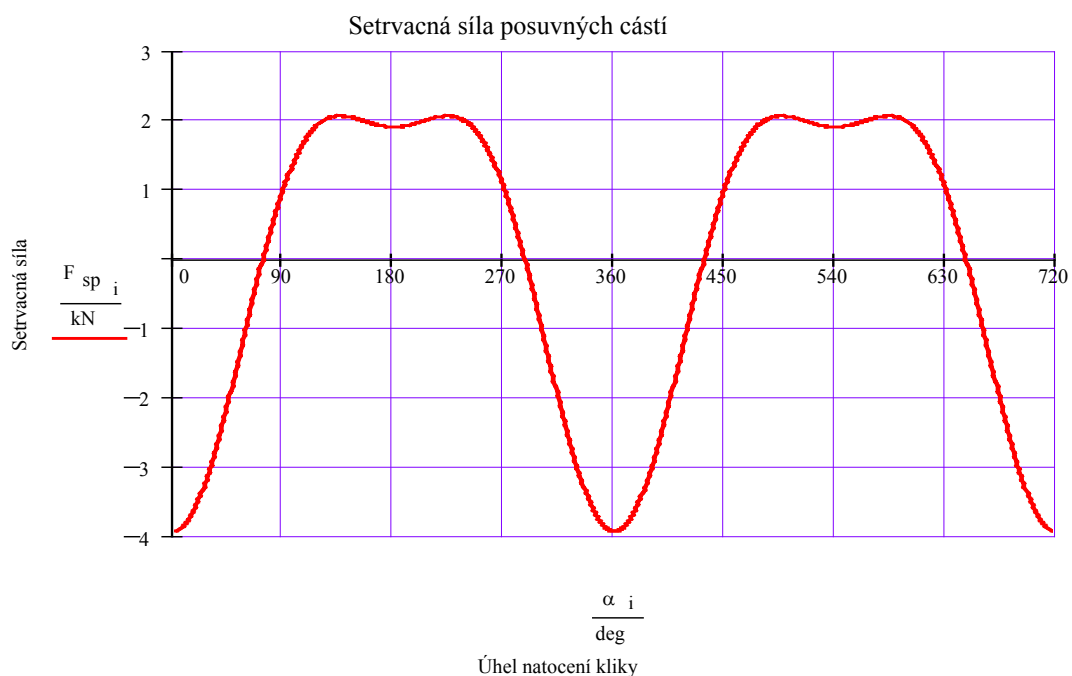
Celková radiální síla : $F_{cr_i} = F_{r_i} - F_{so} \quad [N] \quad (43)$

Celková síla v ojnicím čepu : $F_{oc_i} = \sqrt{(F_{cr_i})^2 + (F_{t_i})^2} \quad [N] \quad (44)$

Vstupní hodnoty : $m_{A,2b} = 0,025\ 577\ \text{kg}$
 $m_{\text{pist_skup}} = 0,092\ \text{kg}$
 $\alpha = 0 \div 720^\circ$
 $\beta = \text{fce}(\alpha) [^\circ]$
 $m_{B,2b} = 0,068\ 723\ \text{kg}$
 $r_k = 0,022\ 563\ \text{m}$
 $\omega_{\text{max}} = 1\ 047,198\ \text{sec}^{-1}$
 $F_{\text{so}} = 1\ 700,381\ \text{N}$

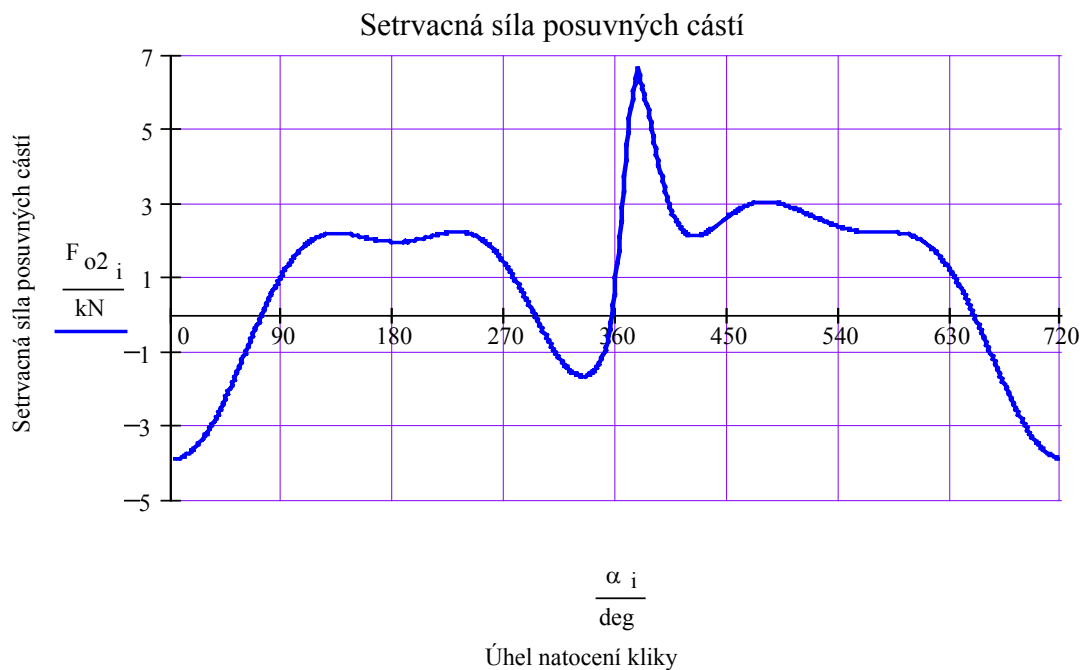
Vypočítané průběhy jednotlivých sil jsou uvedeny v grafech Graf 6.18 až Graf 6.24.

Jde tedy o velikost dané síly při daném úhlu natočení klikové hřídele „ α “.



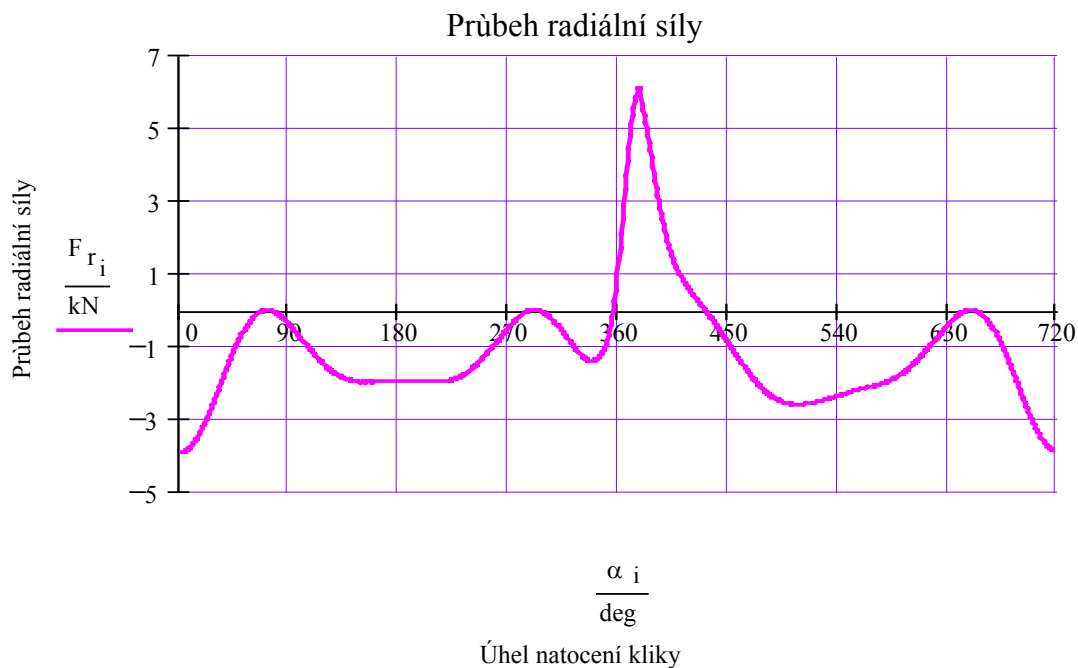
Graf 6.18 : Průběh setrvačné síly posuvných částí

Maximální hodnota této síly je $F_{\text{spmax}} = -3,930\ \text{kN}$ při $\alpha_{F_{\text{spmax}1}} = 0^\circ$, $\alpha_{F_{\text{spmax}2}} = 360^\circ$. Opakuje se tedy s periodou 360° .



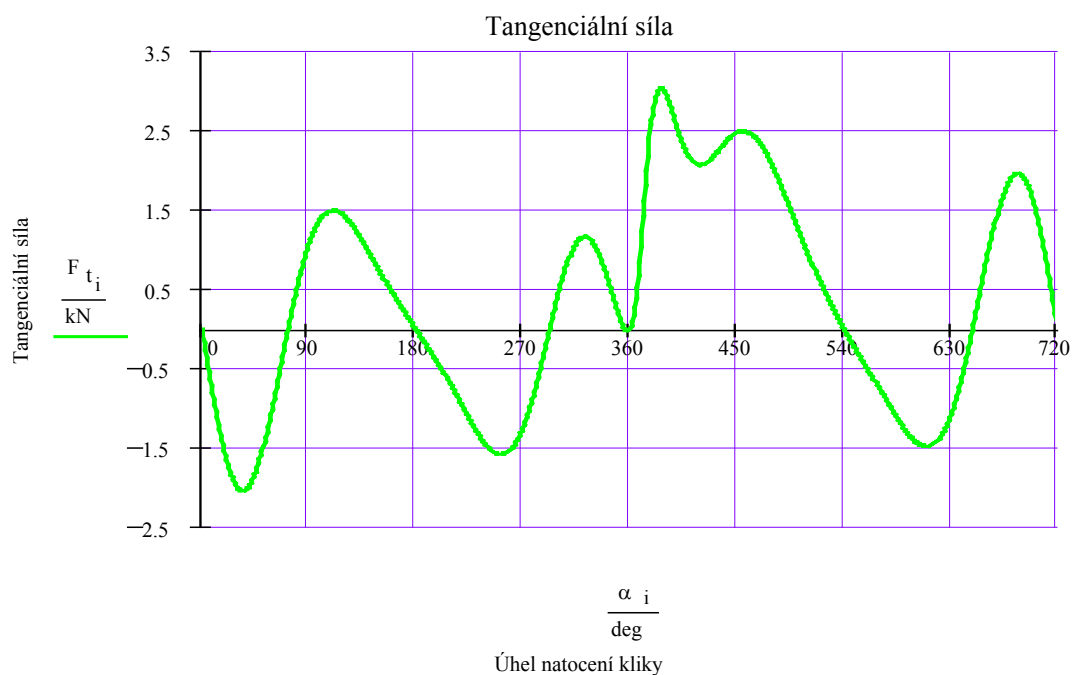
Graf 6.19 : Průběh setrvačné síly posuvných částí

Maximální hodnota této síly je $F_{o2max} = 6,642 \text{ kN}$ při $\alpha_{Fo2max} = 377^\circ$.



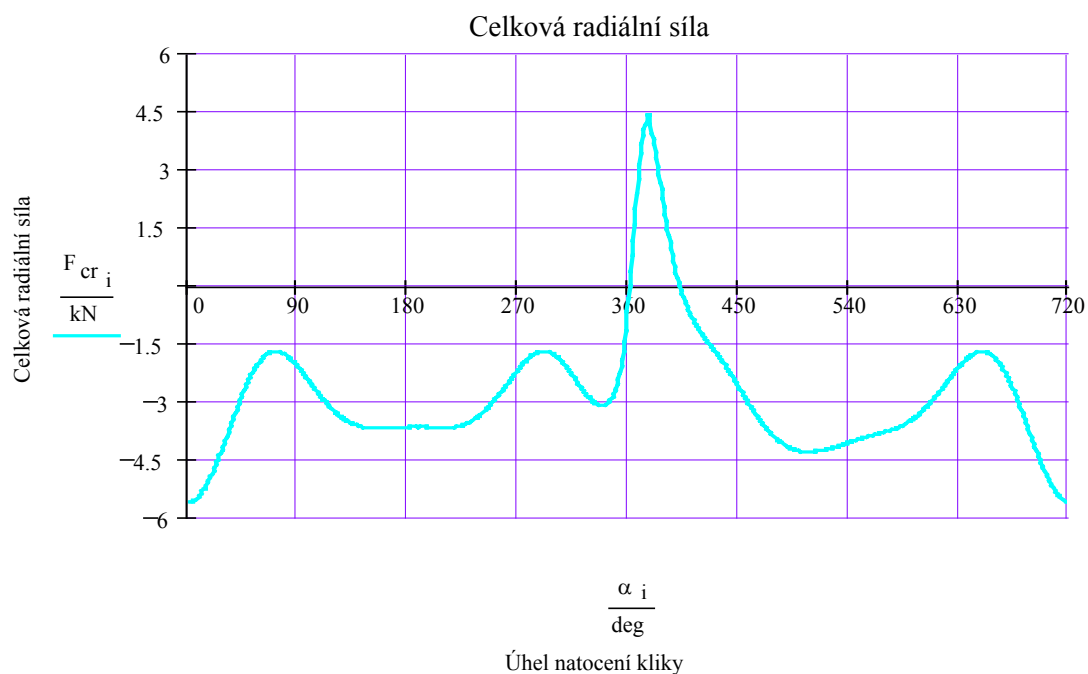
Graf 6.20 : Průběh radiální síly v klikovém mechanismu

Maximální hodnota této síly je $F_{rmax} = 6,145 \text{ kN}$ při $\alpha_{Frmax} = 377^\circ$.



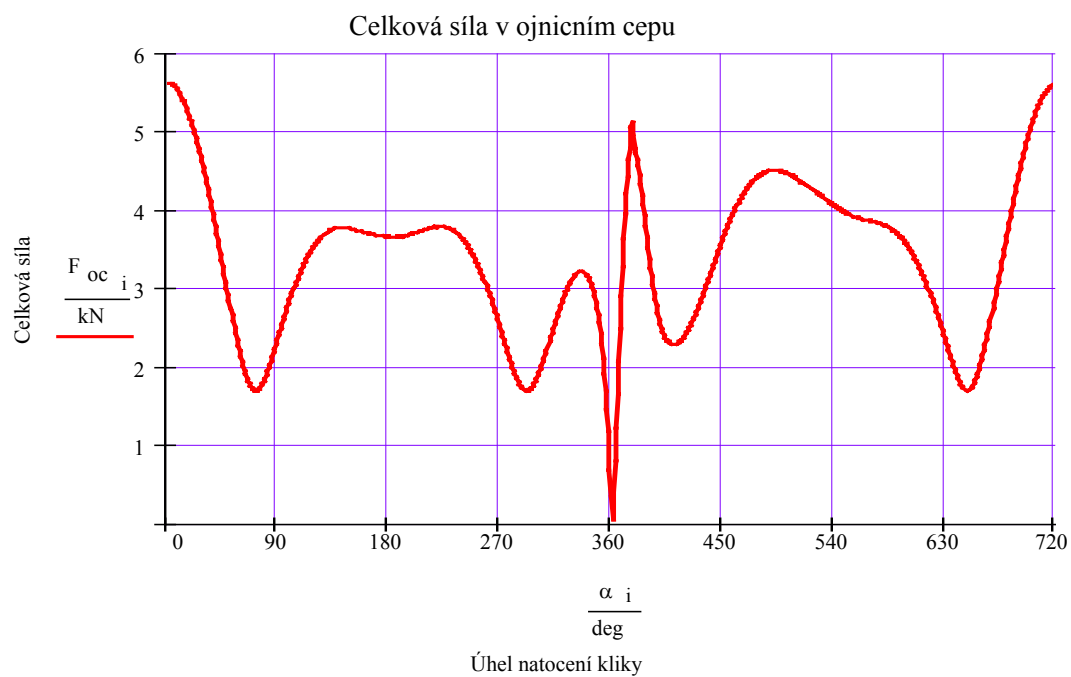
Graf 6.21 : Průběh tangenciální síly v ojnicím čepu

Maximální hodnota této síly je $F_{t_{\max}} = 3,051 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{t_{\max}}} = 387^\circ$.



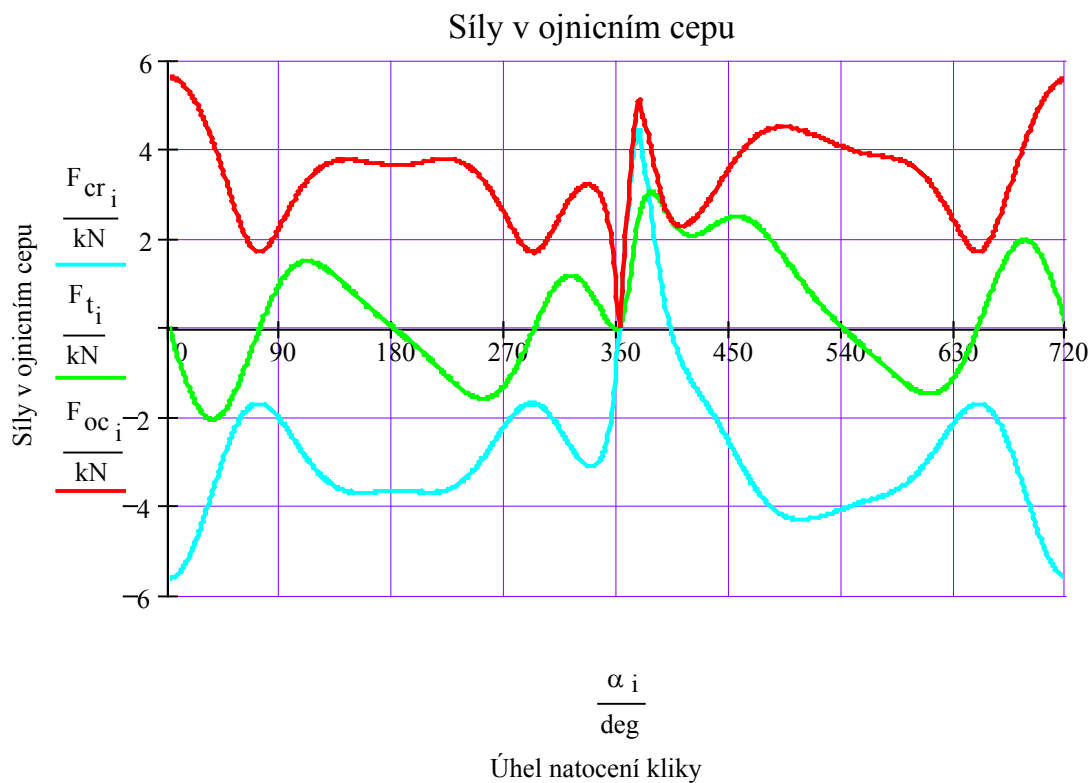
Graf 6.22 : Průběh celkové radiální síly v ojnicím čepu

Maximální hodnota této síly je $F_{cr_{\max}} = 4,445 \text{ kN}$ při $\alpha_{F_{cr_{\max}}} = 377^\circ$.



Graf 6.23 : Průběh celkové síly v ojnicním čepu motoru

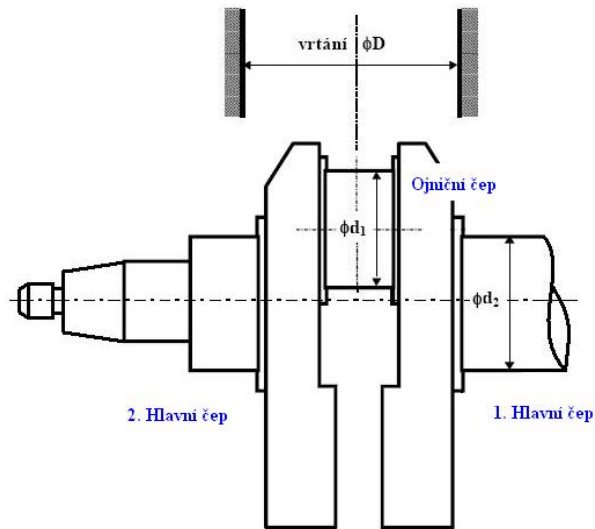
Maximální hodnota síly v ojnicním čepu je $F_{ocmax} = 5,615$ kN při $\alpha_{Focmax} = 0^\circ$.



Graf 6.24 : Průběh všech sil působících v ojnicním čepu motoru

6.5 Průběh kroučícího momentu v klikovém mechanismu motoru

Jde o průběh kroučícího momentu na jednotlivých čepích klikové hřídele Obr. 6.7. Ty jsou vyvolány působením tečné síly „ F_t “, na rameni o velikosti zalomení klikové hřídele, což je polovina celkového zdvihu pístu.



Obr. 6.7 : Čepy klikového hřídele motoru

Jeho velikost se mění v závislosti na velikosti tečné síly. Ta se mění s úhlem natočení klikové hřídele. Vztah na výpočet jeho velikosti je :

$$M_{k_i} = F_t \cdot r_k \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (45)$$



Graf 6.25 : Průběh kroučícího momentu motoru

Maximální hodnota krouticího momentu je $M_{kOCmax} = 68,842 \text{ N}\cdot\text{m}$ při $\alpha_{Mkmax} = 387^\circ$.

Minimální hodnota krouticího momentu je $M_{kOCmin} = -46,307 \text{ N}\cdot\text{m}$ při $\alpha_{Mkmax} = 35^\circ$.

Rozkmit kroutících momentů na ojnicím čepu tedy je :

$$M_{kOCroz} = M_{kOCmax} - M_{kOCmin} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (46)$$

Vstupní hodnoty : $M_{kOCmax} = 68,842 \text{ N}\cdot\text{m}$

$M_{kOCmin} = -46,307 \text{ N}\cdot\text{m}$

Výsledný rozkmit krouticího momentu je $M_{kOCroz} = 115,149 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Tímto rozkmitem krouticího momentu jsou namáhány ojnicí a hlavní čepy. Pevností výpočet čepů klikového hřídele není součástí této diplomové práce.

6.6 Střední indikovaný kroutící moment, výkon a účinnost kl. mechanismu

Skutečný kroutící moment a výkon na klikovém hřídeli jsou tzv. indikované. Ty se získají měřením skutečného motoru, vytvořeného na základě těchto výpočtů. Jelikož jde o návrhové výpočty, byl použit indikátorový diagram z obdobného motoru stejných parametrů a konstrukce.

Tudíž zde uváděný indikovaný kroutící moment a výkon, jsou z ekvivalentního motoru. Ze získaných parametrů lze stanovit mechanickou účinnost klikového mechanismu.

Střední indikovaný kroutící moment :

Vztah na jeho výpočet :

$$M_{ksi} = \frac{\sum_{n=0}^{719} M_{k_n}}{720} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (47)$$

Vstupní hodnoty : $M_k = f_{ce}(\alpha) [\text{N}\cdot\text{m}]$

720 = počet snímaných hodnot na jednu otáčku klikové hřídele [-]

Výsledný střední indikovaný kroutící moment je $M_{ksi} = 8,134 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Střední indikovaný výkon :

Vychází ze středního indikovaného krouticího momentu a násobí se úhlovou rychlostí jmenovitých otáček. Vztah jeho výpočtu je :

$$P_{si} = M_{ksi} \cdot \omega_{max} \quad [\text{W}] \quad (48)$$

Vstupní hodnoty : $M_{ksi} = 8,134 \text{ N}\cdot\text{m}$

$\omega_{max} = 1\,047,198 \text{ sec}^{-1}$

Vypočítaný střední indikovaný výkon je $P_{si} = 8,518 \text{ kW}$.

Mechanická účinnost klikového mechanismu :

Ukazuje, kolik procent efektivního výkonu přeneseme klikový mechanismus na výstupní konec klikové hřídele. Tento výkon se dále mění (zmenšuje, vlivem mechanických účinností konstrukčních dílů motoru) pokračováním přes spojku do převodovky a dále na zadní kolo motocyklu.

$$\text{Vztah pro její výpočet : } \eta_{KM} = \frac{P_e}{P_{si}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (49)$$

$$\begin{aligned} \text{Vstupní hodnoty : } P_e &= 8\,134 \text{ W} \\ P_{si} &= 8\,518 \text{ W} \end{aligned}$$

Mechanická účinnost klikového mechanismu tohoto motoru je $\eta_{KM} = 78,265 \%$.

Právě poměrně malá mechanická účinnost klikového mechanismu, tvoří nevýhodu motorů s přímočarým pohybem pístu, kdy tento mechanismus převádí přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele.

Avšak konstrukční provedení tohoto uspořádání je lepší a hlavně levnější než u jiných, jako jsou motory s rotačním pohybem pístu.

Jedná se především o jednodušší utěsnění spalovacího prostoru a lepší rozvření směsy ve spalovacím prostoru. Při vhodném tvarování jednotlivých částí motoru, tvořící spalovací prostor, lze dosáhnout lepšího prohoření směsi a tím nižšího obsahu škodlivých látek ve výfukových plynech motoru.

7. Vyvážení klikového hřídele

Při práci motoru s přímočarým pohybem pístu, kde je použit klikový mechanismus ke transformaci pohybu pístu, dochází ke vzniku setrvačných a odstředivých sil, které je nutno vyvážit.

U většiny motorů není úplné vyvážení možné, a tak se tyto síly a silové dvojice (momenty) projevuují navenek ve formě vibrací a hluku motoru.

Vyvážení těchto sil vychází ze silové rovnováhy, kdy se obecně řečeno síla vyruší druhou silou, která je stejně veliká, ale má opačný směr působení. Konkrétně řečeno se setrvačná síla pohybující se hmoty se vyruší setrvační silou hmoty pohybujícího se vývažku.

Vývažek je umístěn tak, že jeho setrvačná síla má opačný smysl působení.

$$\text{Matematický zápis principu vyvážení : } |F_v| = |F_s| \quad [\text{N}] \quad (50)$$

Síla „ F_v “ je síla vyvolaná otáčejícími se vývažky a síla „ F_s “ je setrvačná síla vyvolaná otáčením vyvažovaných částí.

Vyvažovaná setrvačná síla má svoji frekvenční charakteristiku a dá se rozložit do několika harmonických řádů (násobek základní frekvence, základní frekvence = frekvence otáčení klikové hřídele).

Nejčastěji se u vozidlových motorů pro běžnou klientelu vyvažují setrvačné síla rotačních částí a setrvačná síla posuvných částí klikového mechanismu prvního řádu. Setrvačná síla rotujících částí se vyvažuje ze 70 ÷ 80 %.

Zvolil jsem tedy vyvážení na 80%, aby vibrace a hluk byly pro malý motocykl co nejmenší.

Jde tedy o síly, které mají frekvenci otáčení klikové hřídele. U vozidlových motorů určených pro vozidla luxusní třídy se vyvažují i setrvačné síly posuvných částí druhého řádu. Jejich frekvence je tedy dvakrát větší, jak frekvence otáčení klikové hřídele.

Vyvážení druhého řádu je plně dostačující pro kultivovaný chod motoru a proto vyvážení vyšších řádů již není potřeba.

Mezi rotující částí klikového mechanismu patří redukovaná hmotnost zalomení (hmotnost zalomení redukovaná do bodu, který leží na ose ojničního čepu) a redukovaná hmotnost ojnice v dolním oku „B“ (oko pro uchycení ojnice na ojničním čepu).

Mezi posuvné částí klikového mechanismu patří pístní skupina a redukovaná hmotnost ojnice v horním oku „A“ (oko pro uchycení ojnice na pístním čepu).

Redukovaná hmotnost zalomení se vypočítá dle vztahu :

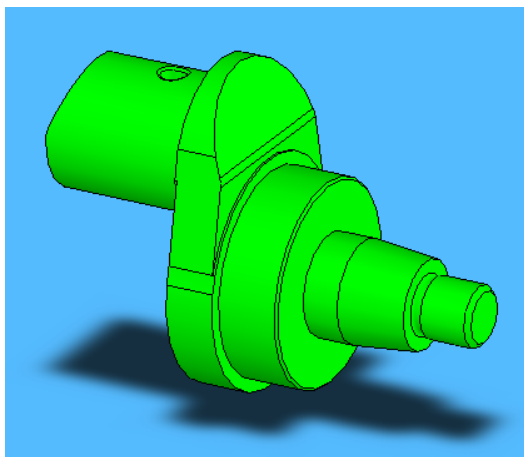
$$m_{\text{red_zal}} = \frac{m_{\text{zal}} r_{\text{Tzal}}}{r_{\text{k}}} \quad [\text{kg}] \quad (51)$$

Vstupní hodnoty : $m_{\text{zal}} = 0,1799 \text{ kg}$
 $r_{\text{Tzal}} = 0,02263 \text{ m}$
 $r_{\text{k}} = 0,022563 \text{ m}$

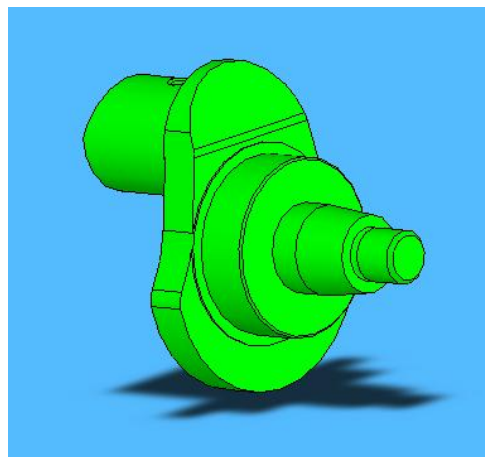
Výsledná redukovaná hmotnost zalomení je $m_{\text{red_zal}} = 180,4 \text{ g}$.

Setrvačná síla rotujících částí se vyvažuje pomocí vývažků umístěných na obou ramenech klikové hřídele symetricky podle osy válce Obr. 7.1 a Obr. 7.2. Jejich těžiště opisují kružnice o určitém poloměru, pro který je spočítána hmotnost vývažků.

Takto umístěné vývažky se otáčejí frekvencí otáčení klikové hřídele a částečně vyvažují setrvačnou sílu rotačních částí.



Obr. 7.1 : 3D model klik. hřídele bez vývažků



Obr. 7.2 : 3D model klik. hřídele s vývažky

Setrvačná síla posuvných částí prvního řádu se vyvažuje třemi způsoby.

Jednoznačné je první řešení pomocí opačného průběhu síly, vyvolané stejně hmotnými hmotami. Tohle řešení platí u motorů typu „boxer“ viz. obrázek Obr. 1.9 typ „g“, kdy motor má protiběžné písty ve vodorovné rovině (zalomení klikového hřídele jsou vůči sobě pootočené o 180°).

Druhé řešení vyvážení setrvačných sil posuvných částí je pomocí dvou vyvažovacích hřídelí, které jsou přes ozubené soukolí hnány od klikové hřídele a otáčí se otáčkami stejnými jako jsou otáčky klikové hřídele. Zpravidla je jedna vyvažovací hřídel hnána soukolím 1 : 1 od klikové hřídele a dalším soukolím 1 : 1 roztáčí druhou vyvažovací hřídel v obráceném smyslu otáčení. Vzájemně jsou pak uspořádány tak, že složky vytvářené setrvačné síly vývažků se ve směru osy válce sčítají a mají opačný smysl, jak síla setrvačná prvního řádu posuvných částí. Složky kolmé na osu válce se vzájemně vyruší opačným smyslem otáčení mezi vyvažovacími hřídeli.

Třetí řešení se provádí zvětšením vývažku pro vyvážení setrvačné síly rotačních částí. Je to však jen částečné přeložení setrvačné síly posuvných částí. Protože složka odstředivé síly vývažku, která je rovnoběžná s osou válce není dostatečně velká a tudíž zcela nevyruší setrvačnou sílu posuvných částí. Avšak i tohle částečné vyvážení je v praxi hodně využíváno z důvodu jednoduchého provedení. Tento způsob řešení byl vybrán i pro motor této diplomové práce.

Setrvačná síla posuvných částí druhého řádu se vyvažuje dvěma způsoby.

První řešení pomocí dvou vyvažovacích hřídelí, které jsou přes ozubené soukolí hnány od klikové hřídele je obdobné jako první řešení vyvážení předchozího prvního řádu. Jediný rozdíl je, že se otáčkami dvojnásobnými otáčkám klikové hřídele, čímž jde tedy o druhý řád.

Druhé řešení vyvážení setrvačných sil posuvných částí druhého řádu spočívá v použití jen jednoho vyvažovacího hřídele otáčející se dvojnásobnými otáčkami, jako klikový hřídel. Opět jde jen o částečné řešení, protože vzniká doplňkový moment od zbytkové setrvačné síly posuvných částí působící na spojnici středů klikové hřídele a vyvažovacího hřídele. Pokud jsou vyvažovací hřídele dva, tento moment nevzniká.

Řešení vyvážení druhého řádu se u malých motocyklů neprovádí, protože energie na otáčení vyvažovacích hřídelí je velká v porovnání s výkonem samotného motoru. Proto ani v této diplomové práci není řešeno.

7.1 Vyvážení setrvačné síly rotujících částí

$$\text{Podmínka silové rovnováhy : } |F_V| = |F_{SR}| \quad [N] \quad (52)$$

Vztahy pro výpočet jednotlivých sil podmínky :

$$\text{Setrvačná síla vývažků} \quad F_V = m_V \cdot r_V \cdot \omega_{\max}^2 \quad [N] \quad (53)$$

$$\text{Setrvačná síla rotačních částí} \quad F_{SR} = m_T \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \quad [N] \quad (54)$$

Po dosazení jednotlivých vztahů do vztahu silové rovnováhy (52) a úpravě se dostane vztah pro výpočet velikosti (hmotnosti) obou vývažků :

$$m_v = 0.8 \cdot m_r \cdot \frac{r_k}{r_v} \quad [\text{kg}] \quad (55)$$

Vstupní hodnoty : 0,8 = 80 % vyvážení

$$m_r = 0,249 \text{ kg}$$

$$r_k = 0,022 \text{ 563 m}$$

$$r_v = 0,015 \text{ m} \dots\dots\dots \text{ zvoleno dle konstrukce klikové hřídele}$$

Výsledná hmotnost obou vývažků je $m_v = 299,824 \text{ g}$.

Tato hmotnost platí pro oba vývažky dohromady, takže hmotnost jednotlivých vývažků na obou ramenech klikové hřídele bude poloviční : $m_{v1} = 149,912 \text{ g}$.

7.2 Vyvážení setrvačné síly posuvných částí prvního řádu

Vycházím z typu provedení tohoto vyvážení, kdy se zvětší hmotnost vývažků pro vyvážení setrvačné síly rotačních částí. Poloho těžišť obou typů vývažků bude tedy stejná a rovna :

$$r'_v = r_v = 15 \cdot m_r \quad [\text{m}] \quad (56)$$

Podmínka silové rovnováhy :

$$|F'_v| = |F_{sp1}| \quad [\text{N}] \quad (57)$$

Vztahy pro výpočet jednotlivých sil podmínky :

Setrvačná síla vývažků :

$$F'_v = m'_v \cdot r'_v \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (58)$$

Setrvačná síla posuvných částí :

$$F_{sp1} = m_p \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (59)$$

Po dosazení jednotlivých vztahů do vztahu silové rovnováhy (56) a úpravě se dostane vztah pro výpočet velikosti (hmotnosti) obou vývažků :

$$m'_v = m_p \cdot \frac{r_k}{r'_v} \quad [\text{kg}] \quad (60)$$

Vstupní hodnoty : $m_p = 0,118 \text{ kg}$

$$r_k = 0,022 \text{ 563 m}$$

$$r'_v = r_v = 0,015 \text{ m}$$

Výsledná hmotnost obou vývažků je $m'_v = 177,367 \text{ g}$.

Tato hmotnost platí pro oba vývažky dohromady, takže hmotnost jednotlivých vývažků na každém ramenu klikové hřídele bude poloviční : $m'_{v1} = 88,683 \text{ g}$.

Celková hmotnost vývažků na každém ramenu klikového hřídele bude $m_{vC} = 388,507$ g a jeho těžiště bude při otáčení klikové hřídele opisovat kružnici kolem osy jdoucí hlavními čepy o poloměru $r_v = 15$ mm.

8. Pevnostní výpočet pístu

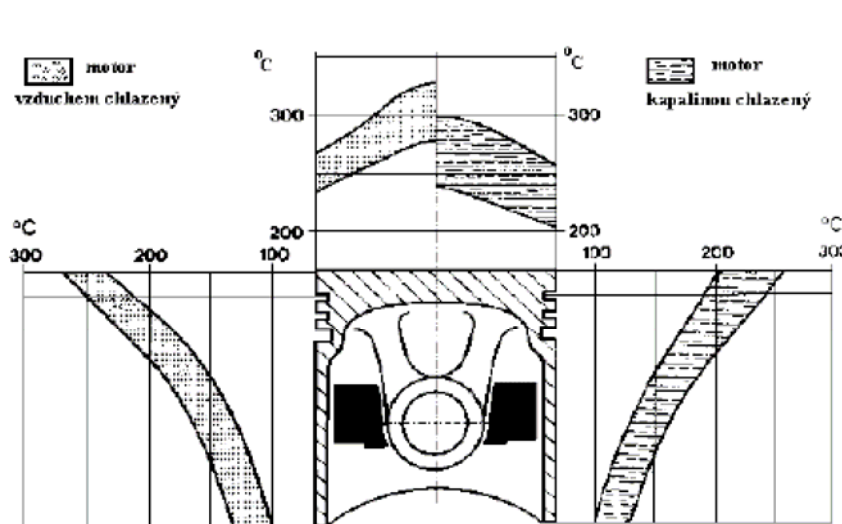
Píst tvoří podstatnou část spalovacího prostoru, proto jej musí dostatečně utěsnit, odolávat vyšším teplotám až 300 °C, odvádět tohle teplo do stěn válce a zachytit tlak plynů kolmý k ose pístu.

Dále je zatěžován setrvačnými silami vyvolanými vratným pohybem pístu. Tento významný zátěžný stav se samostatně pevnostně kontroluje, jde o pevnostní kontrolu pístu na tah při doběhu do horní úvratě.

Nejvíce tepelně namáháno je dno pístu v důsledku styku s horkými spaliny, horní můstek a obzvláště pak přechodová hrany mezi dnem a můstkem pístu viz. obrázek Obr. 3.42.

U nechlazených pístů běžné konstrukce je hlavní část tepla ($40 \div 60\%$) odváděna přes těsnící pístní kroužky, $20 \div 30\%$ je odváděno pláštěm pístu. Přes můstky mezi kroužky může být odvedeno až 30% tepla za předpokladu, že je dosažen dobrý styk můstku s povrchem stěny válce.

Píst je tepelně zatěžován i částí tepla vznikajícího třením pláště pístu a pístních kroužků o stěny válce. Rozložení teplot na dně a plášti pístu u motorů chlazených vzduchem a kapalinou je uvedeno na Obr. 8.1. Při překročení maximální povrchové teploty pístů z hliníkové slitiny cca. 320 °C, dochází k výraznému poklesu pevnosti.



Obr. 8.1 : Rozložení teploty na pístu [1]

Složitost tvaru pístu i jeho namáhání umožňuje pouze informativní výpočet zahrnující základní namáhání jeho částí vyvolané tlakem plynů při spalování a setrvačnými silami.

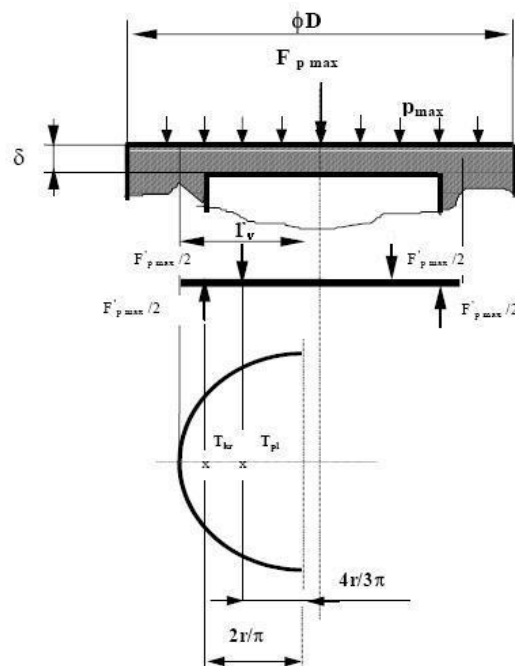
Kontrolní pevnostní výpočty prvotního návrhu pístu vychází z podobnosti provedených a osvědčených konstrukcí obdobných pístů.

8.1 Dno pístu

Dno pístu je namáháno ohybem a výpočtovým modelem dna pístu je kruhová deska podepřená na obvodě a zatížena rovnoměrným spojitým zatížením.

Největší zatížení dna pístu je při maximálním spalovacím tlaku $p_{\max} = 5,877 \text{ MPa}$ při $\alpha_{p_{\max}} = 376^\circ$ viz. kapitola 6.3.1.

Při výpočtu tohoto maximálního ohybového napětí je pro přibližný výpočet kruhová deska nahrazena přímým nosníkem, na který působí osamělá síla (polovina výslednice spojitého zatížení) v těžišti půlkruhové desky a reakce (stejné velikosti) vyvolaná tímto zatížením v těžišti půlkruhového oblouku Obr. 8.2.



Obr. 8.2 : Zatížení dna pístu a jeho náhradní výpočtový model [2]

Maximální síla působící na dno pístu se vypočítá dle vztahu :

$$F'_{p_{\max}} = \pi \cdot r_v^2 \cdot p_{\max} \quad [\text{N}] \quad (61)$$

Vstupní hodnoty : $\pi = 3,14 [-]$

$r_v = 18 \text{ mm}$ zjištěno z 3D modelu pístu

$p_{\max} = 5,877 \text{ MPa}$

Výsledná maximální síla je $F'_{p_{\max}} = 5,982 \text{ kN}$.

Maximální ohybový moment u desky nahrazené přímým prutem působící ve středu desky se vypočítá dle vztahu :

$$M_{\text{omax}} = \frac{F'_{\text{pmax}} \cdot r_v}{\pi \cdot 3} \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (62)$$

Modul průřezu v ohybu dna pístu se vypočítá dle vztahu :

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r_v \cdot \delta^2 \quad [\text{m}^3] \quad (63)$$

Obecně se ohybové napětí „ σ_o “ vypočítá dle vztahu (64), po dosazení a upravení lze maximální ohybové napětí zatěžující kruhovou desku vypočítat dle vztahu (65). Skutečná hodnota napětí je výrazně ovlivněna podepřením desky na obvodě viz. vztah (66).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{Pa}] \quad (64)$$

$$\sigma_{\text{omax}} = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = p_{\text{max}} \cdot \left(\frac{r_v}{\delta} \right)^2 \quad [\text{Pa}] \quad (65)$$

$$\sigma_{\text{omax}} = 0.25 \cdot p_{\text{max}} \cdot \left(\frac{r_v}{\delta} \right)^2 \quad [\text{Pa}] \quad (66)$$

Vstupní hodnoty : $p_{\text{max}} = 5,877 \text{ MPa}$
 $r_v = 18 \text{ mm}$ zjištěno z 3D modelu pístu
 $\delta = 4,85 \text{ mm}$

Výsledné maximální ohybové napětí je $\sigma_{\text{omax}} = 20,238 \text{ MPa}$. Dovolené napětí pro píst ze slitiny hliníku a jeho dno bez žeber je rovno $\sigma_{\text{Do}} = 25 \text{ MPa}$.

Zhodnocení velikosti maximálního ohybového napětí : VYHOVUJE.

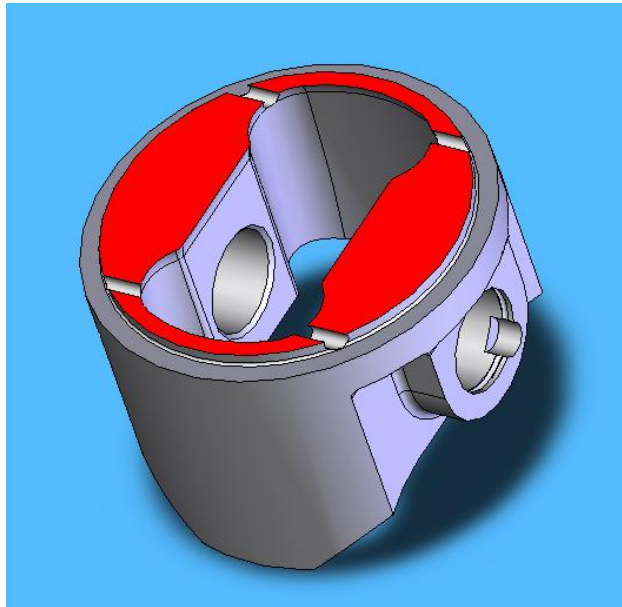
8.2 Nejslabší místo pláště pístu

Je v drážce pro stírací pístní kroužek Obr. 8.3, kde stěna pístu je zeslabena nejen samotnou drážkou, ale i otvory, kterými se odvádí setřený olej ze stěny válce dovnitř pístu.

8.2.1 Namáhání tlakem

Je vyvoláno maximálním tlakem plynů působícím nad pístem, jako maximální ohybový moment v předešlé kapitole 8.1.

Zjištěná minimální plocha 3D modelu pístu motoru této diplomové práce je $S_x = 734,28 \text{ mm}^2$.



Obr. 8.3 : 3D model pístu s vyznačeným nejslabším místem pláště pístu

Maximální síla od tlaku plynů se vypočítá dle vztahu (67), která se dosadí do vztahu (68) pro výpočet maximálního tlakového napětí v daném místě pístu.

$$F_{pmax} = S_{pist} \cdot p_{max} \quad [N] \quad (67)$$

$$\sigma_{tlmax} = \frac{F_{pmax}}{S_x} \quad [Pa] \quad (68)$$

Vstupní hodnoty : $S_{pist} = 1\,772,055 \text{ mm}^2$
 $p_{max} = 5,877 \text{ MPa}$
 $F_{pmax} = 10,414 \text{ kN}$
 $S_x = 734,28 \text{ mm}^2$

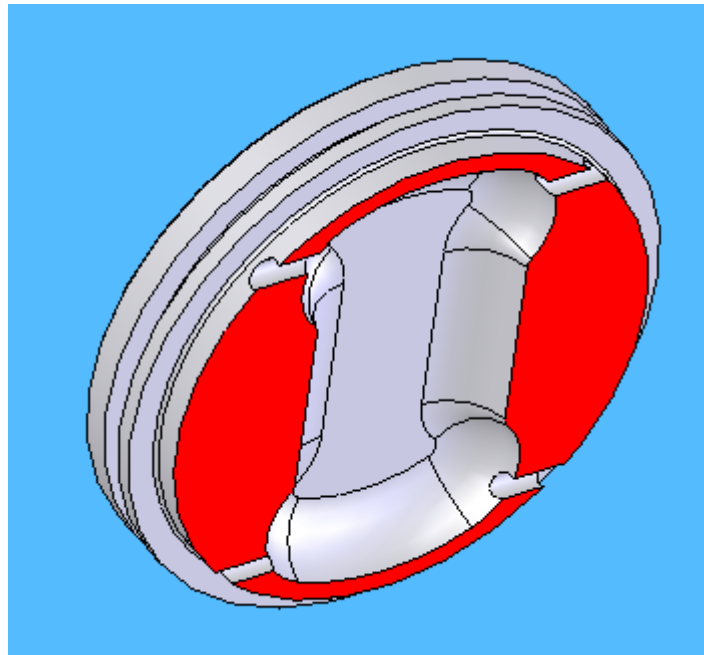
Vypočítané maximální napětí v tlaku je $\sigma_{tlmax} = 14,183 \text{ MPa}$. Dovolené napětí v tlaku je pro hliníkovou slitinu pístu rovno $\sigma_{Dt} = 25 \text{ MPa}$.

Zhodnocení velikosti maximálního tlakového napětí : VYHOVUJE.

8.2.2 Namáhání tahem

Namáhání tlakem je způsobeno setrvačnými silami doběhem pístu na konci výfukového zdvihu pístu do horní úvratě. Zde působí největší zrychlení pístu motoru jako v doběhu do dolní úvratě.

Namáháno je nejslabší místo pláště pístu stejné jako v předešlé kapitole 8.2.1. Maximální setrvačná síla je vyvolána hmotou koruny pístu „ m_x “ nad tímto minimálním průřezem viz. Obr. 8.4 a hmotou těsnícího pístního kroužku „ m_{krou} “.



Obr. 8.4 : 3D model části koruny pístu nad jeho minimálním průřezem

Zjištěná hmotnost části koruny pístu : $m_x = 0,032$ kg.

Vztahy pro výpočet maximálního tahového napětí a jednotlivých veličin jsou :

$$m_s = m_x + m_{\text{krouzl}} \quad [\text{kg}] \quad (69)$$

$$F_{\text{spX}} = m_s \cdot r_k \cdot \omega_{\text{max}}^2 \cdot (1 + \lambda_o) \quad [\text{N}] \quad (70)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{\text{spX}}}{S_x} \quad [\text{Pa}] \quad (71)$$

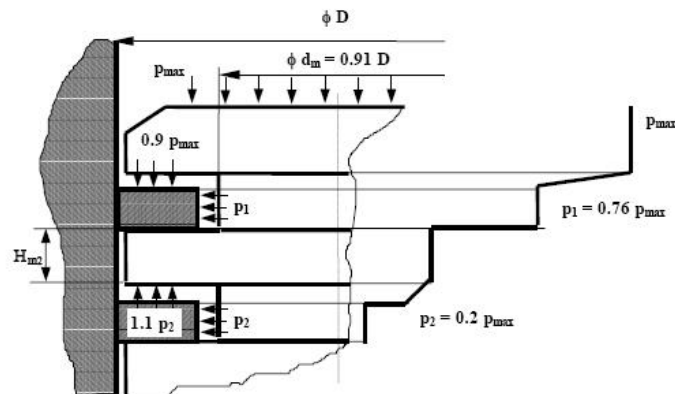
Vstupní hodnoty : $m_x = 0,032$ kg
 $m_{\text{kroul}} = 0,003$ kg
 $m_s = 0,035$ kg
 $r_k = 0,022\ 563$ m
 $\omega_{\text{max}} = 1\ 047,198$ sec⁻¹
 $F_{\text{spX}} = 1\ 167$ N
 $\lambda_o = 0,347$ [-]

Výsledné maximální napětí v tahu je $\sigma_t = 1,589$ MPa. Dovolené napětí v tahu je pro hliníkovou slitinu pístu rovno $\sigma_{\text{Dd}} = 10$ MPa.

Zhodnocení velikosti maximálního tahového napětí : VYHOVUJE.

8.3 Můstek mezi těsnícím a stíracím pístním kroužkem

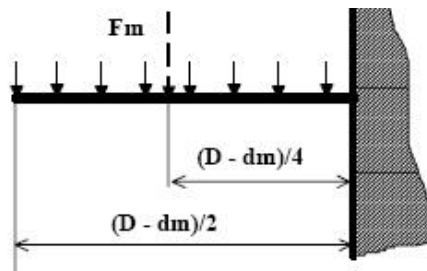
Je namáhán částí tlaku plynů nad pístem za současného působení značných teplot. Rozložení jednotlivých tlaků v drážkách pístních kroužků je uvedeno na Obr. 8.5, které je získáno z výsledků měření v praxi.



Obr. 8.5 : Rozložení tlaků v drážkách pístu [2]

Výsledný silový účinek na tento můstek je určen rozdílem tlaku v jednotlivých drážkách. Tato síla namáhá můstek jako vetknutý nosník Obr. 8.6 na ohyb a střih.

Výsledné redukované napětí ohyb / střih jsem vypočítal podle Von-Mises pravidla (78).



Obr. 8.6 : Náhrada můstku pístu vetknutým nosníkem [2]

Vztahy pro výpočet jednotlivých napětí a potřebných veličin jsou :

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_m^2) \cdot (0.9 \cdot p_{\max} - 0.2 \cdot p_{\max}) \quad [\text{N}] \quad (72)$$

$$M_{\text{oh}} = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (73)$$

$$W_{\text{oh}} = \frac{1}{6} \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}^2 \quad [\text{m}^3] \quad (74)$$

$$\sigma_{\text{oh}} = \frac{M_{\text{oh}}}{W_{\text{oh}}} \quad [\text{Pa}] \quad (75)$$

$$S_V = \pi \cdot d_m \cdot H_{m2} \quad [\text{m}^2] \quad (76)$$

$$\tau_s = \frac{F_m}{S_V} \quad [\text{Pa}] \quad (77)$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{oh}}^2 + 3 \cdot \tau_s^2} \quad [\text{Pa}] \quad (78)$$

Vstupní hodnoty : $D = 0,0475 \text{ m}$
 $d_m = d_N = 0,0423 \text{ m}$
 $p_{\max} = 5877 \text{ Pa}$
 $F_m = 1,509 \text{ N}$
 $\pi = 3,14 [-]$
 $H_{m2} = 0,0015 \text{ m}$
 $S_V = 0,0199334 \text{ m}^2$
 $\sigma_{oh} = 39,359 \text{ MPa}$
 $\tau_s = 7,569 \text{ MPa}$

Výsledné ohybové napětí můstku pístu je $\sigma_{red} = 41,485 \text{ MPa}$. Dovolené napětí pro hliníkovou slitinu pístu a zohlednění tepelného namáhání s vrubovým účinkem drážky je $\sigma_D = 80 \text{ MPa}$.

Zhodnocení velikosti maximálního redukovaného napětí : VYHOVUJE.

8.4 Měrný tlak na plášti

Je to tlak mezi pláštěm pístu a pracovní plochou válce motoru a způsobuje jej normálová síla v klikovém mechanismu viz. kapitola 6.4.2. Její maximální velikost $F_{N_{\max}} = 927 \text{ N}$ je dosažena kousek za horní úvratí pístu při $\alpha_{Fo1_{\max}} = 388^\circ$ (odpovídá 28° za horní úvratí).

Vztah pro výpočet měrného tlaku je :
$$p_{pl} = \frac{F_{N_{\max}}}{D \cdot H_{pl}} \quad [\text{Pa}] \quad (79)$$

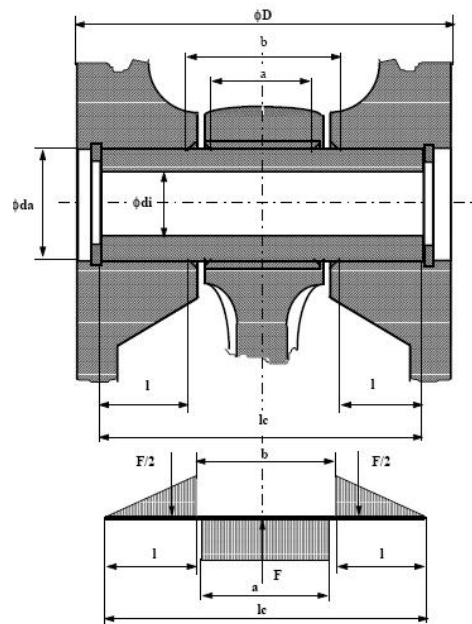
Vstupní hodnoty : $F_{N_{\max}} = 927 \text{ N}$
 $D = 0,0475 \text{ m}$
 $H_{pl} = 0,0325 \text{ m}$

Výsledný měrný tlak na plášti pístu motoru je $p_{pl} = 0,601 \text{ MPa}$. Dovolенý tlak pro hliníkovou slitinu pístu je $p_{D1} = 1,4 \text{ MPa}$.

Zhodnocení velikosti měrného tlaku na plášti pístu : VYHOVUJE.

8.5 Měrný tlak v nálitcích pro pístní čep

Jde o tlak na styčné ploše mezi pístním čepem a nálitky na pístu Obr. 8.7. Jeho velikost a velikost jeho veličin je určena vztahy (80) až (84).



Obr. 8.7 : Průběh zatížení na pístním čepu a nálitcích pístu [2]

Vztahy pro výpočet :

$$m''_p = m_{\text{pist_skup}} - m_{\text{cep}} \quad [\text{kg}] \quad (80)$$

$$F''_{sp} = m''_p \cdot r_k \cdot \omega_{\text{max}}^2 \cdot (1 + \lambda_o) \quad [\text{N}] \quad (81)$$

$$F''_{os} = F_{\text{pmax}} - F''_{sp} \quad [\text{N}] \quad (82)$$

$$l_N = \frac{l_c - b_o}{2} \quad [\text{m}] \quad (83)$$

$$p_p = \frac{F''_{os}}{2 \cdot D_{pc} \cdot l_N} \quad [\text{Pa}] \quad (84)$$

Vstupní hodnoty : $m_{\text{pist_skup}} = 0,092 \text{ kg}$
 $m_{\text{cep}} = 0,016 \text{ kg}$
 $m''_p = 0,076 \text{ kg}$
 $r_k = 0,022 563 \text{ m}$
 $\omega_{\text{max}} = 1 047,198 \text{ sec}^{-1}$
 $\lambda_o = 0,347 [-]$
 $F_{\text{pmax}} = 10 414 \text{ N}$
 $F''_{sp} = 2 544 \text{ N}$
 $l_c = 0,039 5 \text{ m}$
 $b_o = 0,02 \text{ m}$
 $l_N = 0,010 25 \text{ m}$
 $D_{pc} = 0,012 \text{ m}$

Výsledný měrný tlak v nálitcích pístu motoru je $p_p = 33,632$ MPa. Dovolený tlak pro hliníkovou slitinu pístu v tomto místě u nepřepřítaných motorů je $p_{D2} = 40$ MPa.

Zhodnocení velikosti měrného tlaku v nálitcích pístu : VYHOVUJE.

9. Návrh ventilového rozvodu DOHC

Zde jsou uvedeny navrhované rozměry ventilového rozvodu motoru dle empirických vztahů získaných praxí.

Pevnostní kontrola jednotlivých dílů rozvodu není součástí této diplomové práce, jelikož je velmi rozsáhlá a mohla by být samostatnou navazující diplomovou prací.

9.1 Řetěz rozvodového mechanismu

Pro pohon vačkových hřídelí volím jednořadý pouzdrový rychloběžný řetěz :

ŘETĚZ 42 ČLÁNKŮ 06 C-1 ČSN 02 3321.0

9.2 Řetězové kolo vačkové hřídele

Je uchyceno dvěma šrouby M4 na vačkovém hřídeli a jeho konstrukční parametry jsou :

Počet zubů	$z_1 = 10$ [-]
Rozteč zubů	$P = 9,525$ mm
Průměr roztečné kružnice	$D_{t1} = 30,9$ mm
Průměr hlavové kružnice	$D_{a1} = 33,4$ mm
Průměr patní kružnice.....	$D_{f1} = 25,8$ mm
Šířka ozubení	$b_{ok} = 2,5$ mm

9.3 Řetězové kolo klikové hřídele

Je vyrobeno z jednoho kusu společně s jednou polovinou klikového hřídele a jeho konstrukční parametry jsou :

Počet zubů	$z_2 = 5$ [-]
Rozteč zubů	$P = 9,525$ mm
Průměr roztečné kružnice	$D_{t2} = 30,9$ mm
Průměr hlavové kružnice	$D_{a2} = 33,4$ mm
Průměr patní kružnice.....	$D_{f2} = 25,8$ mm
Šířka ozubení	$b_{ok} = 2,5$ mm

Hnací ozubené kolo na klikové hřídeli má poloviční počet zubů, než ozubené kolo na vačkovém hřídeli, čímž je dosaženo požadovaného převodového poměru rozvodu 1 : 2 (vačková hřídel : kliková hřídel).

Dnešní technologie již umožňují výrobu ozubení s malým počtem zubů (menším než 7) a tyto ozubení již v praxi fungují bez výraznějších závad.

9.4 Vačková hřídel

Konstrukční řešení hřídele je uvedeno v kapitole 3.3.2. Zvolené rozměry jsou :

Vnější průměr	$D_{VH} = 9 \text{ mm}$
Průměr základní kružnice vačky	$D_{Sk} = 10 \text{ mm}$
Šířka vačky	$D_{Sk} = 6 \text{ mm}$
Počet vaček na jednom vačkovém hřídeli	$i_V = 2 [-]$
Šířka kroužku pro axiální zajištění	$b_k = 3 \text{ mm}$
Šířka kroužku pro uchycení řetězového kola	$b_{ok} = 2,5 \text{ mm}$
Průměr roztečné kružnice závitových děr	$D_{ok} = 30,9 \text{ mm}$

9.5 Sací a výfukové kanály

Tvar a konstrukční uspořádání těchto kanálů v hlavě válce je popsáno v kapitole 3.2.2.

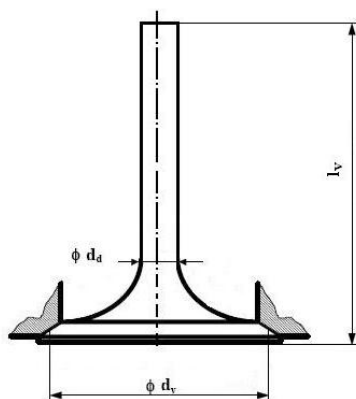
Protože jsou použity ventily stejných rozměrů pro sací i výfukovou dvojici ventilů, potom je :

Jmenovitý průměr sacího i výfukového kanálu	$D_k = 12 \text{ mm}$
---	-----------------------

9.6 Sací a výfukový ventil

Sací i výfukové ventily jsou od osy válce odkloněny o 10° a mají tyto základní rozměry :

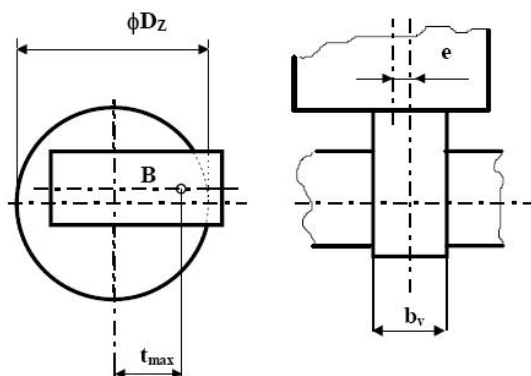
Průměr dosedací plochy ventilu	$d_s = 13 \text{ mm}$
Průměr dřívku ventilu	$d_d = 3 \text{ mm}$
Délka ventilu	$l_v = 59 \text{ mm}$
Pracovní zdvih ventilu	$h_p = 6 \text{ mm}$



Obr. 9.2 : Základní rozměry ventilu

9.7 Zdvihátka

Průměr zdvihátka je odvozen od šířky vačky „ D_{sk} “, vyosení zdvihátka vůči vačce „ e “ a maximální vzdáleností úsečky kontaktu s vačkou od osy zdvihátka „ t_{max} “ viz. Obr. 9.3.

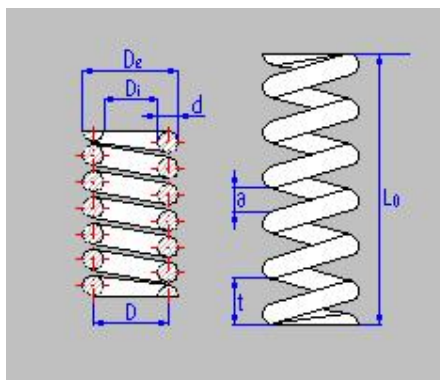


Obr. 9.3 : Konstrukční rozměry zdvihátka [2]

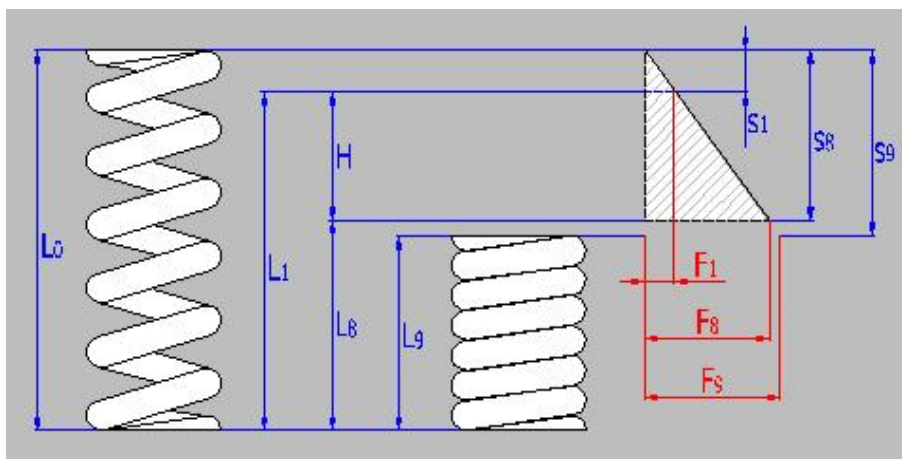
Pro zdvihátka u motoru této diplomové práce volím : $D_z = 18 \text{ mm}$ $e = 0,5 \text{ mm}$.

9.8 Návrh ventilové pružiny

Zvolená tlačná válcová pružina s konstantním stoupáním závitu má tyto základní parametry :



Obr. 9.4 : Rozměrové parametry tlačné pružiny [5]



Obr. 9.5 : Silové parametry tlačné pružiny [5]

Pružiny pro sací i výfukové ventily jsou stejné a pevnostně počítané pro výfukový ventil, kde působí větší síly. Návrhové rozměry pružiny jsou vypočítány v příloze PŘÍLOHA 2.

Konkrétní hodnoty parametrů ventilových pružin pro motor této diplomové práce :

Střední průměr	$D_p = 13 \text{ mm}$
Průměr drátu	$d_{dp} = 2,2 \text{ mm}$
Počet činných závitů.....	$n_{PC} = 11 [-]$
Vůle mezi závitů.....	$v_0 = 0,5 \text{ mm}$
Rozteč závitů	$P = 2,7 \text{ mm}$
Výška volné (nezatížené) pružiny	$L_0 = 40,825 \text{ mm}$
Výška zamontované (předpružené) pružiny	$L_1 = 40,6 \text{ mm}$
Výška maximálně zatížené pružiny	$L_8 = 34,6 \text{ mm}$
Výška úplně stlačené pružiny	$L_9 = 28,6 \text{ mm}$
Stlačení při montáži	$s_{1P} = 0,225 \text{ mm}$
Pracovní zdvih	$H = h_p = 6 \text{ mm}$

10. Virtuální 3D modely částí motoru

Ze zvolených a vypočtených návrhových rozměrů jsem vytvořil 3D virtuální modely všech částí klikového a rozvodového mechanismu spolu s částí klikové skříně, válce, hlavy válce a víka hlavy válce motoru.

Tyto modely jsem vytvořil v programu Solidworks 2005, aby bylo možno posoudit jejich konstrukční provedení a funkční návaznost. Všem modelům byla přiřazena hustota materiálu, které odpovídá danému materiálu součásti např. ocel, hliníková slitina, pryž, atd.

Fyzikální vlastnosti pístu, pístní skupiny a ojnice byly použity do návrhových výpočtů.

Program Solidworks obsahuje funkce pro adaptivní a parametrické 3D navrhování, tvorbu 2D výkresové dokumentace, prezentace a foto-realistické vizualizace a animace, i správu dokumentů a konstrukčních dat. Tento CAD systém dodává firma Solidworks Corporation.

Základ konstruování v Solidworks-u tvoří součásti (parts, SLDPRT), jejichž geometrie může být odvozena od parametrických 2D náčrtů (sketch). Tyto součásti pak mohou být kombinovány a vázány různými typy vazeb do sestav (assembly, SLDASM).

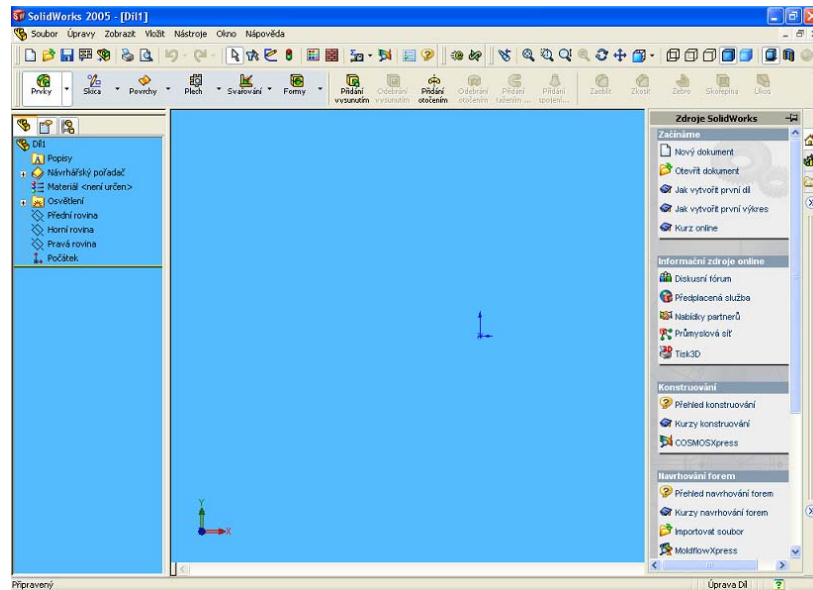
Při změně kóty, parametru nebo geometrie automaticky přegenerována a aktualizována celá 3D sestava, včetně její výkresové dokumentace (pohledy, řezy, detaily, kusovníky, atd.).

Vedle standardních nástrojů pro tvorbu objemových a povrchových 3D modelů obsahuje Solidworks rovněž funkce pro modelování plechových součástí a svařence.

Pro tvorbu výkresové dokumentace nabízí Solidworks 2D funkce podobné programu AutoCAD a výkresy zpracovává ve formátu DWG. Pracuje i s datovými formáty dalších 3D aplikací. Publikuje rovněž výkresy a modely do formátu DWF a DWFx (2D/3D).

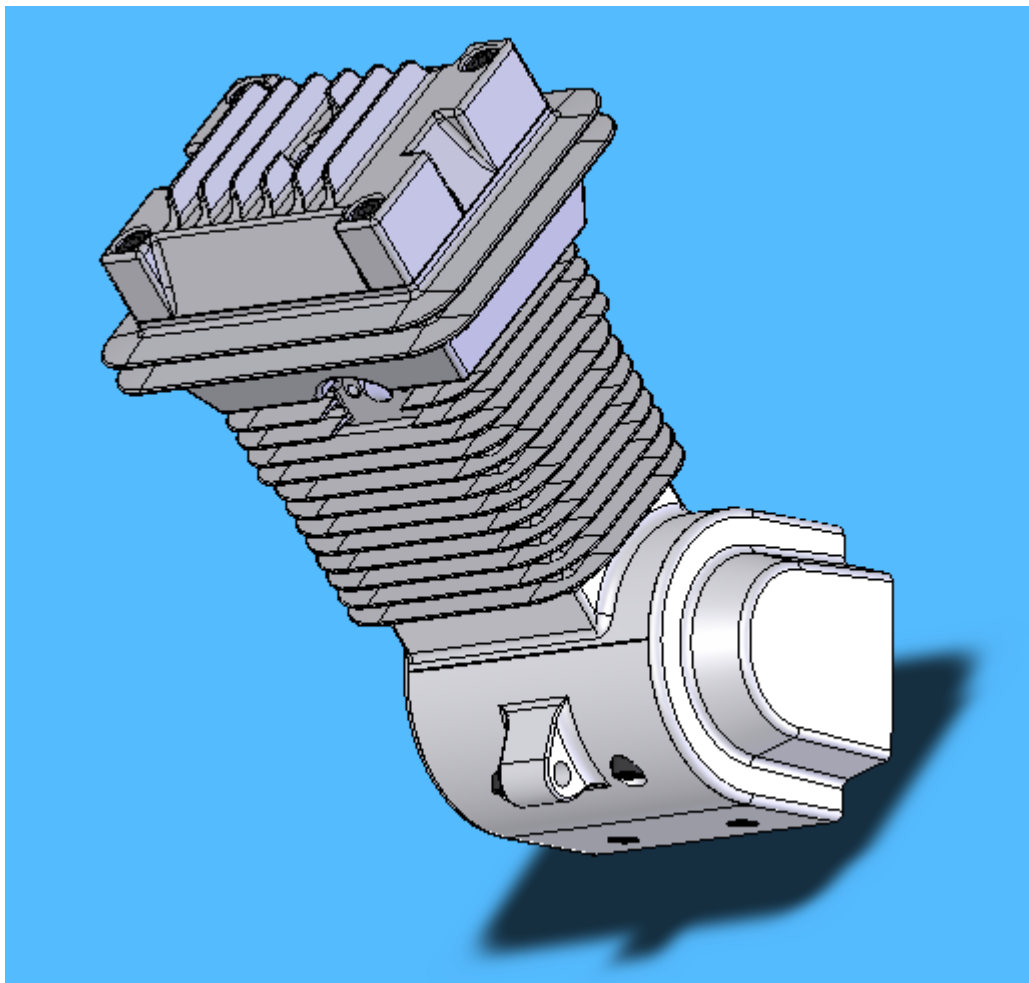


Obr. 10.1 : Úvodní obrázek při spouštění softwaru Solidworks 2005

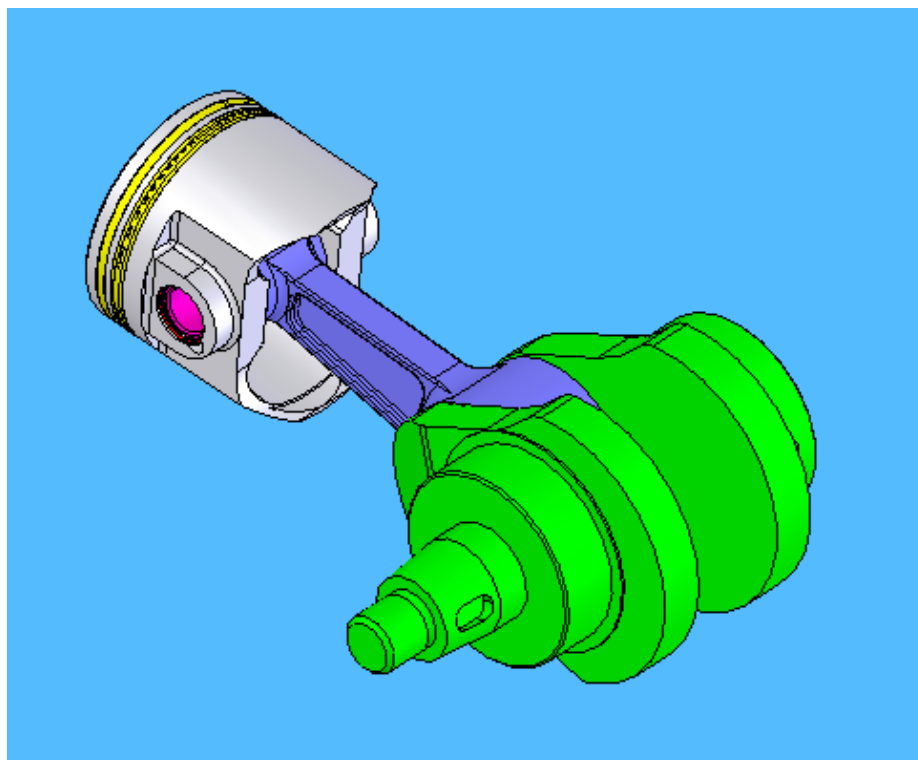


Obr. 10.2 : Pracovní prostředí Solidworks 2005

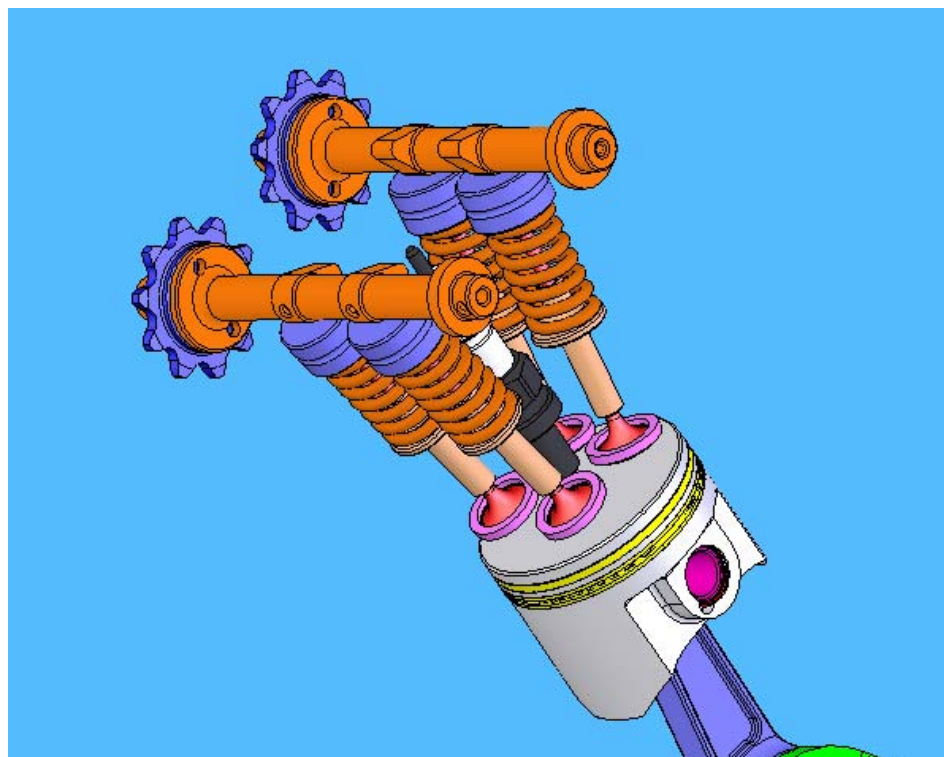
Přehled vytvořených virtuálních 3D modelů :



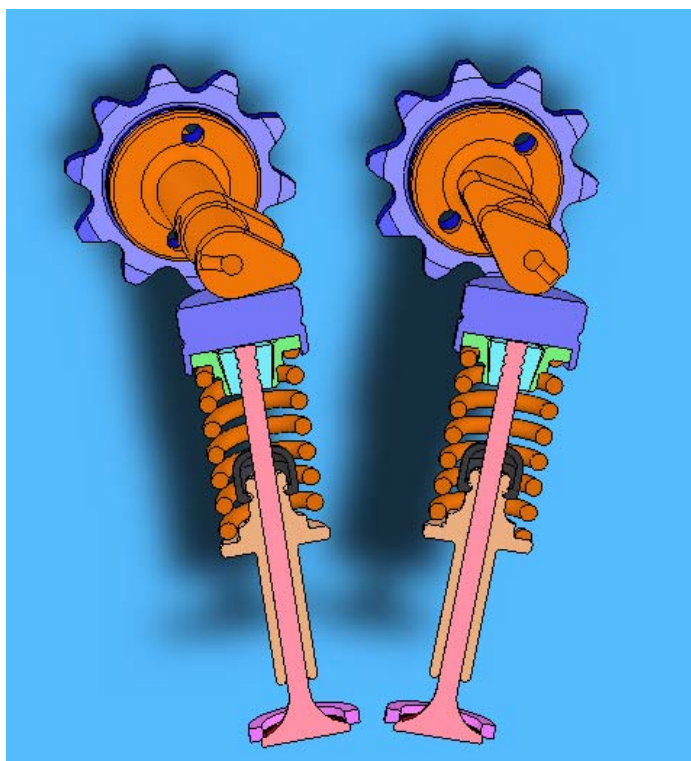
Obr. 10.3 Model řešené části motoru pro malý motocykl



Obr. 10.4 : Model klikového mechanismu



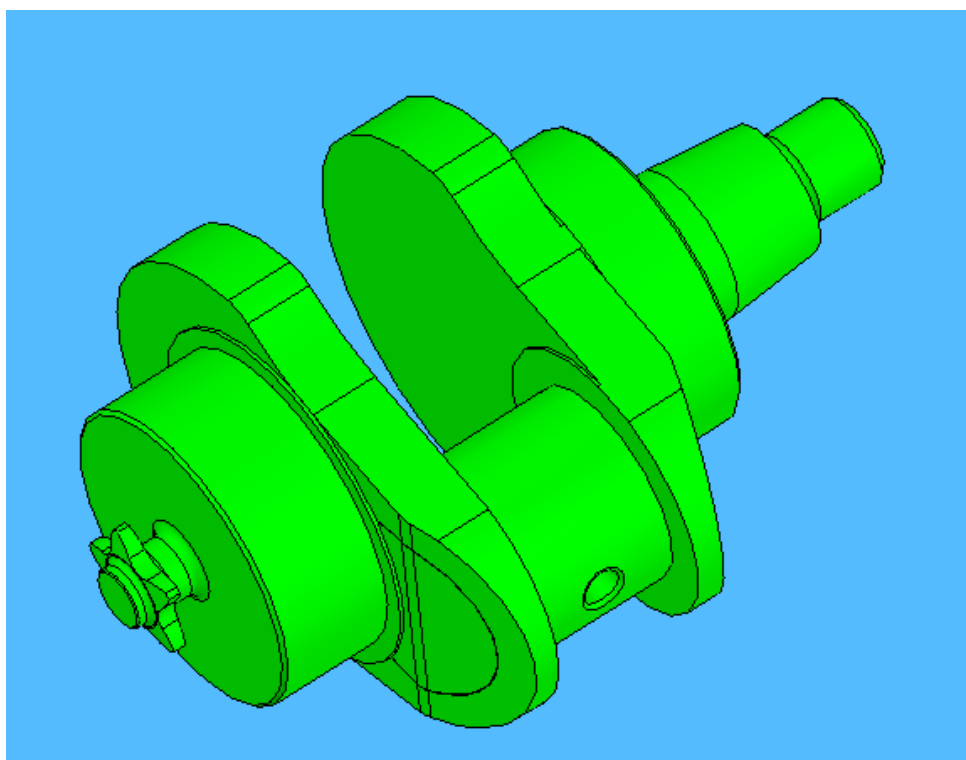
Obr. 10.5 : Model rozvodového mechanismu DOHC



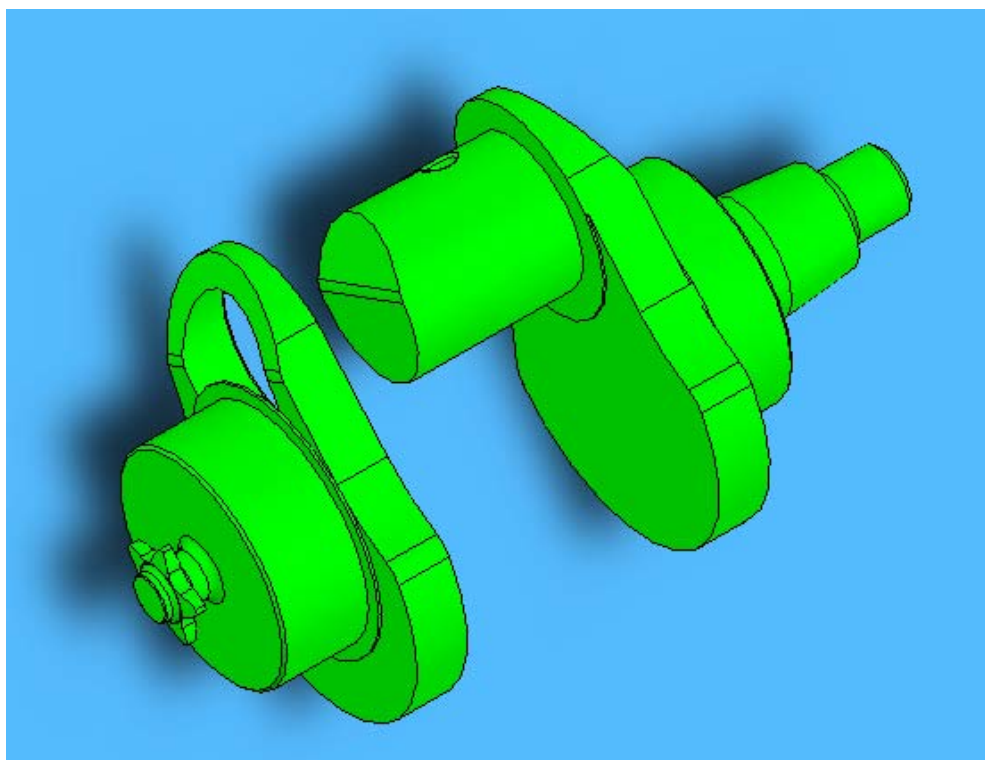
Obr. 10.6 : Vedení, uchycení a pohon ventilů



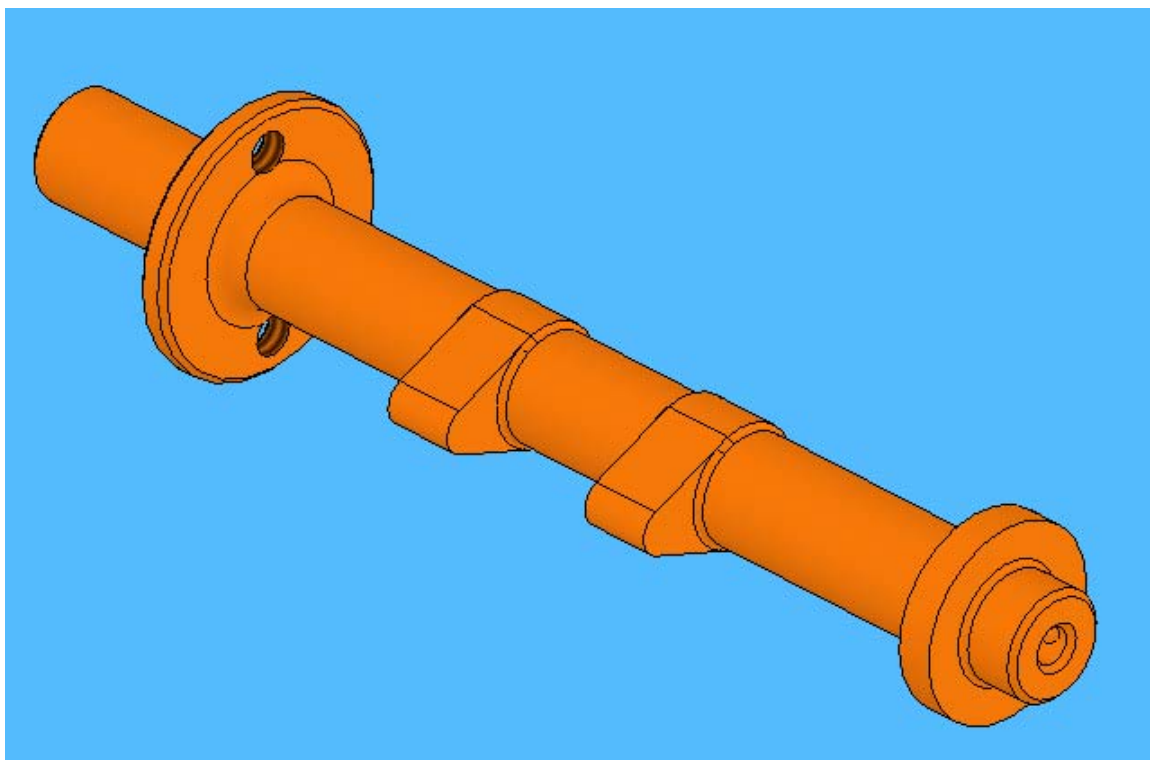
Obr. 10.7 : Umístění svíčky a ventilů



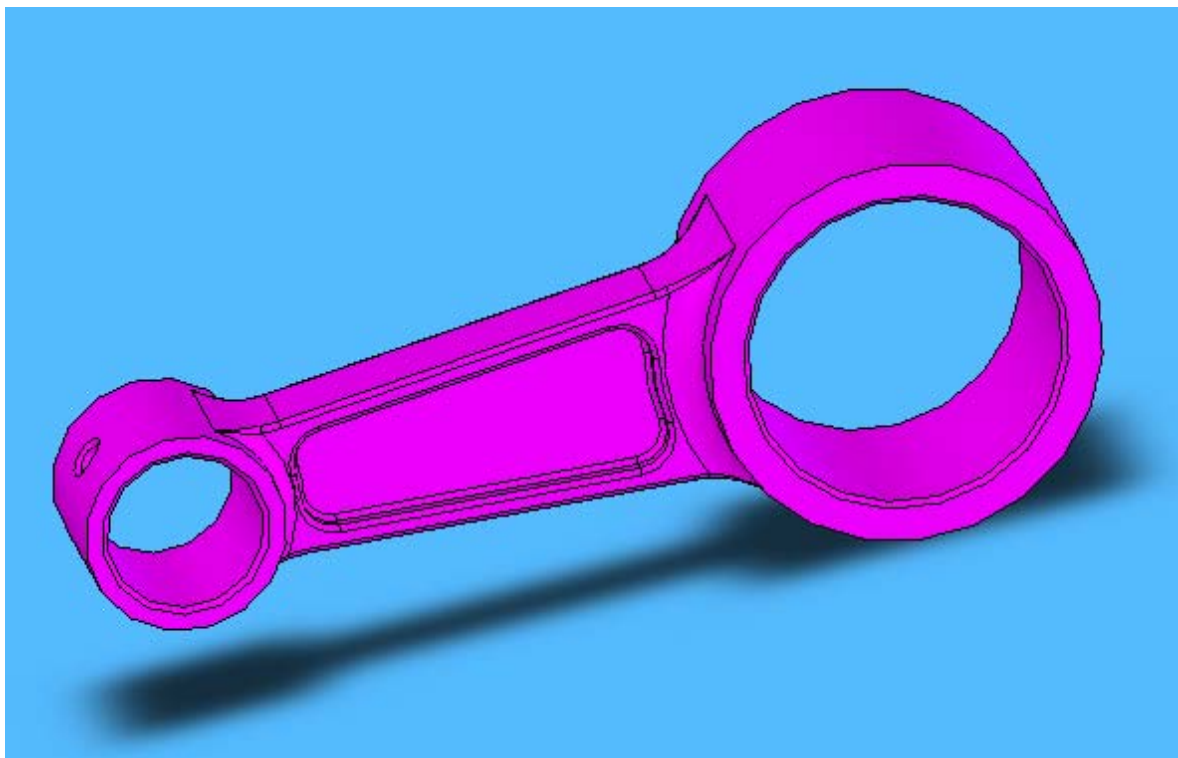
Obr. 10.8 : Model klikového hřídele



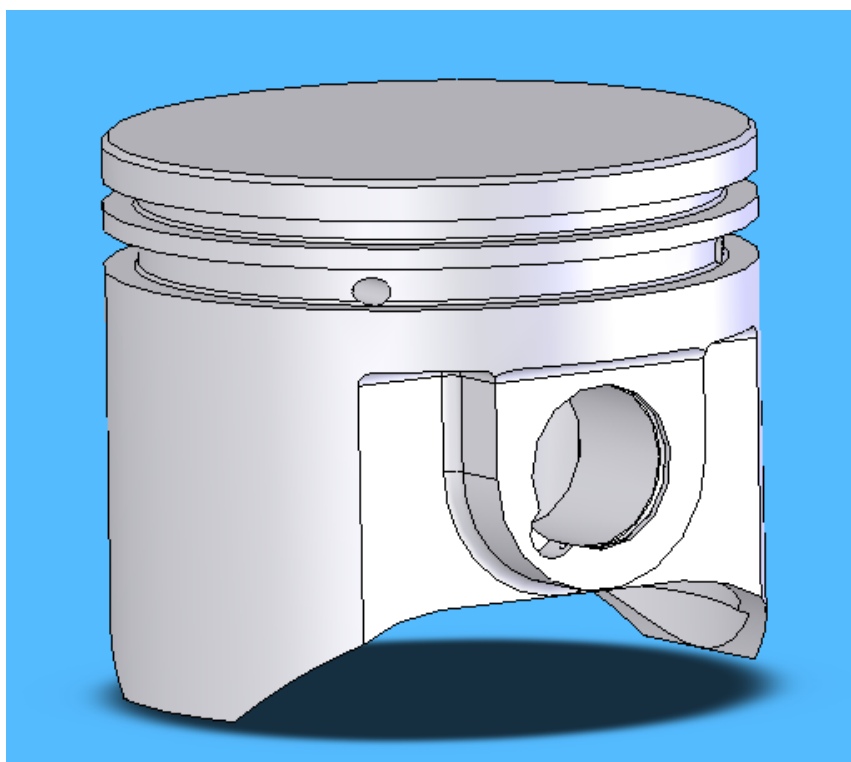
Obr. 10.9 : Modely částí klikového hřídele



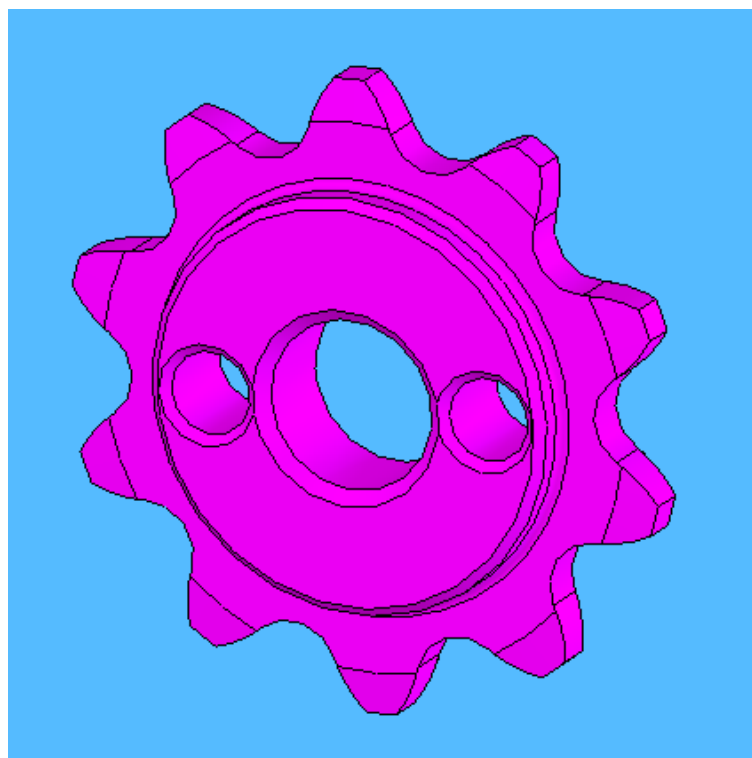
Obr. 10.10 : Model vačkové hřídele s vačkami



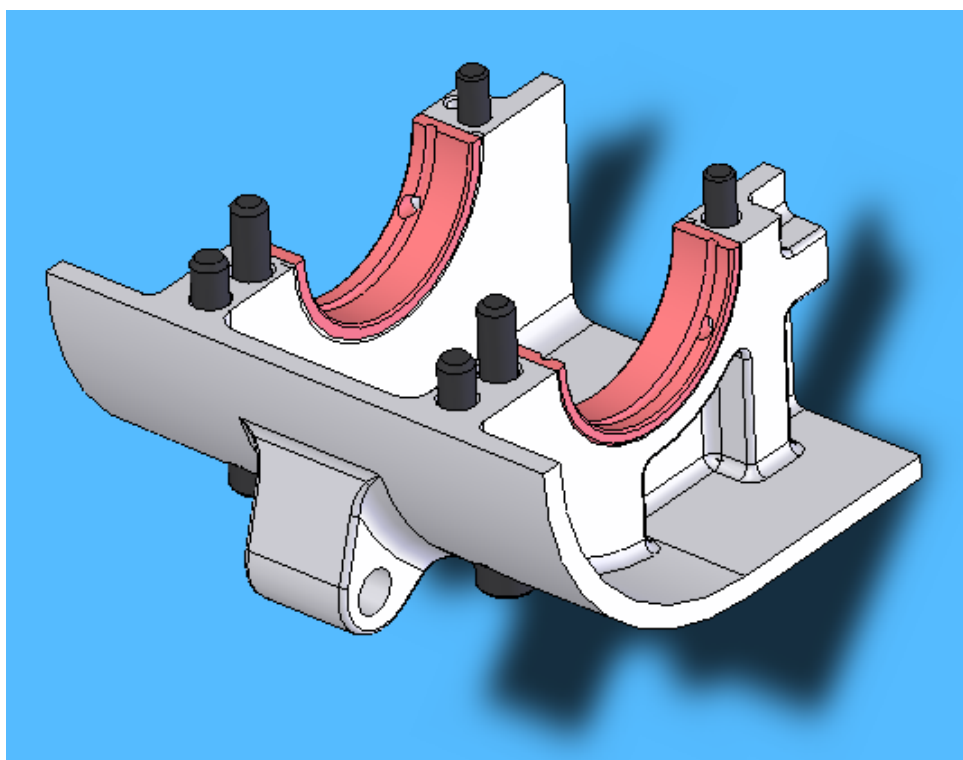
Obr. 10.11 : Model ojnice



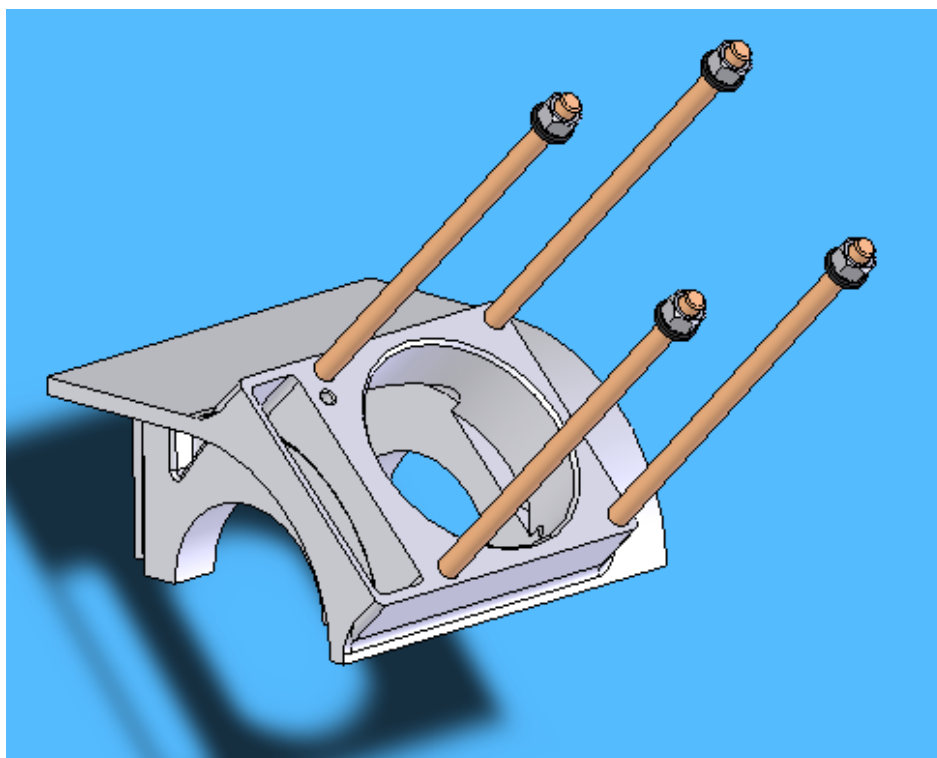
Obr. 10.12 : Model pístu



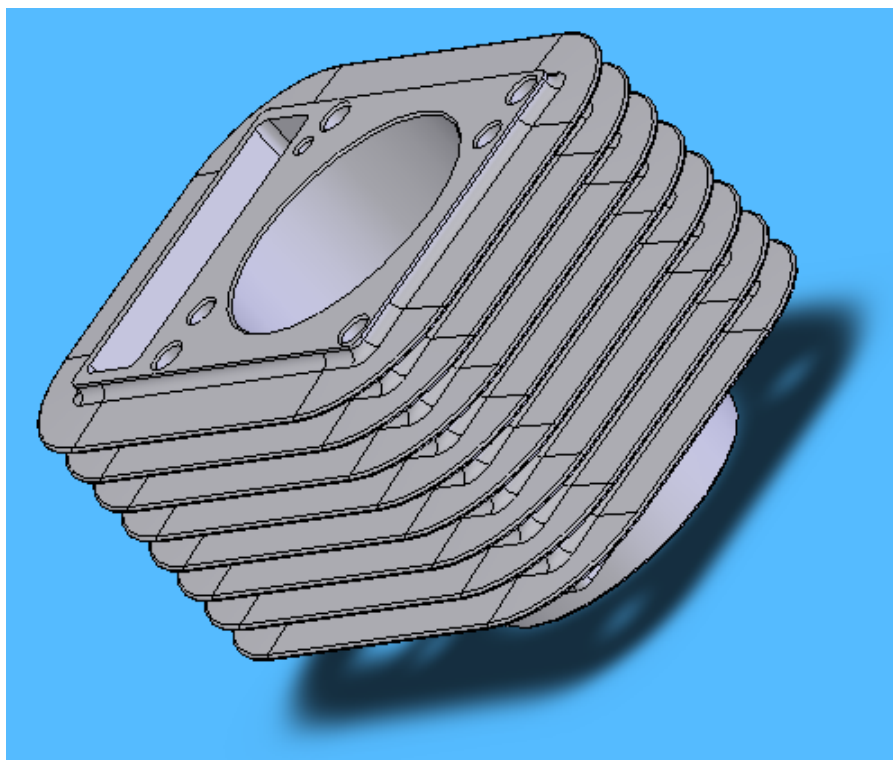
Obr. 10.13 : Model řetězového kola vačkových hřídelí



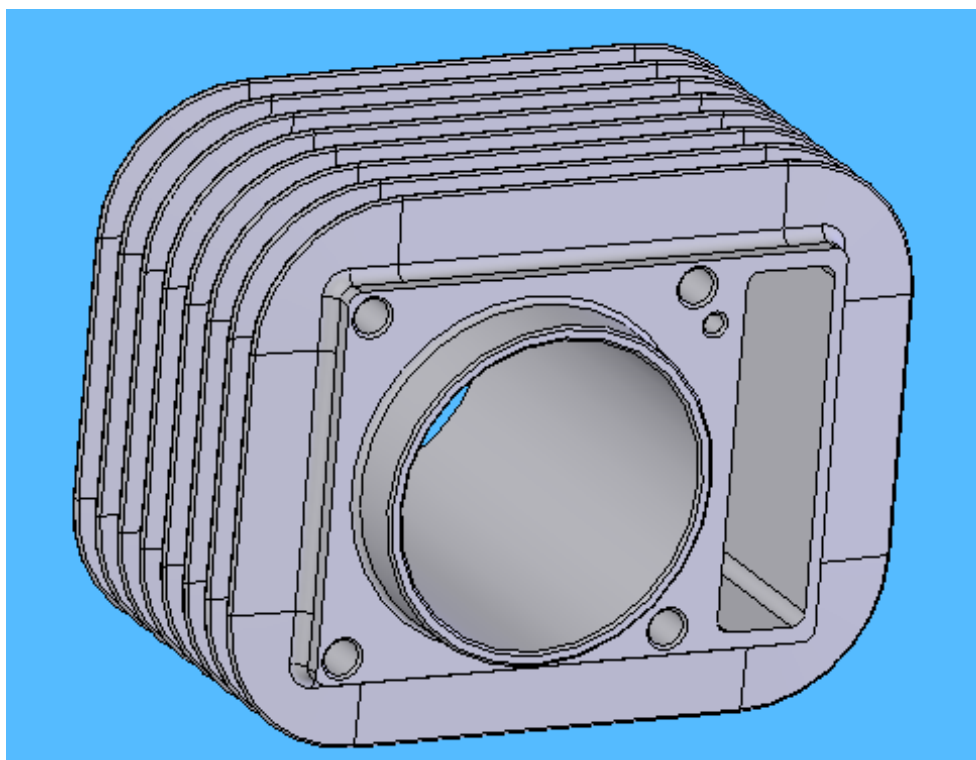
Obr. 10.14 : Model dolní poloviny klikové skříně s dalšími částmi



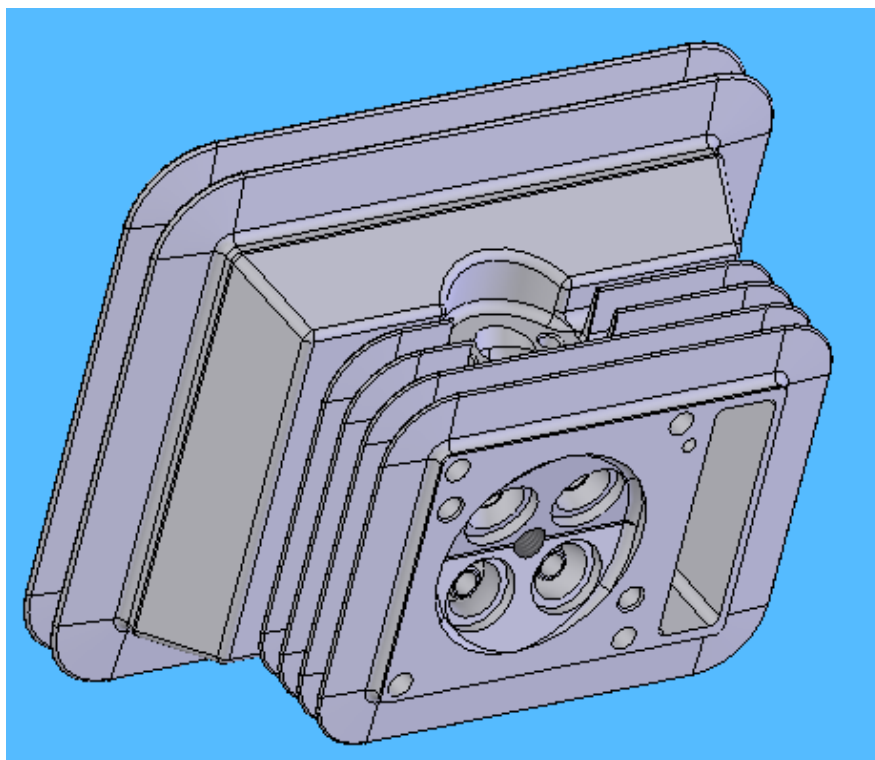
Obr. 10.15 : Model horní poloviny klikové skříně se svorníky



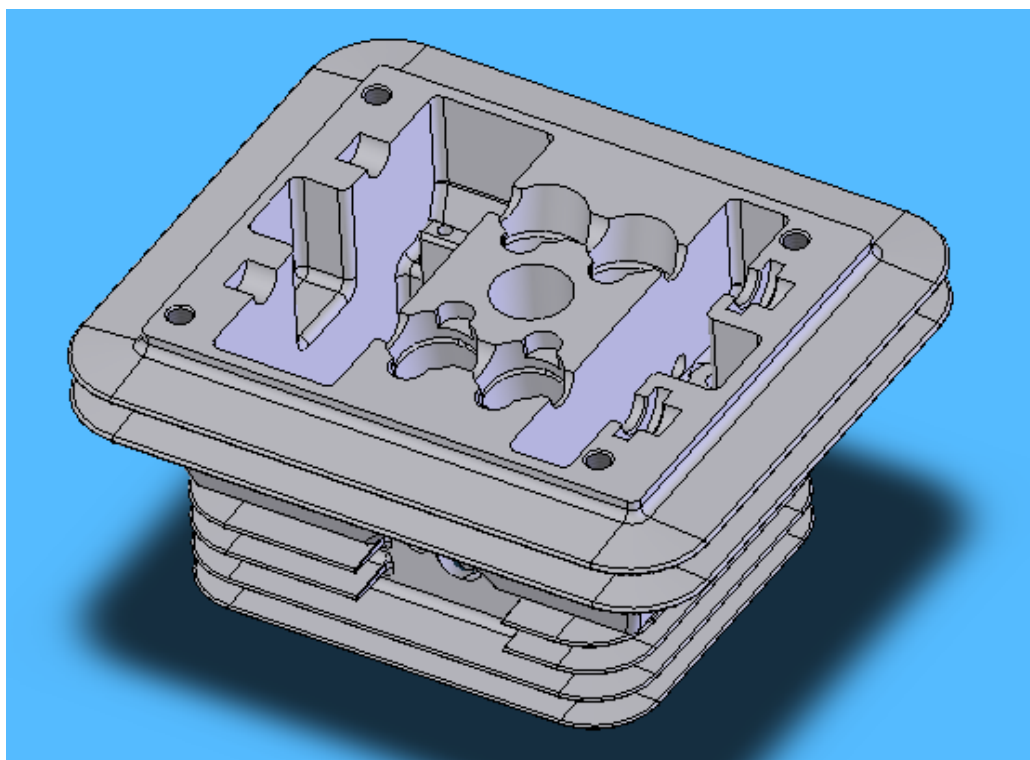
Obr. 10.16 : Model válce motoru – horní pohled



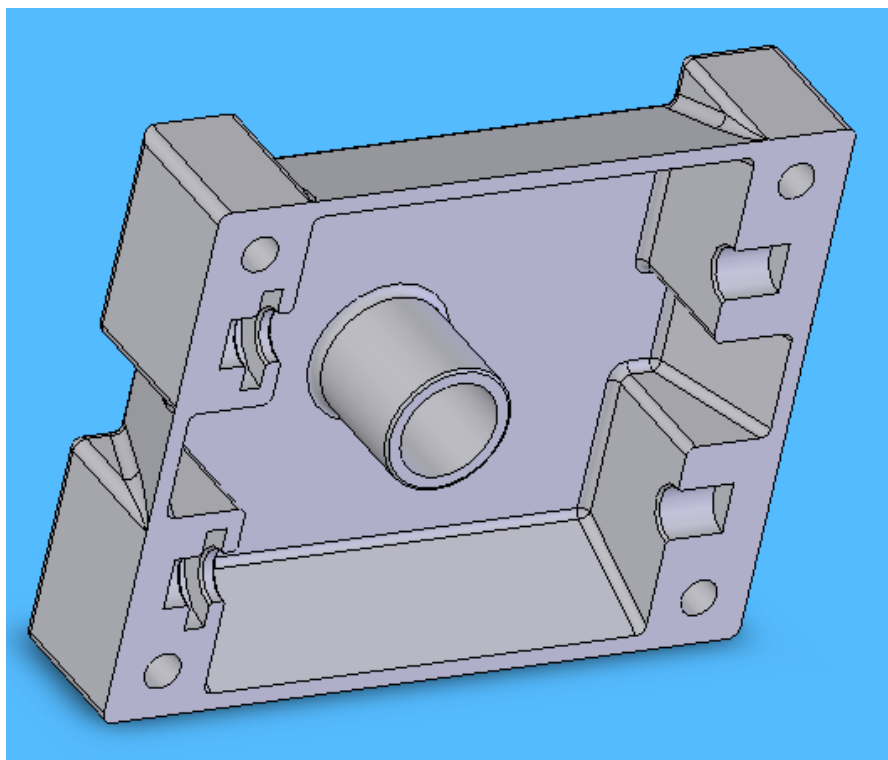
Obr. 10.17 : Model válce motoru – dolní pohled



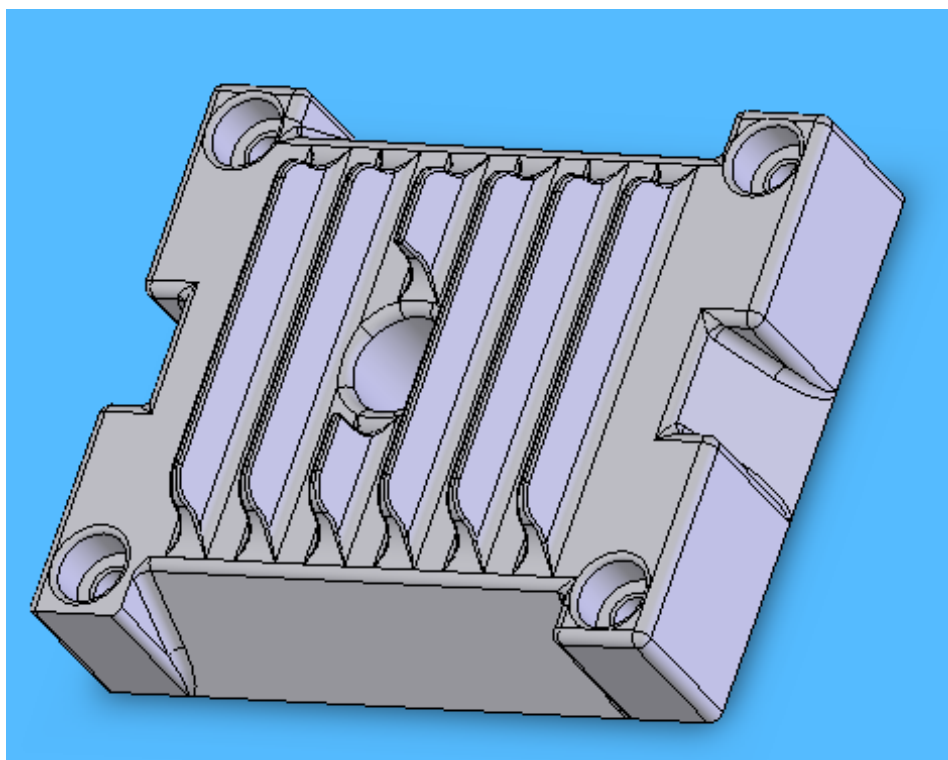
Obr. 10.18 : Model hlavy válce motoru – spodní pohled



Obr. 10.19 : Model hlavy válce motoru – spodní pohled



Obr. 10.20 : Model víka hlavy válce motoru – spodní pohled



Obr. 10.21 : Model víka hlavy válce motoru – horní pohled

11. Analýza napjatosti pístu

V kapitole 8 této diplomové práce je vyřešen pevnostní výpočet pístu motoru z navržených rozměrů. Pro bližší prozkoumání dynamického zatížení a nalezení míst, kde působí největší napětí, tzv. kritických míst je potřeba analyzovat napjatost pístu ve významných zátěžných stavech.

Zároveň lze zjistit míru bezpečnosti v těchto kritických místech, čímž lze ověřit, že jsou na požadované hodnotě s tím, že píst je vyroben co nejlépe.

Aby se modelová simulace co nejvíce přiblížila realitě, řešil jsem celou sestavu klikového mechanismu z důvodů zachování vazeb mezi součástmi. Píst se při zatěžování opírá o pracovní stěnu válce a je rotačně uchycen na pístním čepu.

Pístní čep je rotačně uložen v horním oku ojnice v ložiskovém pouzdru a jeho axiální pohyb zajišťují drátové pojistné kroužky.

Ojnice koná rotační a kývavý pohyb spolu s ramenem klikové hřídele. Klikovou hřídel jsem do řešení již nezahнул, protože jsem chtěl co nejlépe nasimulovat skutečné uchycení pístu.

Materiál pístu motoru zvolený v kapitole 3.8.1 je slitina hliníku s obsahem 11% Si. Obsah přísadových prvků je : 1,3% Fe, 1% Cu, 0,35% Mg, 2,5% Ni, 0,35% Zn a 0,25 Ti.

Potřebné vlastnosti této slitiny pro danou technologii výroby pístu jsou :

Mez kluzu $R_{p0,2}$	230 MPa
Pevnost v tahu R_m	296 MPa
Objemová hmotnost	2,71 g · cm ³
Modul pružnosti	0,72 · 10 ⁵ MPa
Koeficient teplené roztažnosti	20,7 · 10 ⁻⁶ K ⁻¹
Pissonovo číslo μ	0,34
Tvrдость HB	125

Tab. 11.1. : Vlastnosti vybrané slitiny pístu [2]

Pozn. : Uvedené vlastnosti platí při teplotě 20°C.

Pístní čep motoru této diplomové práce je z oceli 14 120.4 a potřebné vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tabulce Tab. 10.2.

Objemová hmotnost	7,8 g · cm ³
Modul pružnosti	2,1 · 10 ⁶ MPa
Pissonovo číslo μ	0,3

Tab. 11.2. : Vlastnosti vybrané slitiny pístu [2]

Pro analýzu napjatosti se dnes využívá metody konečných prvků (MKP). Použil jsem školní výpočtový program ANSYS, kdy provedené výpočty budou lineárně statické s napětími do meze kluzu.

Takže budou malé deformacemi a posuvy (řád 10^{-2} a méně) v pružné oblasti, aby nedošlo k plastickému přetvoření geometrie modelu pístu.

Jelikož se zabývám pevnostní analýzou pístu, nezahrnuji do výpočtů teplo, které vzniká spalováním pracovní směsi, jenž značně ohřívá píst a snižuje tak i jeho mez kluzu [Pa].

Uvažuji tedy, že na píst působí pouze tlaky, síly a zrychlení.

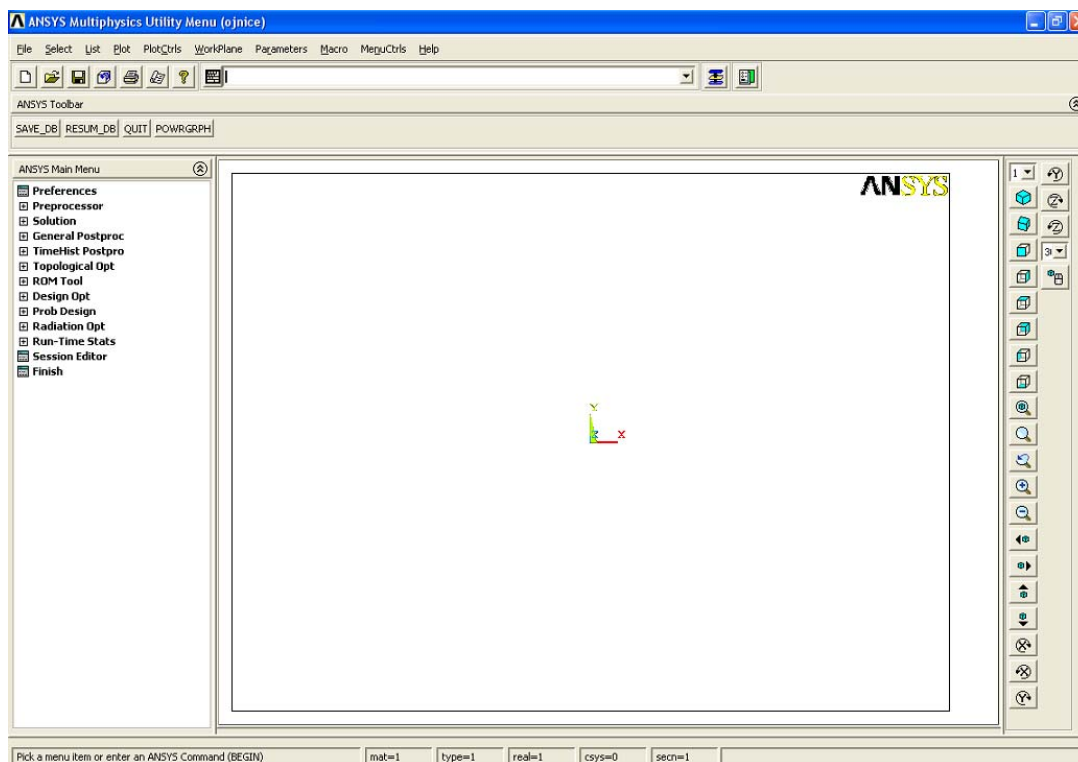
11.1 Systém ANSYS

Tento počítačový software je postupně vyvíjen už od roku 1970. Je to programový balík založený na metodě konečných prvků, který určen pro řešení rozsáhlých lineárních i nelineárních (fyzikálně i geometricky) úloh mnoha různých kategorií např. strukturální, teplotní, teplotně-mechanické, proudění, elektromagnetické, akustické atd.). Pracuje s 3D modely součástí, kterým lze přiřadit fyzikální i mechanické vlastnosti.

Součástí jsou také ANSYS Autodyn pro explicitní nelineární simulaci dynamiky kontinua (tekutin a plynů), ANSYS Fatigue pro řešení únavového namáhání, atd.



Obr. 11.1 : Úvodní obrázek při spuštění softwaru ANSYS



Obr. 11.2 : Pracovní prostředí programu ANSYS

Pro práci v programu ANSYS je potřeba virtuální 3D model s přesně definovanou geometrií. Pro takový model poté můžeme zadat vstupní data, vlastnosti materiálu a okrajové podmínky.

Výpočtový virtuální 3D model je poté vysíťován, kdy je jeho objem (plocha, čára) rozložen na konečný počet prvků (částí) o určité velikosti. Odtud vznikl pojem „Metoda konečných prvků“.

Pro tyto prvky jsou, po zadání okrajových podmínek, při řešení sestaveny silové rovnice, jejichž soustavu program Ansys řeší. Výsledkem řešení je průběh napětí v objemu modelu a jeho deformace ve všech směrech a místech.

Mezi okrajové podmínky patří vazby mezi jednotlivými tělesy, silové a momentové účinky, zrychlení, gravitace, teplota atd..

11.2 Převod modelu pístu a dalších částí

Virtuální 3D model součástí jsem vytvořil převodem geometrie součást již vytvořených 3D modelů ze softwaru Solidworks 2005. Při načtení souboru modelu se rekonstruuje geometrie, která je uložena v souboru.

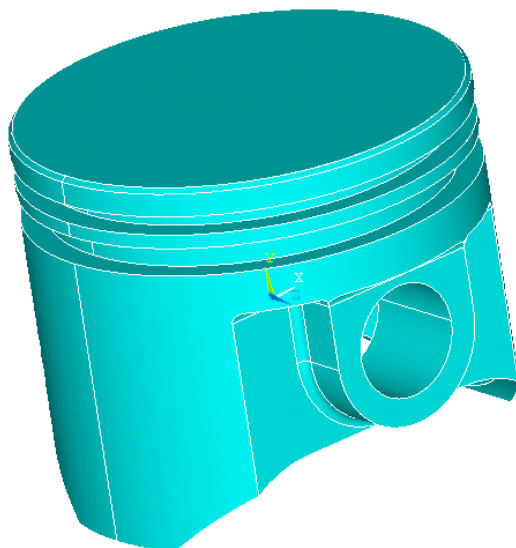
Rekonstrukce probíhá metodou „Bottom Up“ tzn. od bodů přes čáry a plochy až po objemy.

Nejprve jsem si ve školním CAD programu Solidworks 2005 vygeneroval takový soubor, který je kompatibilní se systémem ANSYS a lze pomocí tohoto datového souboru importovat modely do programu ANSYS.

Oba tato systémy pracují se soubory „sat“, takže vygenerované soubory 3D modelů částí klikového mechanismu jsem pomocí funkce import převedl modely do programu ANSYS, kde se změnil na vlastní databázový soubor ANSYS-u s příponou „db“.

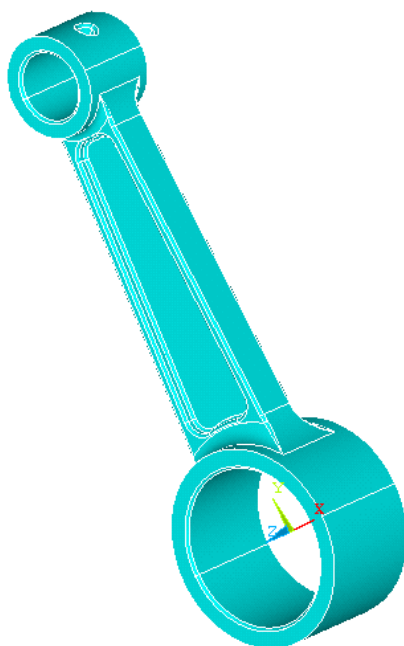
Pro snadnější převod pístu jsem z 3D modelu odebral vnitřní zaoblení drážek pro pístní kroužky, otvory pro odvod setřené oleje a drážky pro pojistné kroužky pístního čepu.

ANSYS



Obr. 11.3 : Vygenerovaný model pístu

ANSYS



Obr. 11.3 : Vygenerovaný model ojnice

11.3 Vstupní hodnoty použitých materiálů

Píst s válcem motoru jsou vyrobeny ze slitiny hliníku a ojnice s pístním čepem z oceli. Pístu a válci jsem přiřadil „Materiál 1“ a ojnici s pístním čepem „Materiál 2“.

Barevně rozlišené materiály jsou vidět na obrázku Obr. 11.5, kdy modrá barva součásti značí „Materiál 1“ a fialová barva součásti značí „Materiál 2“.

V části preprocesing-u, jsem zadal materiálové vlastnosti, pro dané materiály. Oba jsou lineární (Hookovské), elastické a izotropní. Konkrétní materiálové vlastnosti vychází z tabulek Tab. 11.1 a Tab. 11.2.

11.4 Vysítování modelů

Síť je možné generovat dvěma hlavními způsoby. Volné síťování vyplní objem čtyřstěny a mapované síťování šestistěny. Volné síťování je nejrychlejším prostředkem pro tvorbu sítě, ale nevýhodou je velký počet elementů a možné degenerace jejich tvaru.

Oproti tomu mapované síťování snižuje počet elementů (při stejné velikosti ve srovnání s volným síťováním) a zajišťuje rovnost tvarů a velikost prvků, nevýhodou je však časová náročnost při tvorbě.

Nepravidelný objem u obecných těles je nutno rozdělit na pravidelné pod-objemy, které je už možno síťovat mapovaně.

Kombinací způsobů je tzv. vytažení sítě, který se hodí pro síťování nepravidelných objemů. Tento příkaz kombinuje výhody obou předchozích síťování.

U sítě je dále možno volit velikost, tvar a úroveň zahuštění elementů. Všechny tyto parametry pak mají vliv na kvalitu výsledků a na velikost relativní energetické chyby.

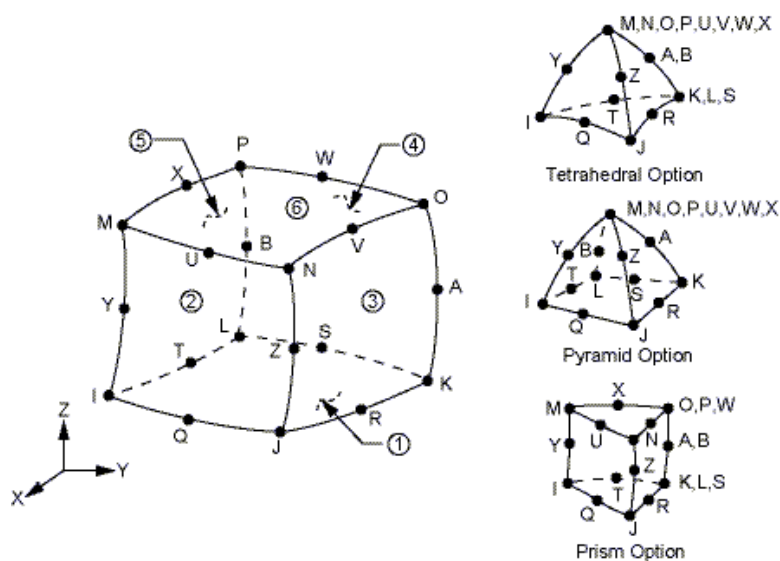
Před vlastním vysítováním je nutné si připravit části modelů, aby poté vznikla co nejpravidelnější síť. Pístní čep, nálitky pístu pro pístní čep a vnitřky obou ok ojnice jsou válcovité, což samo o sobě směřuje k pravidelné (mapované) síti.

Na pístu se nachází několik dalších válcových částí – můstky, proto byly jejich plochy odděleny od ploch pístu Obr. 11.8.

Pro vysítování všech modelů jsem zvolil prvek (element) „SOLID 95“. Je to prvek, který má 20 uzlů (Nodes) a dále kvadratický, strukturální objemový element vhodný pro modelování nebo import (z CAD systému) nepravidelných objemů. Uzly mají tři stupně volnosti : posuvy „UX“, „UY“ a „UZ“.

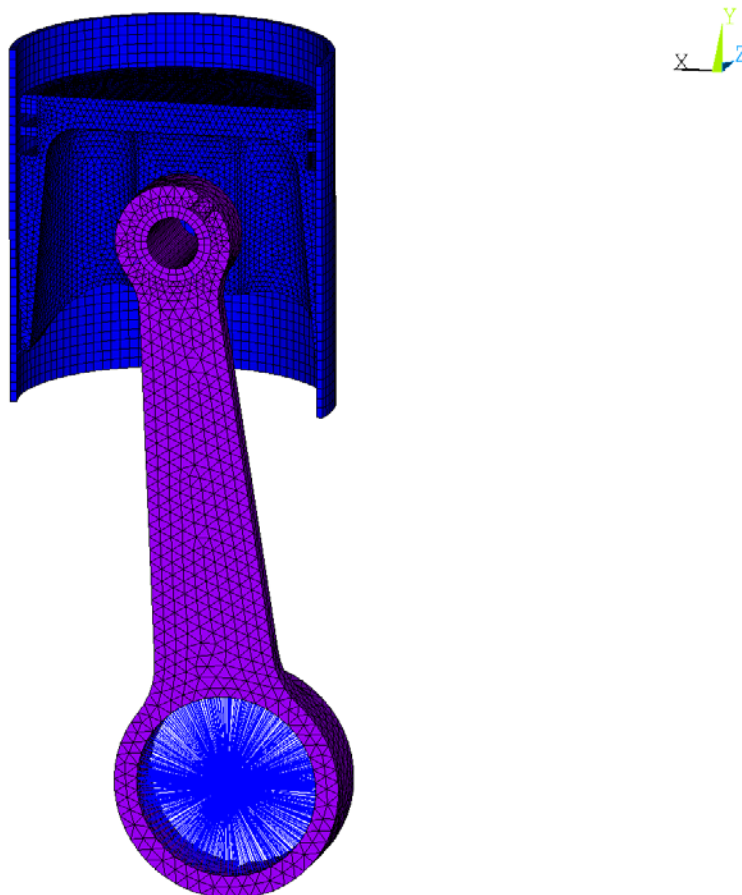
Element tedy umožňuje modelovat plasticitu, hyperelasticitu, creep a velké posuvy (výchyšky). Je schopen simulovat také deformace téměř nestlačitelných elastoplastických a úplně nestlačitelných hyperelastických materiálů.

Na Obr. 11.4 jsou uvedeny možné tvary prvku (degenerace).



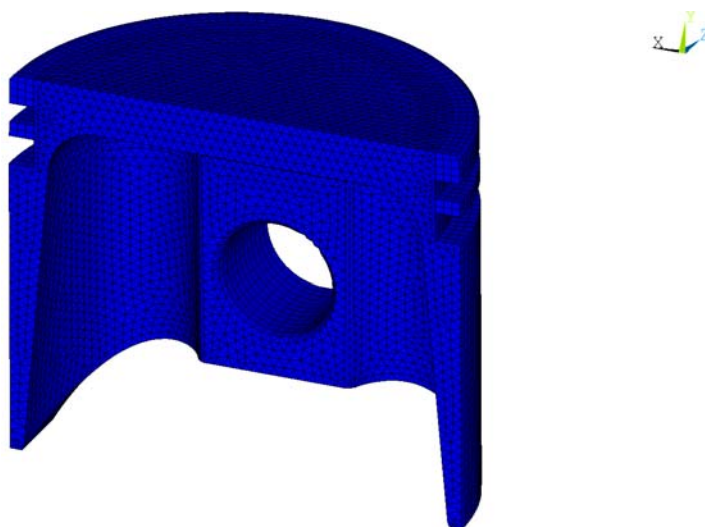
Obr. 11.4 : Prvek „SOLID 95“ programu ANSYS

Celkový počet těchto elementů „SOLID 95“ použitých při řešení byl 125 702.

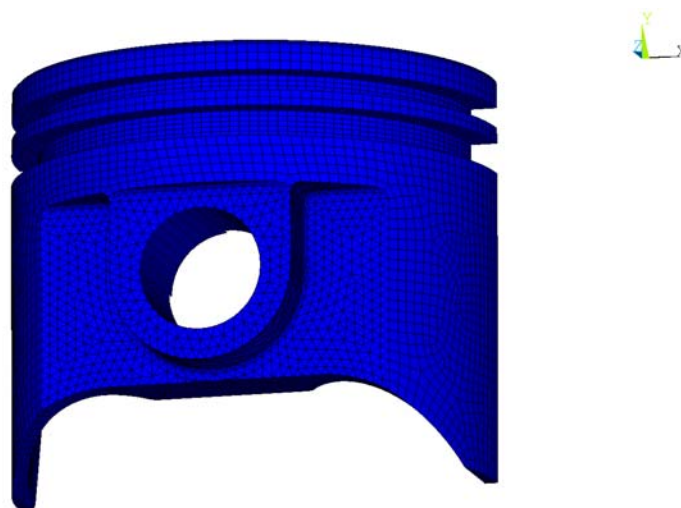


Obr. 11.5 : Vysíťované 3D modely s uchycením oka ojnice a jejím odkloněním

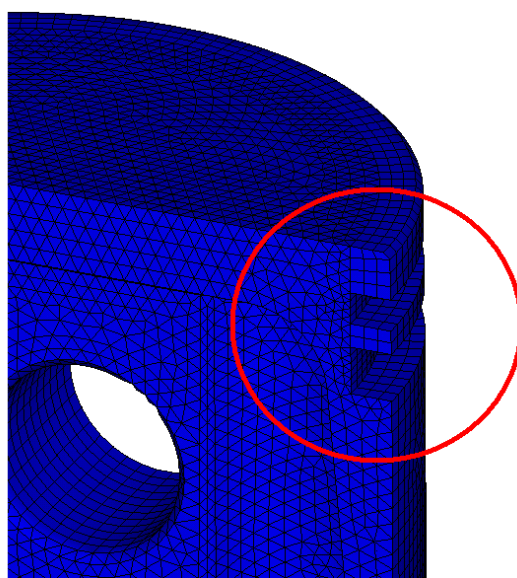
Jelikož jde o symetrickou úlohu, postačuje řešit jednu její polovinu. Tento přístup zrychlí přípravnou práci a samotné výpočtové operace programu.



Obr. 11.6 : Pohled na vnitřek vysíťovaného pístu motoru



Obr. 11.7 : Pohled na vnějšek vysíťovaného pístu motoru



Obr. 11.8 : Oddělené a vysíťované plochy můstků pístu

11.5 Okrajové podmínky

11.5.1 Vazby mezi tělesy

V reálném stavu je píst uchycen na pístním čepu, na kterém se relativně otáčí a dotýká se pracovní plochy válce, kterou je současně veden jeho přímočarý pohyb. Tuto situaci popisují tři kontakty, z nichž jeden je proměnlivý.

Tento proměnlivý kontakt je se stěnou válce motoru přes mazací vrstvu vlivem natáčení pístu okolo pístního čepu. Mezi plášť pístu a modelem válce jsem zadal kontakt se součinitelem smykového tření : $\mu_T = 0,05$ [-]

Tato hodnota platí pro kontakt slitina hliníku – slitina hliníku za současného mazání olejem. Zbylé dva kontakty jsou mezi pístem s pístním čepem a pístním čepem s ojnicí. Jim jsem přiřadil stejný součinitel smykového tření jako v případě pístu s válcem motoru, jelikož uvedená hodnota je stejná.

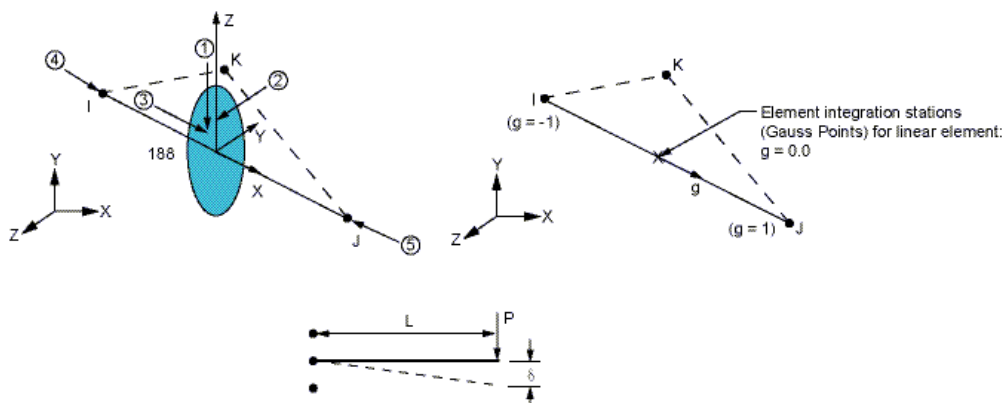
Skutečná stěna válce je nahrazena tenkou stěnou, která je zavazbená tak, že neumožňuje žádnou její deformaci. Je tedy dokonale tuhá, což je přibližně její skutečný stav.

Jelikož z důvodů zjednodušení řeším jen polovinu jednotlivých dílů, je dělicí plocha všech dílů zavazbená tak, že neumožňuje posun v ose „Z“ viz. souřadný systém dle Obr. 11.5. Výseč náhrady stěny válce je na každé straně o 10° okolo osy „Y“ přetažená, z důvodů zpřesnění výpočtu samotné poloviny pístu.

Pro uchycení (zavazbení) dolního oka ojnice ve vychýlené poloze jsem použil lineární prvek „BEAM 188“. Zamezil jsem jejich pohybu ve směru všech os („X“, „Y“ a „Z“), takže umožnily jen požadované natáčení ojnice okolo osy „Z“.

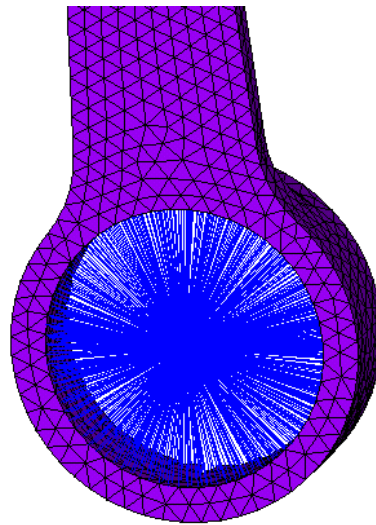
Prvek „BEAM 188“ je 3D prutový element s dvěma uzly s šesti stupni volnosti pro každý uzel. Dovoluje tedy posuvy „UX“, „UY“, „UZ“ a rotace kolem jednotlivých os. Tento prvek je založený na paprskové teorii, která zahrnuje deformace smykem (stříhem).

U elementu se zadává jeho průřez a počáteční napjatost. Je dána poměrem „ Δ / L “, kde „ Δ “ je rozdíl mezi délkami elementu „ L “ (vzdálenost mezi uzly) a „ L_0 “ při níž je napjatost nulová.



Obr. 11.9 : Prvek „BEAM“ 188 programu ANSYS

Celkový počet těchto elementů BEAM 188 použitých při řešení byl 6 410.



Obr. 11.7 : Pohled na uchycení dolního oka ojnice

11.5.2 Silové účinky působící na tělesa

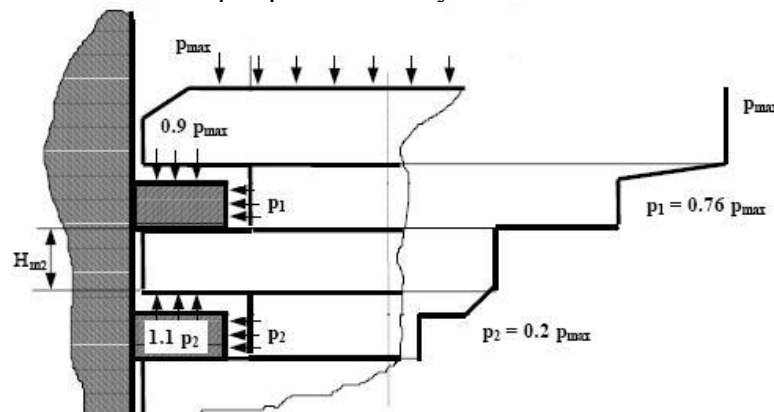
Významných zátěžných stavů pístu je několik. Mezi tyto stavy patří stav, kdy je nejslabší místo (průřez) pístu namáháno tahem při doběhu pístu do horní úvratě vlivem setrvačnosti jeho hmoty nad tímto průřezem viz. kapitola 8.2.2.

Tohle samé místo je významně namáháno i tlakem viz. kapitola 8.2.1, při působení maximálního spalovacího tlaku v pracovním prostoru válce, kdy se píst nachází kousek za horní úvratí.

Situace, kdy je píst namáhán maximálním spalovacím tlakem je zároveň nejvýznamnější stav, pro který jsem řešil napjatostní analýzu pístu motoru této diplomové práce.

Tento maximální spalovací tlak ve válci je dle kapitoly 6.2.1 roven $p_{\max} = 5,877$ MPa při $\alpha_{p_{\max}} = 376^\circ$, což je 16° za jeho horní úvratí. Ten působí na plochu dna pístu, což je průmět jeho průměru do roviny „XY“. Avšak tlak nad pístem proniká i do drážek pro pístní kroužky.

Proto jsem zadal maximální spalovací tlak na plochu dna pístu a dále tlaky na jednotlivé plochy pístních můstků a drážek pro pístní kroužky Obr. 11.7.



Obr. 11.7 : Průběh tlaků na můstcích a v drážkách pro pístní kroužky [2]

Jednotlivé tlaky jsou dle empirických vztahů zjištění praxí :

Dno pístu p_{\max} $p_{\max} = 5,877 \text{ MPa}$

První můstek p_{\max} $p_{\max} = 5,877 \text{ MPa}$

Horní a dolní plocha drážky pro těsnící kroužek $p_0 = 0,9 \cdot p_{\max}$ $p_0 = 5,289 \text{ MPa}$

Boční plocha drážky pro těsnící kroužek $p_1 = 0,76$ $p_1 = 4,467 \text{ MPa}$

Druhý můstek $p_3 = 0,22 \cdot p_{\max}$ $p_3 = 1,293 \text{ MPa}$

Horní a dolní plocha drážky pro stírací kroužek p_3 $p_3 = 1,293 \text{ MPa}$

Boční plocha drážky pro stírací kroužek $p_2 = 0,2 \cdot p_{\max}$ $p_2 = 1,176 \text{ MPa}$

Současně se píst pohybuje se zrychlením směrem do dolní úvrati, což vyvolá setrvačné síly, které působí v opačném směru. Jeho zrychlení není konstantní a mění se dle grafu Graf 6.3. Zrychlení pístu v tomto okamžiku je potom z grafu Graf 6.3 rovno :

$$a_3 = 31\,005 \text{ m}\cdot\text{sec}^{-2}$$

Tímto zrychlením vzniká setrvačná síla pístu, která působí proti maximálnímu spalovacímu tlaku a tudíž zmírňuje silové namáhání pístu od tohoto tlaku.

Zrychlení platí jak pro píst, tak i pro pístní čep s ojnicí. Proto jsem zrychlení „ a_3 “ zadal v programu ANSYS jako gravitaci, působící ve směru osy „+Y“ o dané velikosti.

V tomto zátěžném stavu je píst již 16° za jeho horní úvrati a pro tento úhel natočení klikového hřídele odpovídá odklon ojnice $\beta = 5,4903^\circ$. Proto se musí ojnice o tento úhel vyklonit od osy válce i při řešení tohoto stavu metodou konečných prvků.

11.6 Výsledky pevnostní analýzy pístu

Mezi výsledky patří rozložení redukovaného napětí v objemu a deformace všech těles. Dále je možnost zjistit penetraci (vzájemný průnik) těles, které se dotýkají a mají mezi sebou kontaktní vazbu.

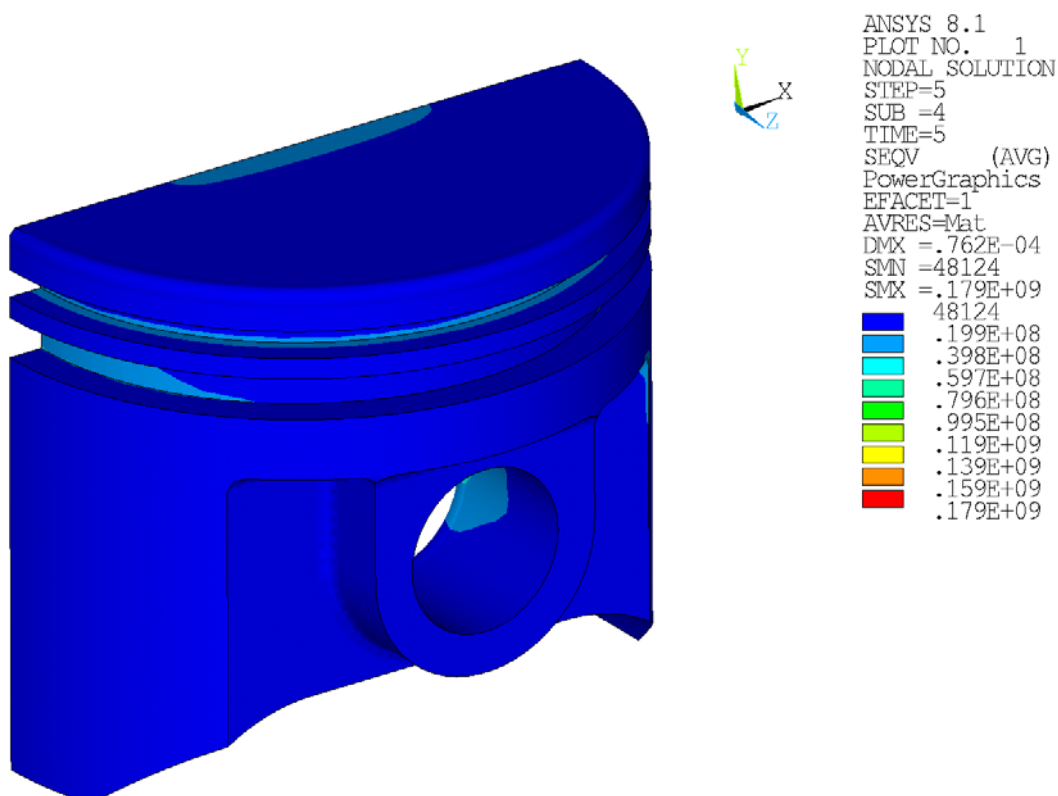
Tato diplomová práce je zaměřena na pevnostní analýzu pístu, proto jsou zde uvedeny důležité výsledky analýzy pístu.

11.6.1 Průběh redukovaného napětí

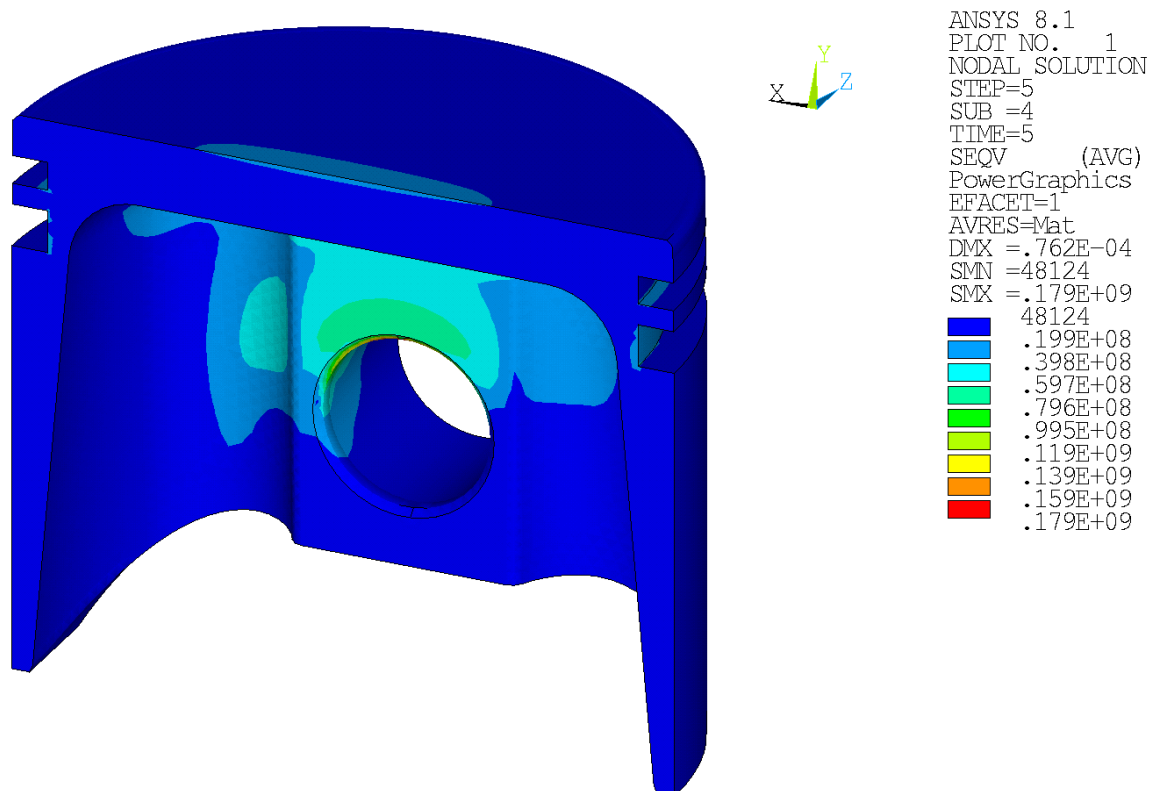
Pro vykreslení redukovaného napětí jsem zvolil redukci napětí dle Von-Mises. Tento přístup počítá redukované napětí dle vztahu (78), který sestavil Von-Mises v roce 1913.

Průběh napětí v pístu je zobrazen na Obr. 11.8, 11.9 a 11.10. Nejmenší napětí je vyznačeno tmavě modrou a se zvyšující se hodnou roste až do červené barvy, která vyznačuje místa s nejvyšším napětím, tzv. kritická místa.

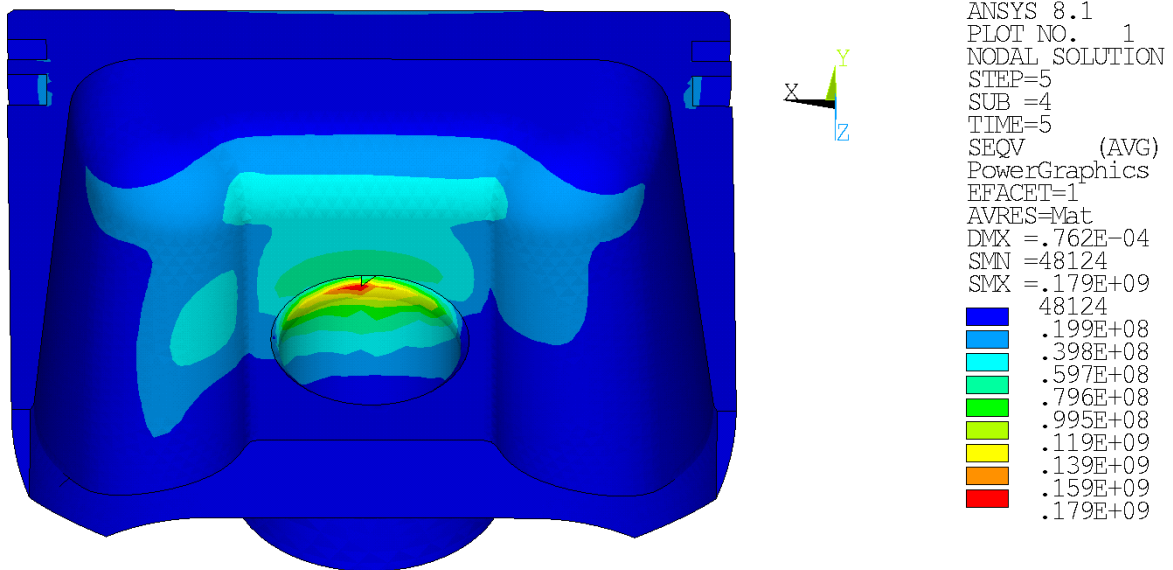
U jednotlivých obrázků je uvedena i barevná stupnice s příslušnými hodnotami napětí v [Pa].



Obr. 11.8 : Průběh napětí na vnějším povrchu pístu



Obr. 11.9 : Průběh napětí na vnitřním povrchu pístu



Obr. 11.10 : Pohled na místo s nejvyšším napětím na pístu

Z uvedených obrázků lze vyčíst, že tzv. kritické místo je na okraji nálitku pro pístní čep, kde působí napětí 179 MPa viz. Obr. 11.10. V uvedeném místě se nachází sražení hrany nálitku.

Další místa s vyšším napětím je vnitřní přechod pláště do dna pístu. Zde se pohybuje napětí mezi 20 ÷ 60 MPa. Obdobné zvýšené napětí působí v obou drážkách pro pístní kroužky viz. Obr. 10.8.

Na vykresleném průběhu napětí viz. Obr 11.10 lze vidět, jak se ukazuje místo „ostrůvek“ s napětím 60 MPa, které je na vnitřním přechodu pláště do dna pístu na levé polovině (odvrácená polovina pístu od zobrazeného souřadného systému). Tato strana pístu se při zatížení opírá o stěnu válce.

Pro kritické místo se stanoví koeficient bezpečnosti ze vztahu :

$$k_p := \frac{R_{p0.2}}{\sigma_{redMax}} \quad [-] \quad (85)$$

Vstupní hodnoty : $R_{p0.2} = 230 \text{ MPa}$
 $\sigma_{redMax} = 179 \text{ MPa}$

Výsledný koeficient bezpečnosti v tomto kritickém místě je $k_{BP} = 1,285 [-]$. Běžně požadovaná hodnota koeficientu bezpečnosti pístu se pohybuje v rozmezí 1,1 ÷ 3 dle lit. [4], podle druhu použití motoru.

Zhodnocení koeficientu pro kritické místo pístu : VYHOVUJE.

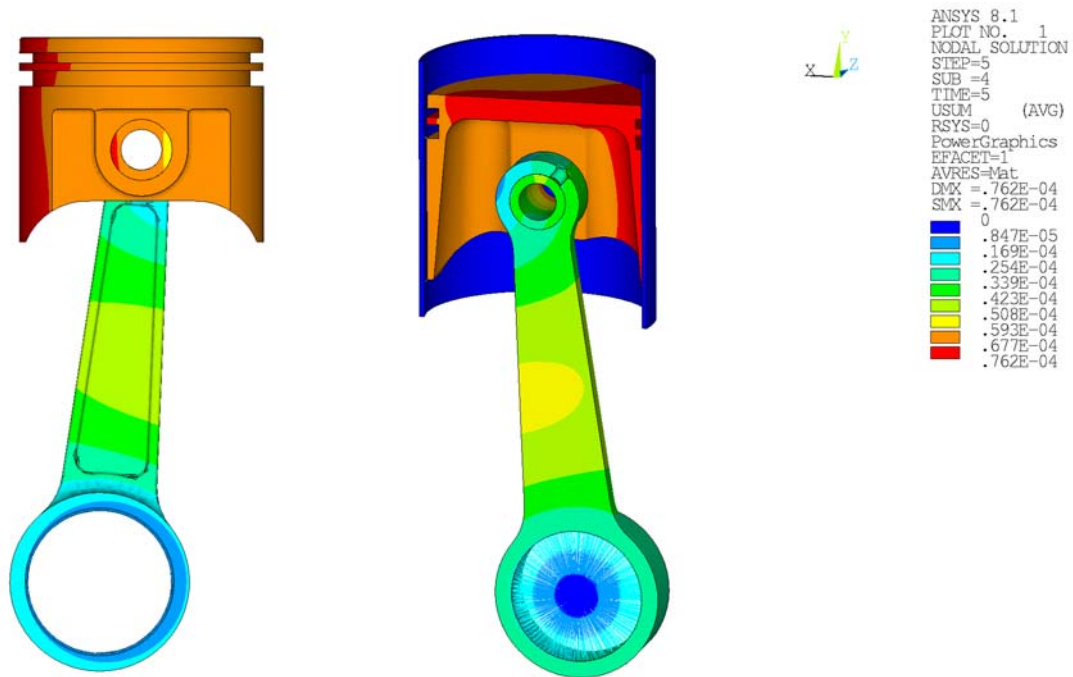
Pro snížení maximálního napětí působícího v tomto místě lze provést místo sražení hrany její zaoblení. Tím se zlepší přechod mezi jednotlivými plochami a tudíž i přechod napětí a zvýší se koeficient bezpečnosti v tomto místě.

Plně dostačující zaoblení je již od poloměru 0,5 mm.

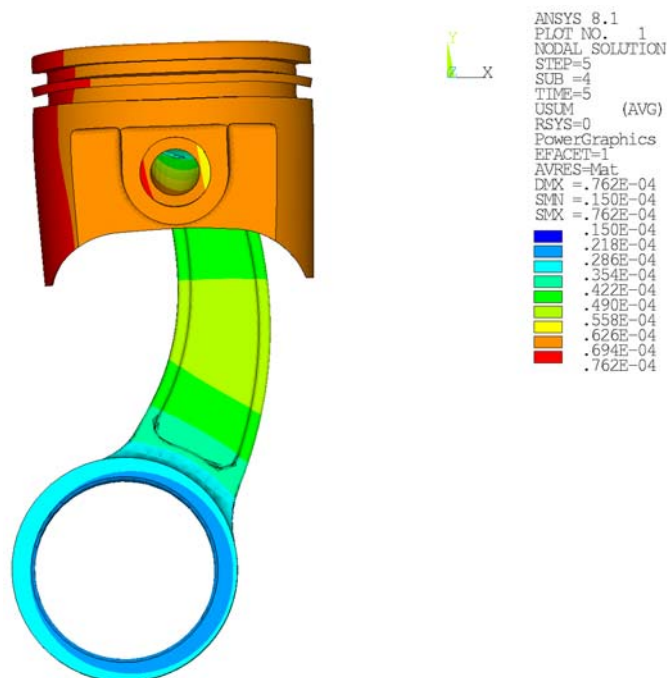
11.6.2 Průběh deformace celé soustavy a pístu

Působící napětí v objemu pístu vyvolá deformaci jeho tvaru. Ty se však pohybují v řádu setinách milimetru a jsou tedy pouhým okem neviditelné. Proto uvedené obrázky deformovaných tvarů jsou 150× zvětšeny.

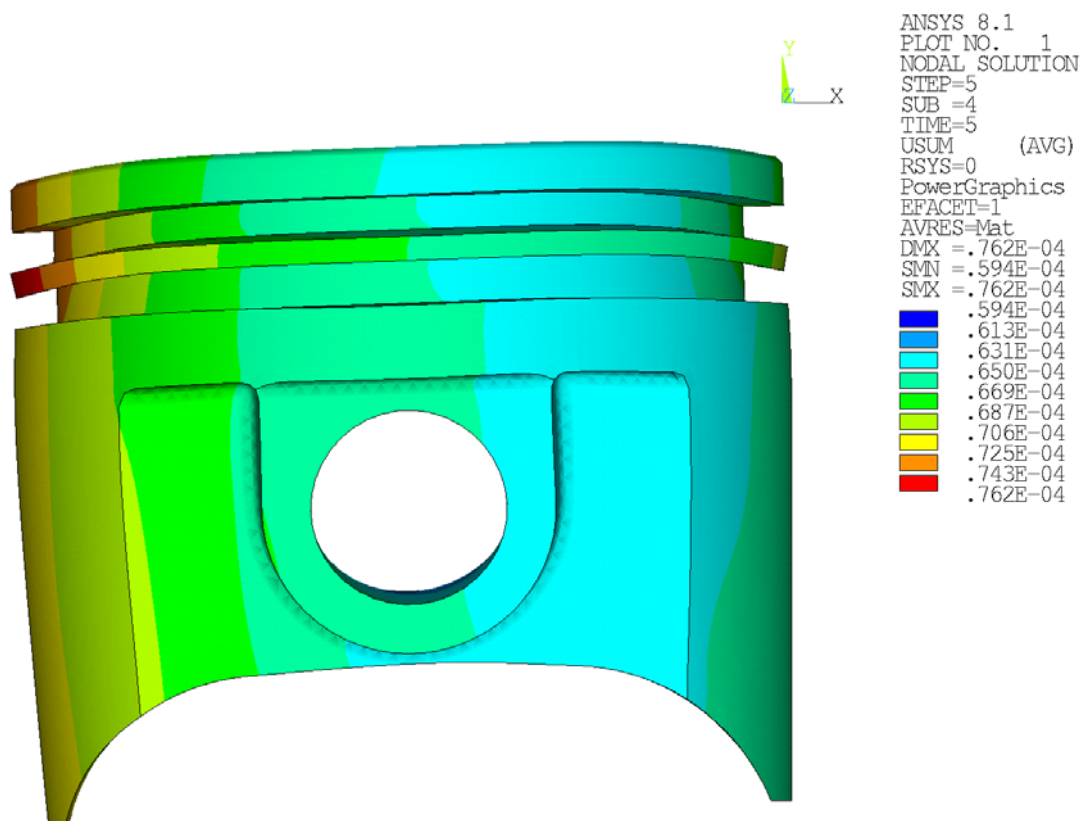
Nejmenší deformace začínají tmavě modrou barvou a se zvětšující se hodnotou přechází do červené. Obrázky obsahují stupnici s uvedenými deformacemi [m].



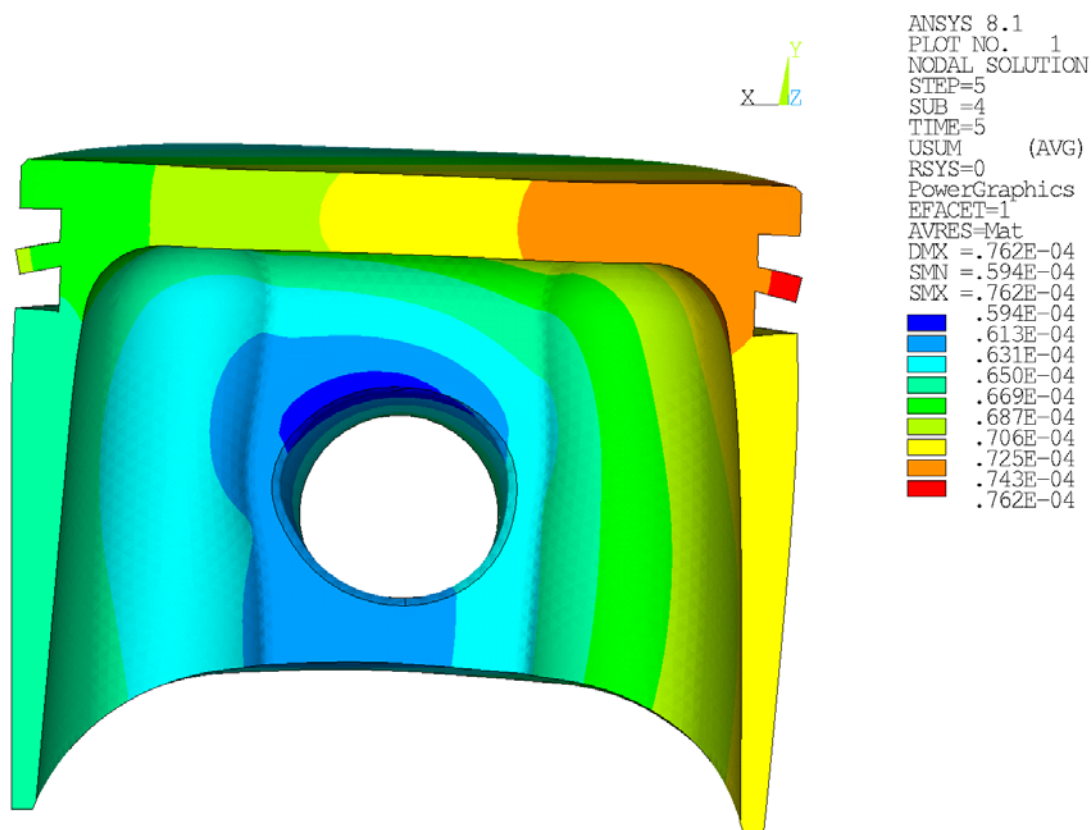
Obr. 11.11 : Průběh deformace řešené soustavy : válec-píst-pístní čep-ojnice



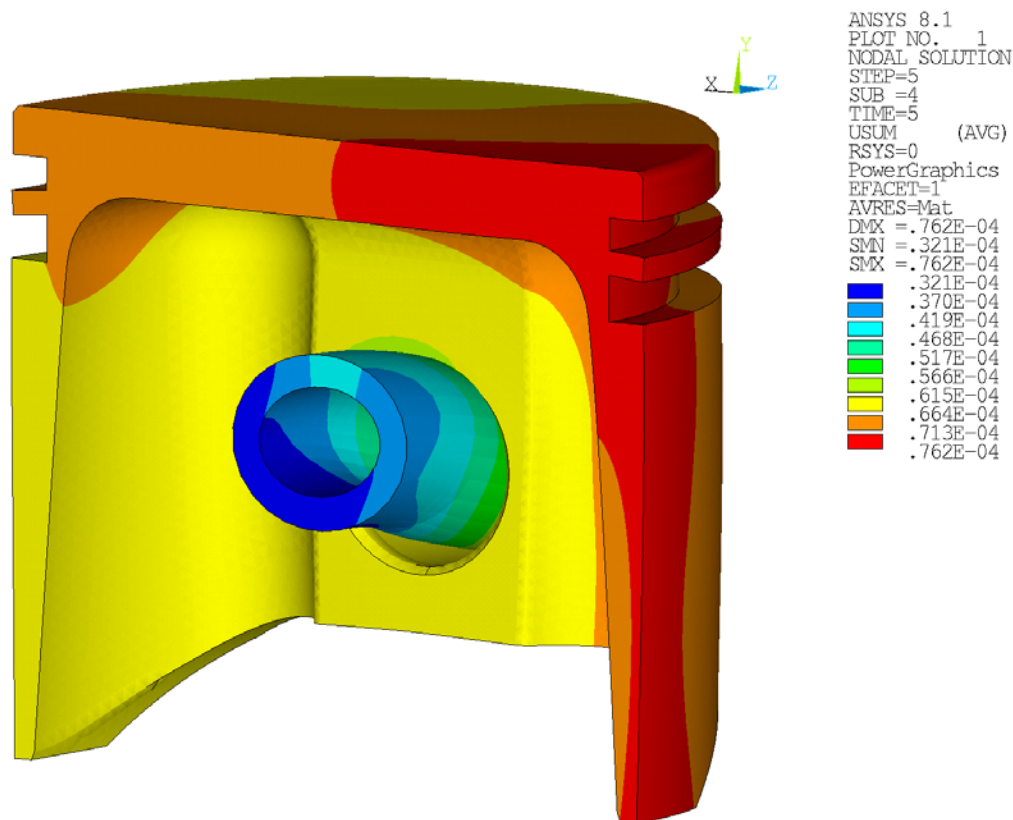
Obr. 11.12 : Deformovaný tvar řešené soustavy – vnější pohled



Obr. 11.13 : Deformovaný tvar pístu – vnější strana



Obr. 11.14 : Deformovaný tvar pístu – vnitřní strana



Obr. 11.15 : Deformovaný tvar pístu s pístním čepem

Na uvedených obrázcích lze vidět, že válec se nijak nedeformuje, což splňuje požadovaný předpoklad dokonale tuhého válce. Nulové deformace jsou i v místě dolního oka ojnice, protože je zde umožněno jen natáčení ojnice.

Ojnice se deformuje směrem od osy válce v rovině „XY“. Pístní čep se prohýbá v rovině „YX“ a jeho deformace namáhá horní polovinu nálitku pro pístní čep.

Největší deformace pístu jsou na opačné straně, než strana pístu, která se dotýká stěny válce vlivem zatížení viz. Obr. 11.11. Na dotykové straně jsou deformace zhruba poloviční.

Lze tedy předpokládat, že opření pístu do stěny válce sníží jeho deformaci na této straně a druhá „odlehčená“ strana pístu pak vykazuje největší deformace.

Největší deformace na pístu dosáhla $def_{max} = 0,076$ mm. Přípustná maximální deformace je 0,09 dle lit. [4].

Zhodnocení maximální deformace pístu : VYHOVUJE.

11.6.3 Průnik těles s kontaktní vazbou

Maximální penetrace (průnik) těles, které mezi sebou mají kontaktní vazbu je 3,75 μ m. Lze tedy říci, že tělesa do sebe nepronikají nijak výrazně a kontaktní vazby při výpočtu úlohy fungují správně.

12. Závěr

Při řešení vlastní konstrukce motoru pro malý motocykl jsem vycházel ze současného řešení jednotlivých dílů motoru, aby navržená koncepce byla co nejmodernější. Současný vývojový trend je velmi propracovaný, na vysoké technické úrovni a zajišťuje optimální vlastnosti dílů.

Snahou bylo vytvořit motor o konkurence schopných parametrů, tak aby tohle řešení mohlo být použito jako podklad při návrhu skutečného motoru včetně jeho příslušenství.

Především se jedná o výkon motoru, který dosáhl obdobných parametrů jako motor od výrobce Honda. Navíc jej i malinko převýšil, což je hodně pozitivní výsledek.

Další možnosti v dalším navýšení výkonu skýtá naladění výfukového potrubí tak, aby docházelo k rezonančnímu efektu plnění válce, které do návrhového výpočtu jmenovitého výkonu motoru nelze zohlednit. Takto lze zvýšit výkon motoru až o 25%.

Zvolené konstrukční řešení předvídá snadnou obsluhu, údržbu a opravu s dostatečně dlouhou životností motoru jako celku. Pro dokončení motoru jako pohonné jednoty je potřeba dořešit a optimalizovat převodové ústrojí se spojkou a systémy chlazení, mazání, saní, zapalování a výfuku.

Při dnešním neustálém snižování emisních limitů škodlivin ve výfukových plynech předvídá dominantní postavení čtyřdobých motorů před dvoutaktními. Tak se i motory o malém obsahu stávají čtyřtaktními s více jak dvěma ventily.

Cestou k čtyřtaktnímu motoru o malém obsahu a malých zástavových rozměrech může být motor této diplomové práce. Jistě se brzy dočkáme čtyřtaktního motoru o obsahu 50 ccm o výkonu srovnatelném se stejným dvoutaktním motorem.

U nás mezi prvními o tomto kroku uvažuje firma Blata ®, která vyrábí závodní „minibiky“, což je zmenšený typ motocyklu, který má rozměry přibližně 970 x 570 x 450 mm (délka x výška x výška sedadla od země). Ta se nechala slyšet, že připravuje čtyřtaktní motor o obsahu 80 ccm nebo nižším s maximální rychlostí 90 km/hod.

Motor této diplomové práce může být z důvodů malých zástavových rozměrů a velmi dobrého výkonu použitý i pro pohon jiných vozidel, jako jsou čtyřkolky, motokáry atd. Jeho širší využití zvyšuje atraktivnost mezi konkurencí.

13. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] RAUSCHER, J., Vozidlové motory, Studijní opory, FSI VUT Brno, 2003
- [2] JAROŠ, K., Spalovací motory II, Konstrukce spalovacích motorů, Vysoké učení technické v Brně, 1990, ISBN 80 – 214 – 0125 – 8
- [3] RAUSCHER, J., Ročníkový projekt, FSI VUT Brno, 2005, ISBN 80 – 214 – 0780 – 8
- [4] BEROUN, S., Vozidlové motory, Technická univerzita v Liberci, 2000
- [5] KRÍŽ, R., Strojní součásti I, pro SPŠ strojnické, 1984, Nakladatelství technické literatury, 04 – 227 – 84
- [6] HELLER, J., HUŠKA, Z., Strojní součásti II, pro SPŠ strojnické, 1986, Nakladatelství technické literatury, 04 – 222 – 86
- [7] VLK, F., Vozidlové spalovací motory, Brno 2003
- [8] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., Strojnické tabulky, 3. doplněné vydání, Scientia s.r.o., 2000, 984 s. ISBN 80 – 7183 – 164 – 6
- [9] SVOBODA, P., Základy konstruování, Výběry z norem pro konstrukční cvičení, 1998, 288 s. ISBN 80 – 214 – 1115 – 5
- [10] HOLÍK, J., JH Pento [online], 2008, Poslední revize 12.2.2008, < www.jhpento.cz >
- [11] Stránky příznivců jedné stopy, Motorkari.cz [online], 2001, Poslední revize 1.1.2008, < www.motorkari.cz >
- [12] Fanklub Yamaha, Production X [online], 2005, <www.production-x.ca>
- [13] Vyhledávač motocykl, Moped 2 [online], 2007, <www.moped2.org>
- [14] Bazar motocyklů, Tip Moto [online], 2003, Poslední revize 2008, <www.tipmoto.com/>
- [15] Oficiální stránky výrobce Yamaha, Yamaha Motor Czech [online], 2001, Poslední revize 2008, <<http://www.yamaha-motor.cz/>>
- [16] Oficiální stránky výrobce Keihin, Keihin Fuel System [online], 2001, Poslední revize 2008, <<http://www.keihin-us.com>>
- [17] Oficiální stránky výrobce BBR, BBR [online], 2003, Poslední revize 1.1.2008, <<http://www.bbrmotorsports.com>>

14. Seznam příloh

Licenční smlouva

PŘÍLOHA 1 Výpočet návrhových rozměrů ventilové pružiny

PŘÍLOHA 2 Pevnostní kontrola pístního čepu

50/30-2008-DP Výkres : Příčné řezy motorem