



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh a konstrukce jednoválcového
zážehového motoru

Design and construction of a single-cylinder
engine

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2021

Jakub NOVOTNÝ

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Novotný** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **456378**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh a konstrukce jednoválcového zážehového motoru

Název diplomové práce anglicky:

Design and construction of a single-cylinder engine

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte koncept jednoválcového 4-dobého, přeplňovaného, zážehového motoru o objemu 500 cm³ včetně základního termodynamického výpočtu.

Motor bude sloužit jako technologický demonstrátor čtyřválcového automobilového motoru o objemu 2000 cm³.

Cílem návrhu motoru je ověřit dosažení výkonu motoru pro sériový sportovně laděný automobil.

Motor řešte pro výkon 75 kW při otáčkách 6500 min⁻¹. Návrh uvažujte pro kompresní poměr 11:1, přímé vstřikování.

Uvažujte přeplňování motoru odpovídající turbodmychadlu s možností přídatného kompresoru. Posudte potřebu vstřikování vody.

Doporučený software: 3D CAD (Catia, NX, Creo), 1D CFD simulační program (Wave, Lotus, GT-Power).

Výstupem diplomové práce jsou: termodynamický výpočet motoru, koncepční 3D konstrukční řešení motoru bez příslušenství, pevnostní kontrola klikového mechanismu z dat termodynamického výpočtu

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jindřich Hořenín, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.10.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2021**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Jindřich Hořenín
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Jakub Novotný
Název práce:	Návrh a konstrukce jednoválcového zážehového motoru
Anglický název:	Design and construction of a single-cylinder engine
Rozsah práce:	85 stran 105 obrázků 6 tabulek 10 grafů
Akademický rok:	2020/2021
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Spalovací motory
Vedoucí práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Konzultant práce:	Ing. Miroslav Dočkal – Ricardo Prague s. r. o.
Klíčová slova:	Spalovací motor, jednoválcový motor, zážehový motor, přeplňovaný motor, konstrukce motoru
Key words:	Internal combustion engine, single-cylinder engine, spark ignition engine, turbocharged engine, engine design



Abstrakt

Diplomová práce je zaměřená na čtyřdobý jednoválcový přeplňovaný spalovací motor, který má sloužit jako demonstrátor pro zákazníka. V první části diplomové práce je popsána princip a rozdělení spalovacích motorů. Poté je popsán postup při vytváření termodynamického modelu. Dále je popsáno vytvoření konstrukce. Na závěr je provedena pevnostní kontrola klikového mechanismu.

Abstract

Diploma thesis is focused on four-stroke single cylinder turbocharged engine which is to serve as demonstrator for a customer. In first part of the thesis is described principle of combustion engines. Furthermore is described a process of creating of a thermodynamic model. In the next part of diploma thesis is described a process of creating of desing of an engine and at the end is realized strength analysis of crankshaft mechanism.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “ Návrh a konstrukce jednoválcového zážehového motoru ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Jindřichu Hořenínovi a panu Ing. Miroslavu Dočkalovi za vedení mé práce a jejich cenné rady, které přispěly k úspěšnému dokončení této práce. Dále bych tímto rád poděkoval rodině a svým přátelům, kteří mě podporovali během mého studia na vysoké škole.



Obsah

Obsah	7
Seznam použitých symbolů.....	10
1 Úvod	11
2 Cíle diplomové práce.....	11
3 Spalovací motor.....	12
3.1 Rozdělení spalovacích motorů	12
3.1.1 Podle přívodu energie	12
3.1.2 Podle způsobu přeměny energie	13
3.2 Čtyřdobý zážehový spalovací motor	14
3.2.1 Pracovní cyklus.....	14
3.2.1 Mechanické části.....	15
3.3 Zvyšování výkonu spalovacích motorů	16
3.4 Přepřňování	16
3.4.1 Mechanické přepřňování.....	16
3.4.2 Přepřňování turbodmychadlem	17
3.4.3 Dvoustupňové přepřňování.....	18
4 Termodynamický návrh motoru.....	19
4.1 Požadavky navrhovaného motoru	19
4.2 Stanovení parametrů motoru	19
4.2.1 Průměr ventilů, vrtání a zdvih motoru.....	19
4.2.2 Zdvih ventilů.....	20
4.2.3 Střední rychlost pístu	21
4.3 Termodynamický model.....	21
4.3.1 Vytvoření modelu.....	21
4.3.2 Úprava modelu.....	23
4.4 Výsledné parametry motoru	24



5	Konstrukce.....	26
5.1	Klikový mechanismus	26
5.1.1	Pístní skupina	27
5.1.2	Ojnice	30
5.1.3	Kliková hřídel.....	32
5.1.4	Vyvažovací hřídele.....	33
5.1.5	Setrvačnick.....	34
5.2	Rozvodový mechanismus	35
5.2.1	Druh a návrh mechanismu	35
5.2.2	Ventily	36
5.2.3	Sedla ventilů	37
5.2.4	Vodítka ventilů	37
5.2.5	Vačková hřídel.....	38
5.2.6	Pohon rozvodového mechanismu.....	38
5.3	Pevné části motoru	40
5.3.1	Blok motoru.....	40
5.3.2	Hlava válce motoru	42
5.3.3	Víko hlavy motoru	45
5.3.4	Těsnění pod hlavou válce motoru.....	46
5.3.5	Spodní část skříně klikové hřídele	46
5.3.6	Spodní víko motoru	47
5.4	Výsledný návrh motoru.....	48
6	Vyvážení klikového mechanismu.....	50
6.1	Vyvážení rotačních setrvačných sil.....	50
6.2	Vyvážení posuvných sil I. řádu	52
7	Pevnostní kontrola klikového mechanismu	55
7.1	Dynamická analýza klikového mechanismu.....	55
7.2	Kliková hřídel.....	56



7.2.1	Uložení klikové hřídele pro pevnostní analýzu	58
7.2.2	Maximální zatížení od tlaku plynů.....	59
7.2.3	Maximální zatížení od setrvačných sil.....	62
7.3	Ojnice a pístní čep	64
7.3.1	Zatížení a uložení ojnice	66
7.3.2	Maximální zatížení od tlaku plynů na ojnici	67
7.3.3	Maximální zatížení od setrvačných sil na ojnici	68
7.3.4	Zatížení a ukotvení pístního čepu	70
7.3.5	Maximální zatížení od tlaku plynů na pístním čepu	70
7.3.6	Maximální zatížení od setrvačných sil na pístním čepu	71
7.4	Píst.....	72
7.4.1	Zatížení a ukotvení pístu	72
7.4.2	Maximální zatížení od tlaku plynů.....	74
7.4.3	Maximální zatížení od setrvačných sil.....	77
	Závěr.....	80
	Použité zdroje.....	81
	Seznam obrázků	82
	Seznam grafů.....	85
	Seznam tabulek.....	85
	Příloha	85



Seznam použitých symbolů

D [mm]	Vrtání motoru
Z [mm]	Zdvih motoru
V_z [mm ³]	Zdvihový objem
n [min ⁻¹]	Otáčky motoru
N [min ⁻¹]	Otáčky motoru při maximálním výkonu
c_s [m.s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
z [mm]	Zdvih ventilu
i_{sv}	Počet sacích ventilů
d_v [mm]	Průměr ventilu
c_v [m.s ⁻¹]	Střední rychlost proudění
ω [rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost
α [°]	Úhel natočení klikové hřídele
F_v [N]	Odstředivá síla vývažku klikové hřídeli
F_{sr} [N]	Odstředivá síla rotujících hmot klikové hřídele
m_v [kg]	Hmotnost vývažku na klikové hřídeli
r_v [mm]	Vzdálenost těžiště vývažku klikové hřídele od osy otáčení
m_r [kg]	Hmotnost rotujících hmot na klikové hřídeli
r [mm]	Vzdálenost osy klikového čepu od osy hlavního čepu klikové hřídele
m_o [kg]	Hmotnost ojnice
m_{or} [kg]	Hmotnost rotačního podílu ojnice
l [mm]	Délka ojnice
a [mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od osy hlavy ojnice
b [mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od osy oka ojnice
F_{s1} [N]	Setrvačná síla posuvných hmot I. řádu
F'_{v1}, F'_{v2} [N]	Odstředivá síla vývažku na vyvažovací hřídeli
m_p [kg]	Hmotnost posuvných hmot
m'_v [kg]	Hmotnost vývažku na vyvažovací hřídeli
r'_v [mm]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy otáčení na vyvažovací hřídeli



1 Úvod

Spalovací motor je jeden z nejdůležitějších vynálezů. Spalovací motor je zařízení, které se využívá všude kolem nás. Jeho variabilita velikostí a využití je obrovská. Slouží pro pohon zahradního nářadí, automobilů a nákladních aut, lokomotiv a největší motory jsou používány jako pohonné jednotky v lodní dopravě, nebo jako stacionární agregáty pro výrobu elektřiny.

V této diplomové práci se budu zabývat motorem pro automobilové využití. Jedná se o čtyřdobý zážehový přeplňovaný jednoválcový motor, který má sloužit, jako technologický demonstrátor pro čtyřválcový automobilový motor. Požadované parametry jsou sepsány v tabulce 1.

Typ motoru	čtyřdobý, zážehový
Zdvihový objem motoru	500 cm ³
Počet válců	1
Maximální výkon	75 kW při 6500 min ⁻¹
Kompresní poměr	11:1
Způsob plnění	přeplňovaný
Dodávka paliva	Přímé vstřikování

Tabulka 1 - Požadované parametry motoru

Na začátku práce byl proveden popis práce spalovacího motoru a pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru. Je popsáno základní rozdělení motorů a uvedení do problematiky přeplňování motorů.

Hlavním náplní této práce je 3D koncepční návrh požadovaného motoru bez jeho příslušenství. Koncept je proveden v CAD systému Catia V5. Součástí práce je i termodynamický návrh motoru, který je nezbytný pro vytvoření konstrukce a poté pro kontrolu pevnosti dílů. Pevnostní analýza je provedena v závěrečné části práce.

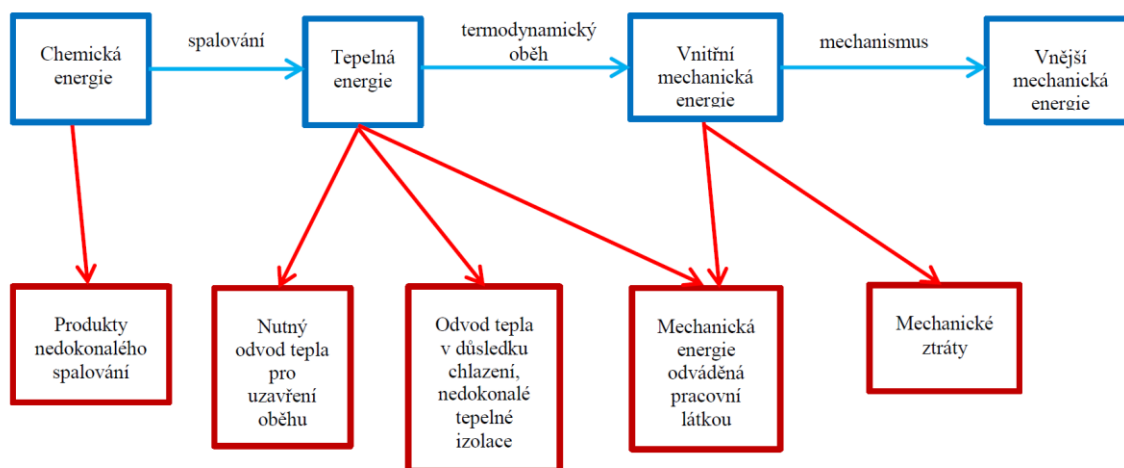
2 Cíle diplomové práce

- Seznámení s konstrukcí spalovacích motorů
- Vytvořit termodynamický model
- Navrhnout konstrukci motoru
- Pevnostní analýza klikového mechanismu



3 Spalovací motor

Spalovací motor je tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii paliva na tepelnou energii, která je transformována na mechanickou práci. Proces transformace energií je znázorněn na obrázku 1. Ze schématu je zřejmé, že každá přeměna energie je doprovázena ztrátami, které jsou naznačené v červených rámečcích. [1]



Obrázek 1 - Schéma transformace energie ve spalovacích motorech [1]

3.1 Rozdělení spalovacích motorů

Energie pracovního média (směs paliva a vzduchu, vodní pára, atp.) je využívána buď jako potenciální energie u pístových spalovacích motorů, nebo jako energie kinetická u spalovacích turbín.

Spalovací motory proto můžeme dělit podle:

1. podle přívodu tepelné energie
2. podle způsobu přeměny energie
3. podle místní a časové posloupnosti při realizaci oběhu

3.1.1 Podle přívodu energie

Tepelné motory můžeme dělit podle způsobu přívodu tepelné energie na:

- motory s vnějším spalováním
- motory s vnitřním spalováním

K tepelným motorům s vnějším spalováním patří např. pístový parní stroj, Stirlingův motor, nebo parní turbína. Spalovací proces u těchto strojů probíhá mimo pracovní prostor. U těchto strojů je potřeba ohřát pracovní médium pomocí výměníků tepla.



U motorů s vnitřním spalování přívod tepla probíhá uvnitř pracovního prostoru, kde probíhá spalování pracovní látky a vzniklé spaliny přímo působí na pohyblivé části stroje. Příkladem je pístový spalovací motor, nebo spalovací turbína.[1][2]

3.1.2 Podle způsobu přeměny energie

Rozdělení motorů podle způsobu přeměny energie:

- pístové
- lopatkové
- proudové

Pístové spalovací motory produkují mechanickou práci na základě periodicky se opakujících pracovních oběhů, které probíhají v pracovním válci. [1]

Pístové motory pak dále můžeme rozdělit

- a) podle pohybu pístu:
 - stroje s posuvným pohybem pístu
 - stroje s rotačním pohybem pístu (Wankelův motor)
- b) podle principu činnosti:
 - čtyřdobé
 - dvoudobé
- c) podle způsobu zapálení směsi
 - zážehové
 - vznětové
- d) podle způsobu plnění válce
 - nepřepřlňované
 - přepřlňované

Toto je několik příkladů rozdělení pístových spalovacích motorů, které se dají dělit ještě podle mnoha dalších kritérií např. střední pístové rychlosti, způsobu chlazení, způsobu tvorby směsi atd. [2]

Lopatkové spalovací motory využívají kinetickou energii spalin, která působí na otáčivě upevněnou lopatku stroje, která produkuje moment na hřídeli stroje. [1][2]

Proudové motory využívají změnu hybnosti proudu při průtoku strojem a vzniká reakční síla, která působí na rám stroje a jeho pohybem je konána práce. [1]



3.2 Čtyřdobý zážehový spalovací motor

3.2.1 Pracovní cyklus

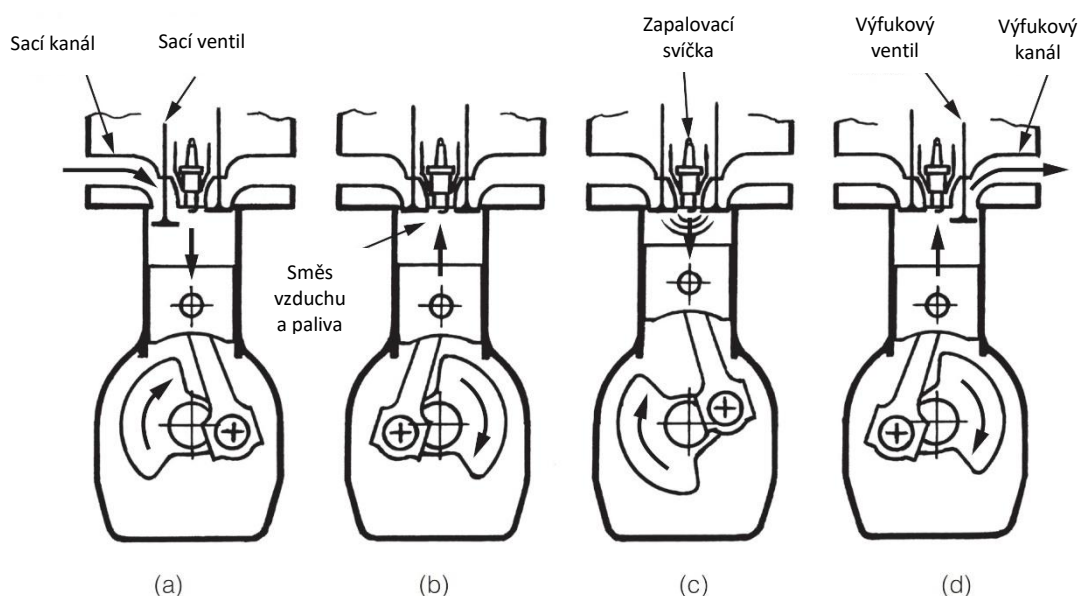
Čtyřdobý zážehový spalovací motor provede pracovní cyklus za dvě otáčky klikové hřídele a je složen z těchto na sebe navazujících fází, které jsou zobrazeny na obrázku 2:

(a) sání – nasávání směsi paliva se vzduchem do válce

(b) komprese – komprese směsi

(c) expanze – zážeh a hoření směsi, probíhá práce

(d) výfuk – odvod spálených plynů z válce



Obrázek 2 - Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3]

Pracovní cyklus probíhá nad pístem napomáhá při výměně náplně válce, která je regulovaná prostřednictvím ventilů ovládaných vačkovou hřídelí. Při sacím zdvihu je otevřen sací ventil, a díky pohybu pístu do dolní úvrati, vzniká ve válci podtlak, který napomáhá nasátí čisté směsi. Poté následuje komprese směsi při zavřených ventilech způsobená pohybem pístu směrem do horní úvrati. V okolí horní úvrati nastává zážeh a posléze hoření směsi uvnitř válce, vzniká práce. Následuje výfuk, kdy se otevřou výfukové ventily a píst svým pohybem zpět do horní úvrati vytlačuje výfukové plyny z válce motoru. [1][2]



3.2.1 Mechanické části

Čtyřdobý zážehový spalovací motor je složen z pevných částí motoru, pohyblivých částí motoru a jeho příslušenství. [2][5]

Pevné části motoru jsou:

- blok motoru
- hlava válce
- kliková skříň
- víko klikové skříně
- víko hlavy válce
- vložka válce
- sací a výfukové potrubí

Pohyblivé části motoru můžeme dále rozdělit na klikové ústrojí a rozvodové ústrojí.

Klikové ústrojí je tvořeno:

- klikovou hřídelí
- ojnící
- pístem
- pístním čepem
- setrvačником

Rozvodové ústrojí je tvořeno:

- vačkovou hřídelí
- ventily
- ventilovými pružinami
- ventilovými vahadly
- rozvodovými koly
- rozvodovým řemenem, nebo řetězem

K nezbytnému příslušenství motoru patří:

- mazací soustava
- chladicí soustava
- palivová soustava
- zařízení na přípravu směsi
- zapalování



3.3 Zvyšování výkonu spalovacích motorů

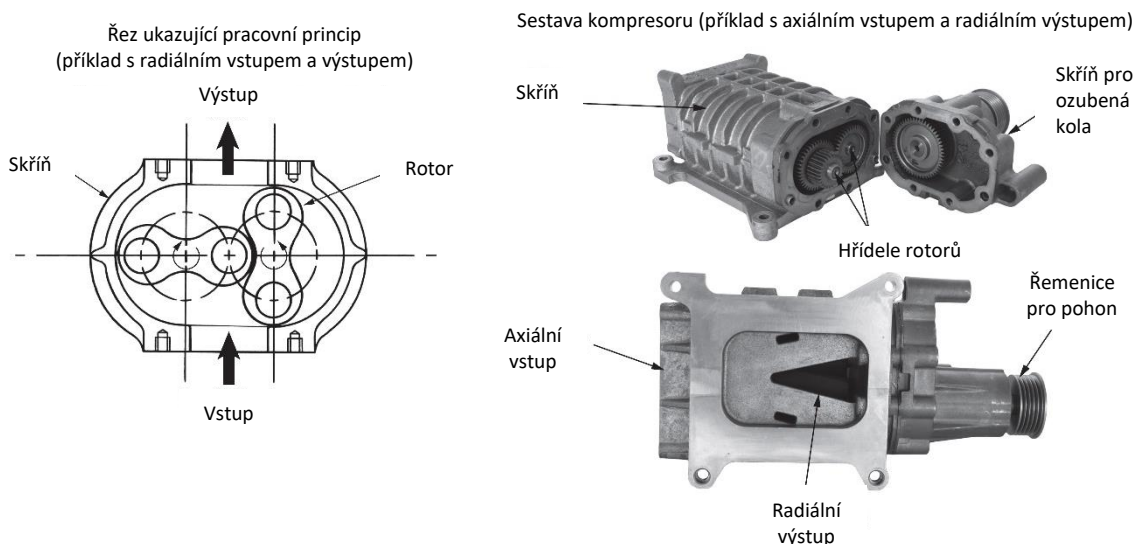
Zvyšování výkonu pístového spalovacího motoru lze dosáhnout několika způsoby. Možností je zvýšení zdvihového objemu motoru a zvýšením počtu válců. To s sebou ovšem nese problém se zvětšením rozměrů motoru a zvýšením jeho hmotnosti. Jednou z dalších možností je zvýšení střední pístové rychlosti, kde ale vzniká problém s větším opotřebením třecích ploch, vyšší tepelné namáhání motoru a vyšší dynamické namáhání od setrvačných sil. [1]

Zvyšování výkonu motoru je proto nejvíce zajišťováno přeplňováním. Účelem přeplňování je dopravit do válců co nejvíce vzduchu, a tím umožnit i vyšší dávku paliva. Problém ale nastává u přeplňování zážehových motorů, kde je omezujícím prvkem klepání motoru z důvodu vyšších tlaků a vyšších teplot ve válci. Z tohoto důvodu jsou u přeplňovaných motorů, které jsou laděny na výkon, nižší kompresní poměry než u motorů, které jsou laděny na co nejnižší spotřebu. [1][2]

3.4 Přeplňování

3.4.1 Mechanické přeplňování

U mechanického přeplňování spalovacích motorů je dmychadlo přímo poháněno klikovou hřídelí motoru. Dmychadlo však snižuje mechanickou účinnost motoru, protože přímo odebírá výkon motoru na pohon. Výhodou však je, že stlačení plnicího vzduchu probíhá už při nízkých otáčkách motoru. Příklad mechanického dmychadla, na obrázku 3., ukazuje schéma a konstrukci Rootsova dmychadla.[2]

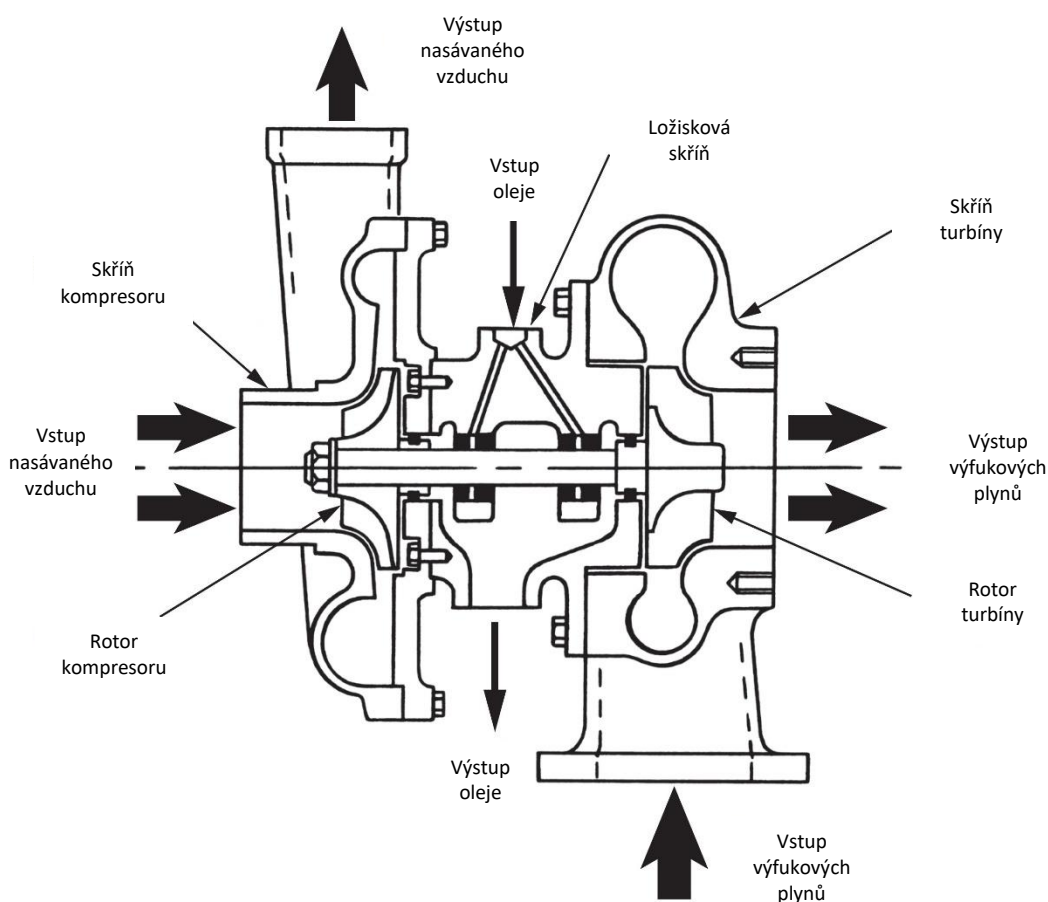


Obrázek 3 - Schéma a konstrukce Rootsova dmychadla [3]



3.4.2 Přepřňování turbodmychadlem

Turbodmychadla umožňují dosáhnout vyššího kroutícího momentu i vyššího výkonu i u motorů s menším objemem. V porovnání s nepřepřňovaným motorem je při zachování stejných momentů a výkonů přepřňovaný motor stavebně menší, a proto má vyšší výkonovou hmotnost. Turbodmychadlo je sestaveno z kompresoru a výfukové turbíny, jejichž oběžná kola jsou spojena jednou hřídelí. Konstrukce je znázorněna na obrázku 4.



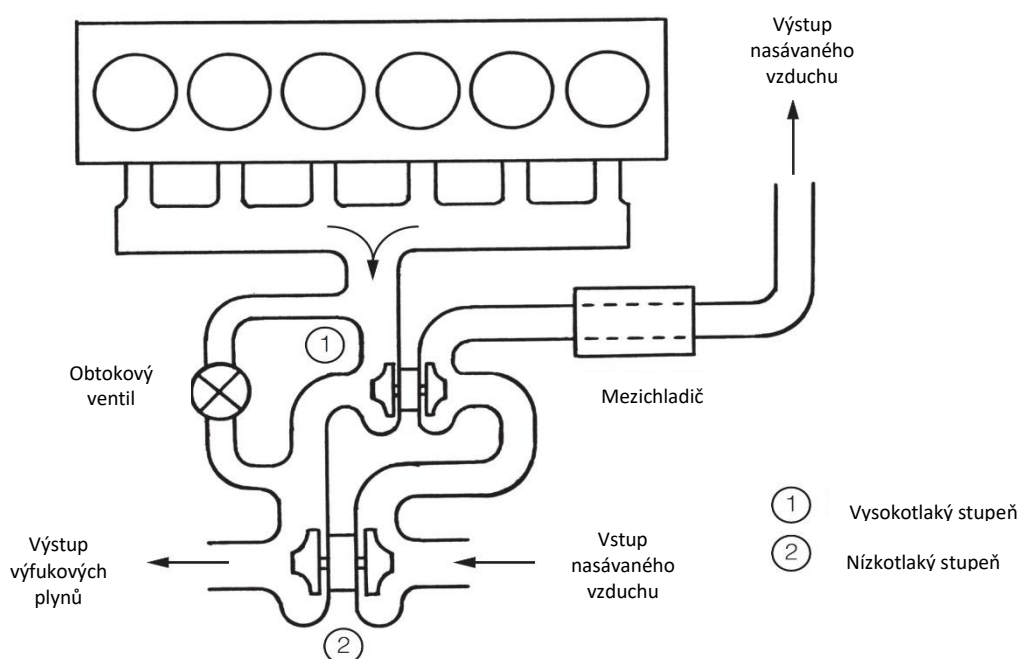
Obrázek 4 - Schéma konstrukce turbodmychadla [3]

Protože motory u osobních automobilů musí dosahovat vysokého kroutícího momentu už při nízkých otáčkách, je těleso turbíny přizpůsobeno pro menší hmotnostní průtoky výfukových plynů. Aby nedocházelo při vyšších otáčkách motoru k přílišnému zvýšení plnicího tlaku musí být turbodmychadlo regulováno. Nejčastějším způsobem regulace je odvedení části výfukových plynů obtokovým ventilem okolo kola turbíny, takzvaný „waste gate“. U vznětových motorů je nejvíce rozšířená regulace pomocí variabilní geometrie lopatek, u kterého je plnicí tlak řízen přestavováním vodících lopatek.[1][2]



3.4.3 Dvoustupňové přeplňování

Pro zvýšení účinnosti motoru je potřeba na straně turbíny co nejvíce využít energii výfukových plynů, ale naopak na straně kompresoru co nejvíce snížit jeho práci potřebnou pro stlačení nasávaného vzduchu. Proto se dvoustupňové přeplňování, tedy rozdělení komprese a expanze realizuje do dvou stupňů. Z důvodu, že realizace dvoustupňového provedení v jednom turbodmychadle je konstrukčně náročná a poměrně nákladná, využívá se řazení dvou jednostupňových turbodmychadel za sebou, schéma zobrazeno na obrázku 5. [2]



Obrázek 5 - Schéma příkladu dvoustupňového přeplňování [3]

Proud výfukových plynů přichází do vysokotlakého stupně, který je regulován obtokovým ventilem a poté pokračuje do nízkotlaké turbíny. Nasávaný vzduch prochází nejdříve nízkotlakým stupněm a poté jde do vysokotlakého stupně, který je připojený na mezichladič plnicího vzduchu. Při malých otáčkách zůstává obtokový ventil uzavřený, a všechny výfukové plyny prochází vysokotlakou turbínou. Tím je zajištěn velmi rychlý nárůst plnicího tlaku na kompresoru. S rostoucími otáčkami motoru se obtokový ventil otevírá a expanzní práce je předávána do nízkotlaké turbíny. [2]



4 Termodynamický návrh motoru

4.1 Požadavky navrhovaného motoru

Navrhovaný motor je jednoválcový čtyřdobý přeplňovaný zážehový motor, který má sloužit jako technologický demonstrátor. Jednoválcové motory jsou používány jako výzkumné jednotky pro víceválcové motory. Slouží pro výzkum termodynamických jevů v motoru, určení mechanických ztrát, měření výkonu, spotřeby paliva a dalších jevů.

Navrhovaný motor má sloužit jako technologický demonstrátor pro čtyřválcový automobilový motor. Cílem pro návrh motoru je dosáhnout požadovaného výkonu. Požadované parametry motoru dané zadavatelem jsou uvedeny v tabulce 1.

4.2 Stanovení parametrů motoru

Pro provedení termodynamického a konstrukčního návrhu je potřeba dopočítat další parametry motoru.

4.2.1 Průměr ventilů, vrtání a zdvih motoru

Velikost ventilů je důležitá pro určení vrtání, aby bylo možné ventily v hlavě správně umístit, jak z důvodu velikosti, tak i z důvodu technologie výroby hlavy motoru. Protože se jedná o přeplňovaný motor laděný na výkon budou ventily co největší pro efektivní vyplachování směsi ve válci motoru.

Stanovení velikosti ventilů bylo provedeno pomocí rovnice (1) a doporučených hodnot střední rychlosti proudění vzduchu, které poskytl zadavatel práce. [3]

$$c_v = \frac{D^2 \cdot N \cdot z}{i_{sv} \cdot d_v^2 \cdot 30000} \quad (1)$$

Kde c_v je střední rychlost proudění přes sedla ventilů, D je vrtání motoru, N je počet otáček při maximálním výkonu, z zdvih ventilu, i_{sv} je počet sacích ventilů ve válci a d_v je průměr ventilů. Při dané doporučené střední rychlosti proudění c_v můžeme rovnici upravit do tvaru pro výpočet průměru ventilů, rovnice (2)

$$d_v = \sqrt{\frac{D^2 \cdot N \cdot z}{i_{sv} \cdot c_v \cdot 30000}} \quad (2)$$



Počet ventilů v hlavě jsem zvolil dva a při doporučené c_v a při daném N chybí určit vrtání D a zdvih motoru Z . Vrtání a zdvih motoru byli zvoleny z předpokladu, že motor bude podčtvercové konstrukce. Při zadaném zdvihovém objemu mohu dopočítat zdvih motoru z rovnice (3).

$$Z = \frac{4 \cdot V_z}{D^2 \cdot \pi} \quad (3)$$

Zvolené odhadované vrtání a výsledný zdvih motoru a výsledné průměry ventilů jsou v tabulka 2.

Zvolené vrtání [mm]	Výsledný zdvih [mm]	Výsledný průměr sacího ventilu [mm]	Výsledný průměr výfukového ventilu [mm]
86	86	36,9	31,7
90	78	36,8	31,6
93	73,5	36,9	31,7

Tabulka 2 - Odhad rozměrů

Z tabulky 2 jde vidět, že průměry ventilů počítané z rovnice (2) vychází poměrně velké. Při porovnání jednotlivých průměrů ventilů lze vidět, že se moc neliší a je jasné že při menších vrtáních nastane problém umístění ventilů do hlavy motoru. Proto byly zvoleny rozměry viz. tabulka 3. Průměr výfukového ventilu byl zvolen menší z důvodu rozměrové zástavby do hlavy.

Zvolené vrtání motoru [mm]	Zvolený zdvih motoru [mm]	Průměr sacího ventilu [mm]	Průměr výfukového ventilu [mm]
93	73,5	36,9	30,5

Tabulka 3 - Zvolené rozměry

4.2.2 Zdvih ventilů

Další parametr, který je potřeba určit je zdvih ventilů. Z doporučení zadavatele této práce je zvolen zdvih 0.3 x průměr ventilu.

Výsledné průměry a zdvihy ventilů jsou uvedeny v tabulce 4.

Průměr sacího ventilu [mm]	Zdvih sacího ventilu [mm]	Průměr výfukového ventilu [mm]	Zdvih výfukového ventilu [mm]
36,9	11,07	30,5	9,15

Tabulka 4 - Výsledné rozměry a zdvihy ventilů



4.2.3 Střední rychlost pístu

Střední rychlost pístu je jedním ze základních parametrů motoru a slouží k jejich vzájemnému porovnávání. Střední pístová rychlost do značné míry určuje životnost motoru a namáhání od setrvačných sil motoru. Se zvyšující se pístovou rychlostí se zvyšuje i hlučnost motoru.

Střední pístovou rychlost c_s vypočítáme podle vztahu (7)

$$c_s = \frac{Z \cdot n}{30} \quad (7)$$

Při zvolených maximálních otáčkách motoru 8500 min^{-1} , je výsledná střední pístová rychlost c_s $20,83 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Maximální otáčky byly zvoleny z podobnosti motorů pro sportovní vozidla, která jsou na trhu.

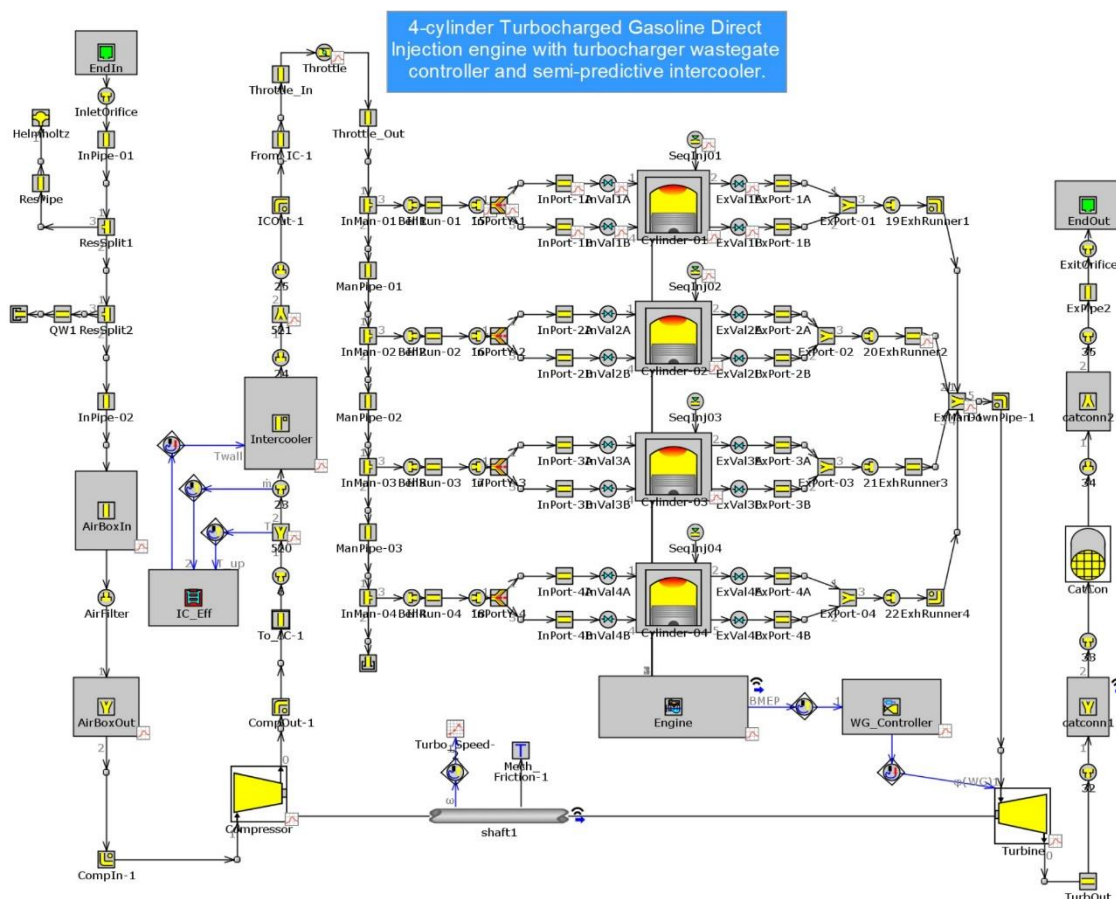
4.3 Termodynamický model

Termodynamický model je vytvořen v programu GT-Power. Protože se jedná o přeplňovaný motor, tak je model vytvořen pro čtyřválcový motor z důvodu lepšího naladění základního turbodmychadla, které je v programu. Protože se tato práce zabývá jednoválcovým motorem, použijí se data pouze z jednoho válce. Výsledky čtyřválcového motoru by tak měly být reálnější, než kdyby se tvořil úplně nový jednoválcový model s přeplňováním.

4.3.1 Vytvoření modelu

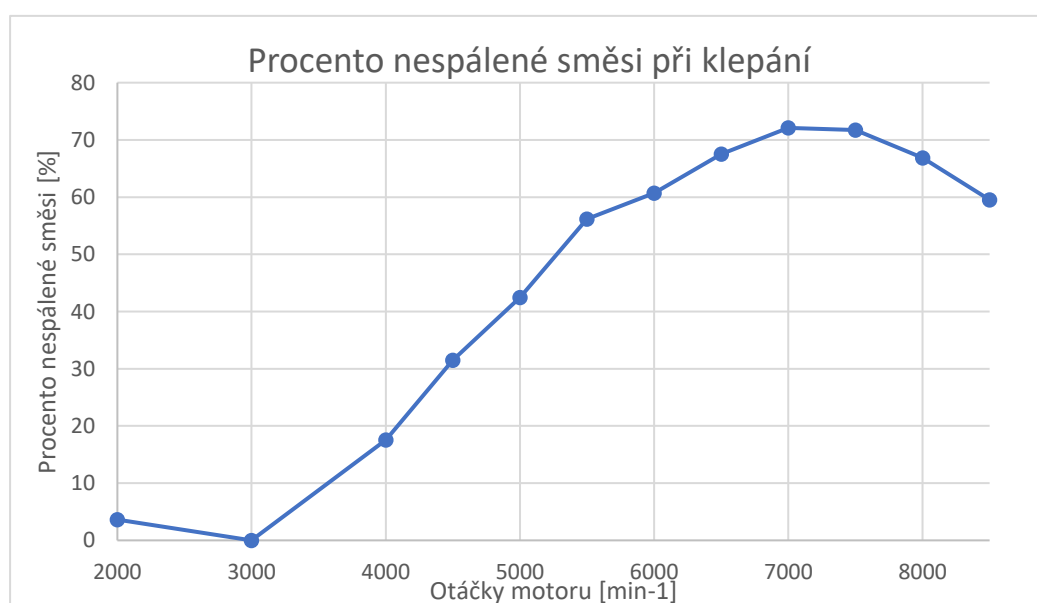
Termodynamický model je vytvořen z příkladu čtyřválcového zážehového přeplňovaného motoru, který nabízí program GT-Power. Model byl upraven rozměrově na potřebné vrtání a zdvih motoru, byl nastaven požadovaný kompresní poměr motoru. Dále byly upraveny rozměry a zdvihy ventilů za pomoci dostupných koeficientů v programu. Na obr. 6. je zobrazeno schéma modelu.

Plnicí tlak turbodmychadla byl nastaven v požadovaném pracovním bodě 6500 min^{-1} a turbodmychadlo je regulováno pomocí „waste gate“ funkce, kterou GT-Power nabízí. Hodnota plnicího tlaku byla dodána zadavatelem práce.



Obrázek 6 - Termodynamický model

V modelu je nastaveno palivo s 95 octany. Jak už bylo zmíněno v kapitole o přeplňování, hlavním omezením plnicího tlaku u zážehových motorů je klepání. Při simulaci v požadovaném pracovním bodě 6500 min^{-1} se klepání velmi výrazně projevilo, jak je vidět na grafu 1, který zobrazuje procento nespálené směsi při klepání.

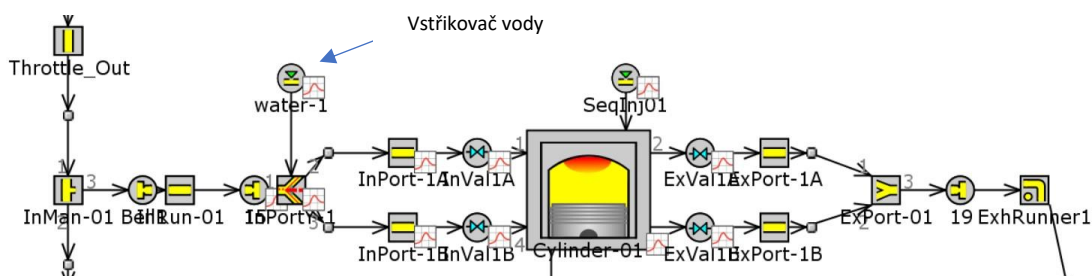


Graf 1 - Procento nespálené směsi při klepání motoru



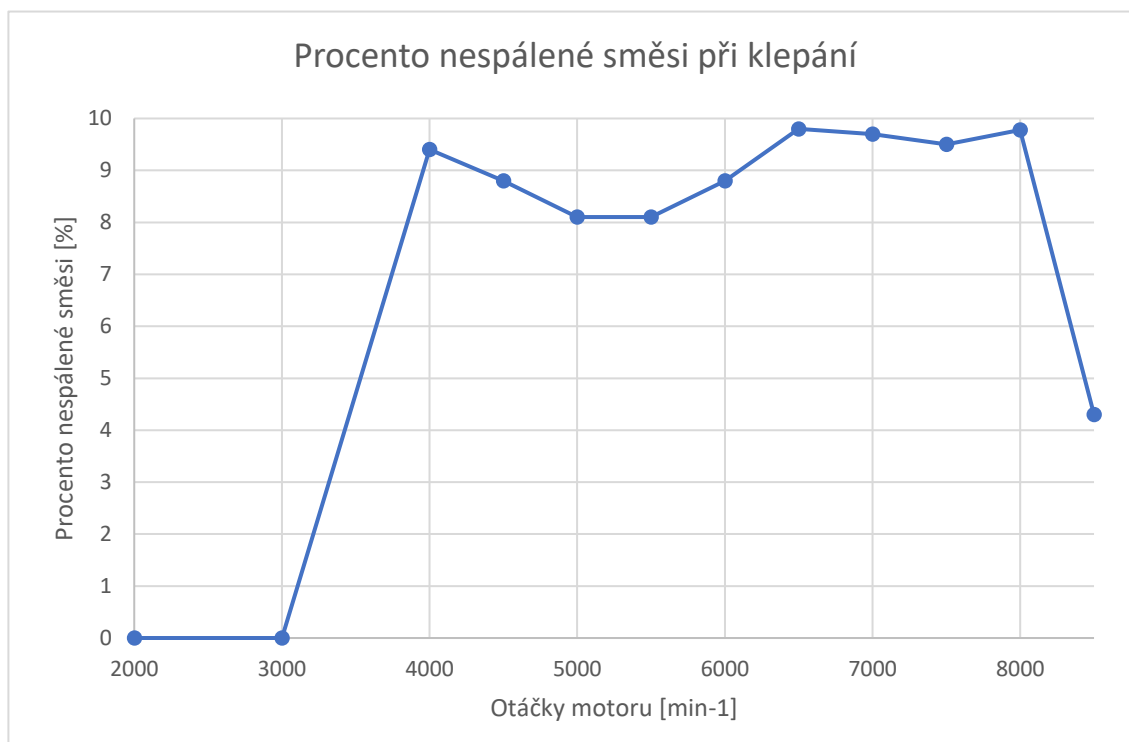
4.3.2 Úprava modelu

Protože klepání je u motoru nepřijatelné, bylo použito palivo s octanovým číslem 98, které mělo klepání zamezit. Tato změna, ale nepomohla. Bylo nutné tedy model změnit na možnost vstřikování vody do směsi. V principu se jedná o to, že voda směsi odebere dostatek tepla, díky své vysoké měrné tepelné kapacitě a při vypařování díky svému poměrně vysokému měrnému výparnému teplu. Z tohoto důvodu snižuje teploty ve válci motoru a tím se zabraňuje klepání motoru. Na obrázku 7 je vidět vložení vstřikovače vody do sacího potrubí. Vstřikování vody je provedeno nepřímo do sacího kanálu.



Obrázek 7 - Schéma modelu s přidáním vstřikovačem vody

Velikost dávky vstřikované vody byla optimalizována tak, aby při kritických otáčkách docházelo k minimálnímu klepání, jak je zobrazeno na grafu 2. Maximální dávka vody je při 7000 min^{-1} , kde dávka vody dosahuje poměru ku palivu 67,5 %. [6]



Graf 2 - Procento nespálené směsi při klepání motoru

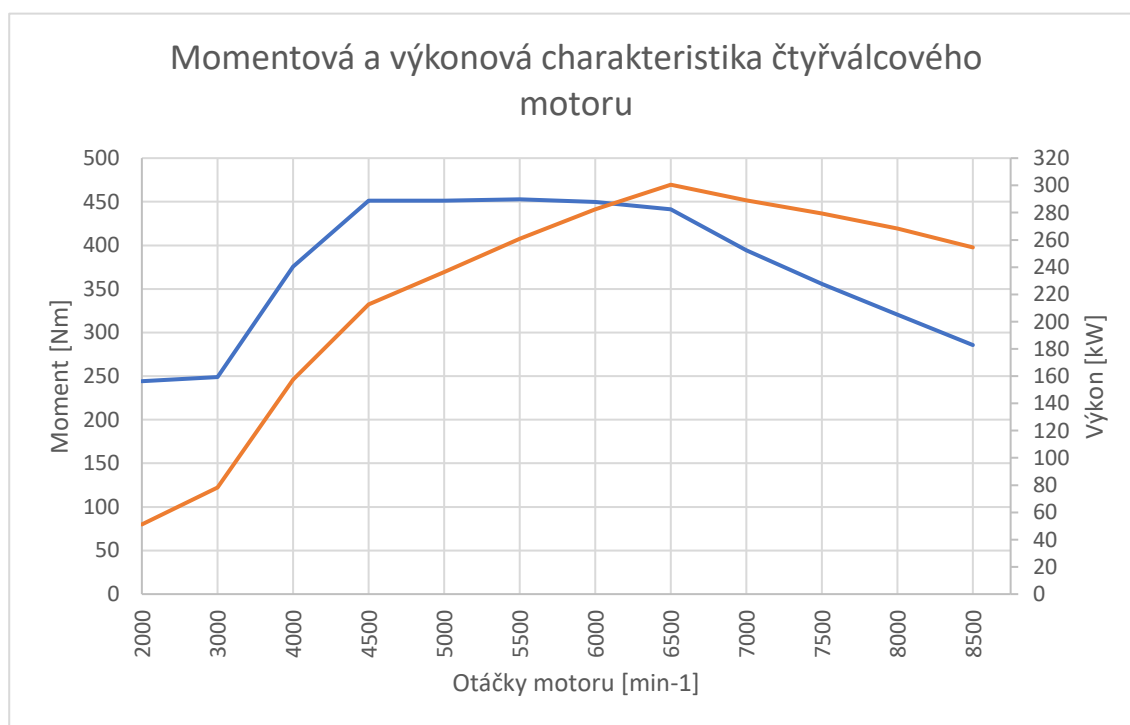


Hodnoty nespálené směsi při klepání se pohybují pod hodnotou 10 %, což je přijatelná hodnota, při které už velikosti tlaků ani teplot při klepání nejsou pro motor nebezpečné.

Aby bylo možné dosáhnout požadovaného výkonu motoru, byl ještě upraven zdvih ventilů. Zdvih sacího ventilu byl zvýšen na 11,18 mm a zdvih výfukového ventilu byl zvýšen na 9,49 mm.

4.4 Výsledné parametry motoru

Výsledné parametry pro čtyřválcový model motoru jsou zobrazeny v momentové a výkonové charakteristice motoru na grafu 3.

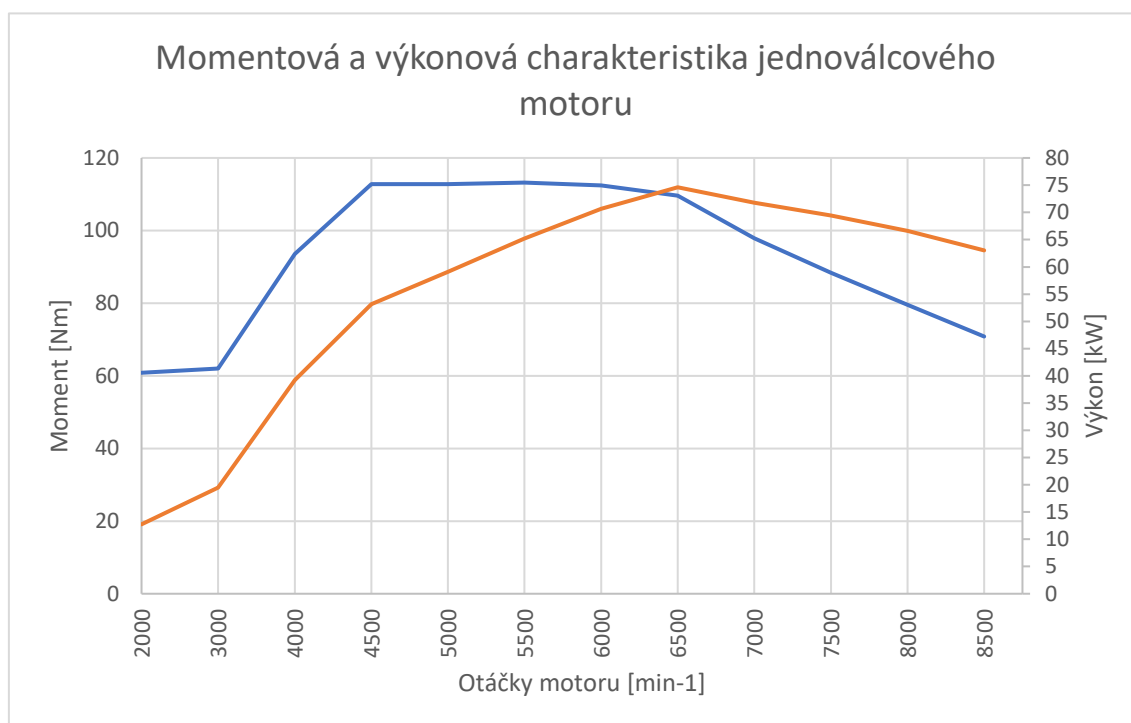


Graf 3 - Momentová a výkonová charakteristika čtyřválcového motoru

Maximální točivý moment je 452,8 Nm při 5500 min⁻¹ a maximální výkon je 300,5 kW při 6500 min⁻¹. Z momentové charakteristiky je zřejmé, že turbodmychadlo, které je připojeno k termodynamickému modelu začíná být účinné od 4000 min⁻¹. Pro zlepšení dynamiky motoru by se proto mohlo přidat přídatné přeplňování. Volbou by mohl být mechanický kompresor, ale při daném výkonu motoru, kdy není téměř žádný přebytek výkonu, bych se spíše přikláněl k použití sekvenčního přeplňování viz. [kap. 3.1.7](#), protože mechanický kompresor přímo odebírá výkon z motoru.

Pro jednoválcový motor hodnoty čtyřválcového motoru byly vyděleny čtyřmi. Výsledný točivý moment a výkon jednoválcového motoru jsou zobrazeny na grafu 4.

Výsledné parametry motoru jsou sepsány v tabulce 5.



Graf 4 - Momentová a výkonová charakteristika jednoválcového motoru

Zdvihový objem	500 cm ³
Kompresní poměr	11:1
Maximální otáčky	8500 min ⁻¹
Maximální točivý moment	113,2 N.m při 5500 min ⁻¹
Maximální výkon	75,1 kW při 6500 min ⁻¹
Vrtání	93 mm
Zdvih	73,5 mm
Průměr sacích ventilů	36,9 mm
Zdvih sacích ventilů	11,18 mm
Průměr výfukových ventilů	30,5 mm
Zdvih výfukových ventilů	9,49 mm
Střední pístová rychlost	20,825 m.s ⁻¹

Tabulka 5 - Výsledné parametry a rozměry motoru

Požadovaného výkonu bylo dosaženo.

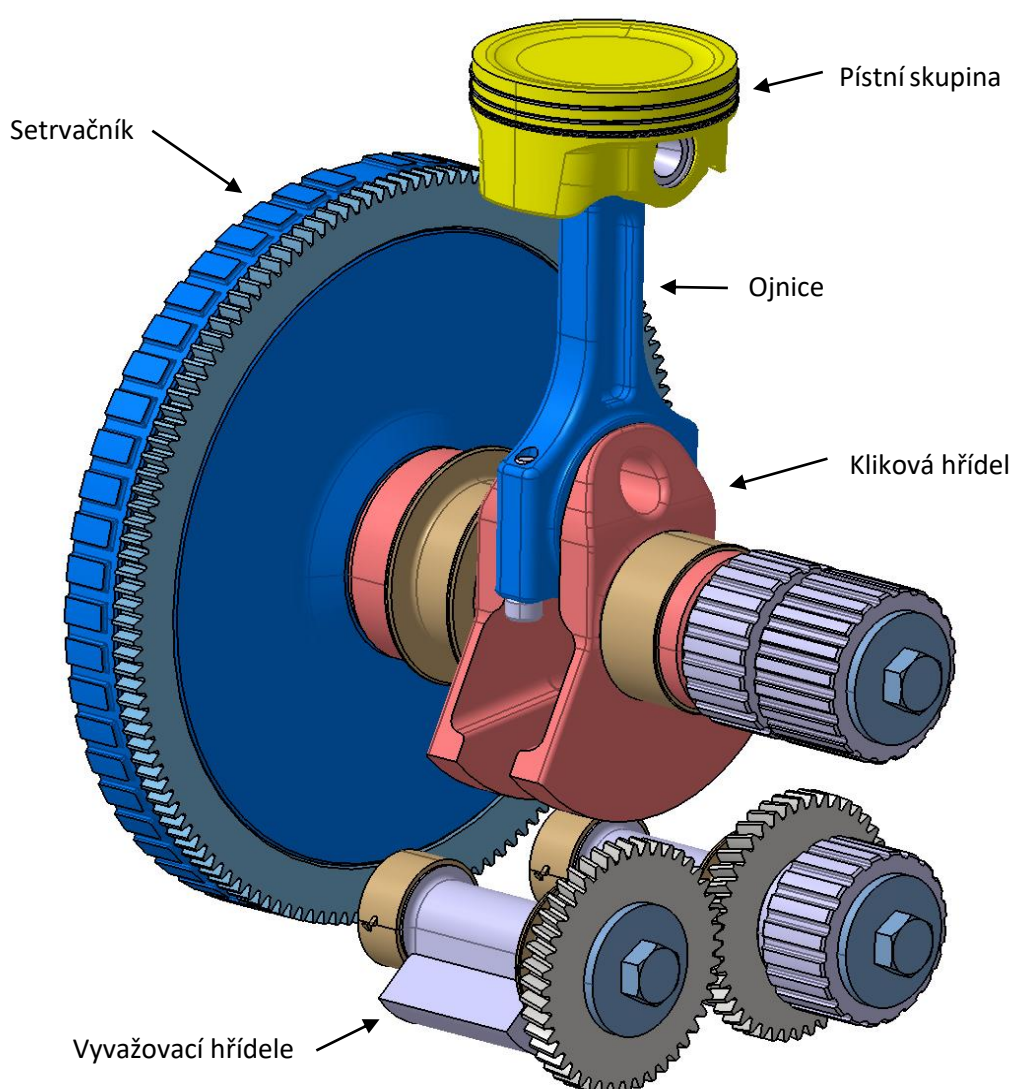


5 Konstrukce

Koncepční návrh motoru byl zhotoven v programu Catia V5, ozubená kola byla vygenerována pomocí programu Autodesk Inventor 2020.

5.1 Klikový mechanismus

Klikový mechanismus je základem pohyblivých částí motoru. Mění přímočarý vratný pohyb pístu motoru na otáčivý pohyb klikové hřídele, který je dále měněn pomocí převodového ústrojí a je využíván k pohonu vozidla. Jeho základní části jsou zobrazeny na obrázku 8. [2]

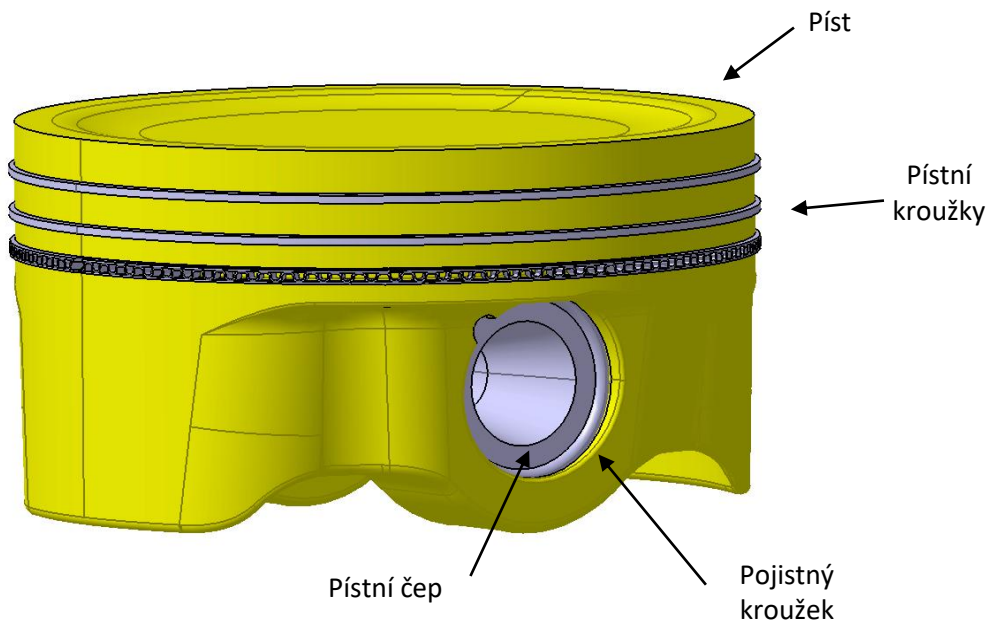


Obrázek 8 - Klikový mechanismus



5.1.1 Pístní skupina

Pístní skupina je tvořena pístem, pístními kroužky, pístním čepem a pojistnými kroužky pro axiální zabezpečení pístního čepu viz. obrázek 9.

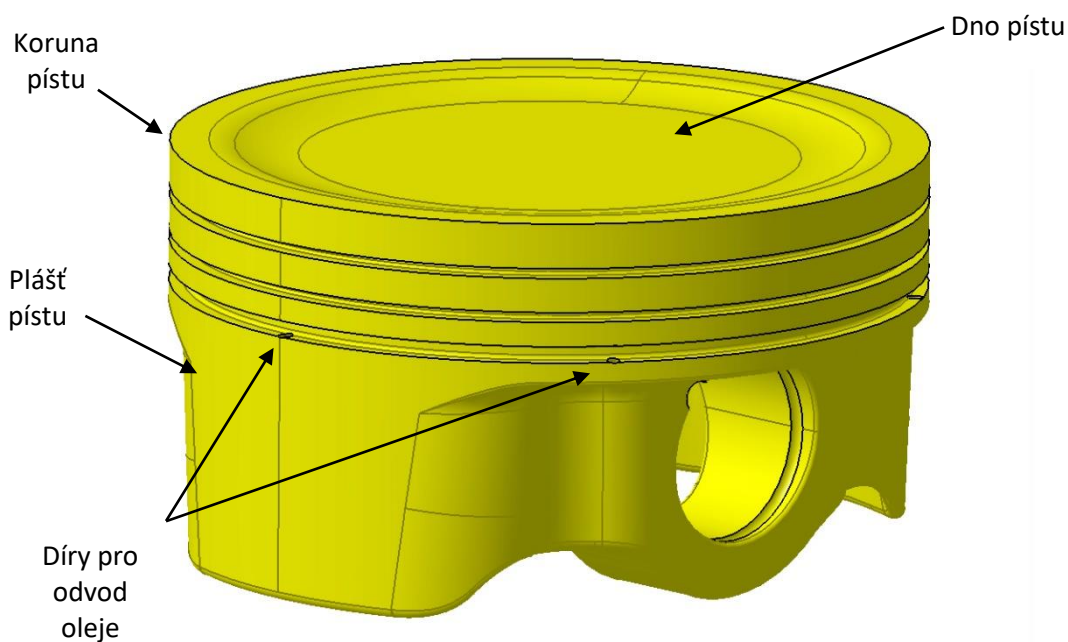


Obrázek 9 - Pístní skupina

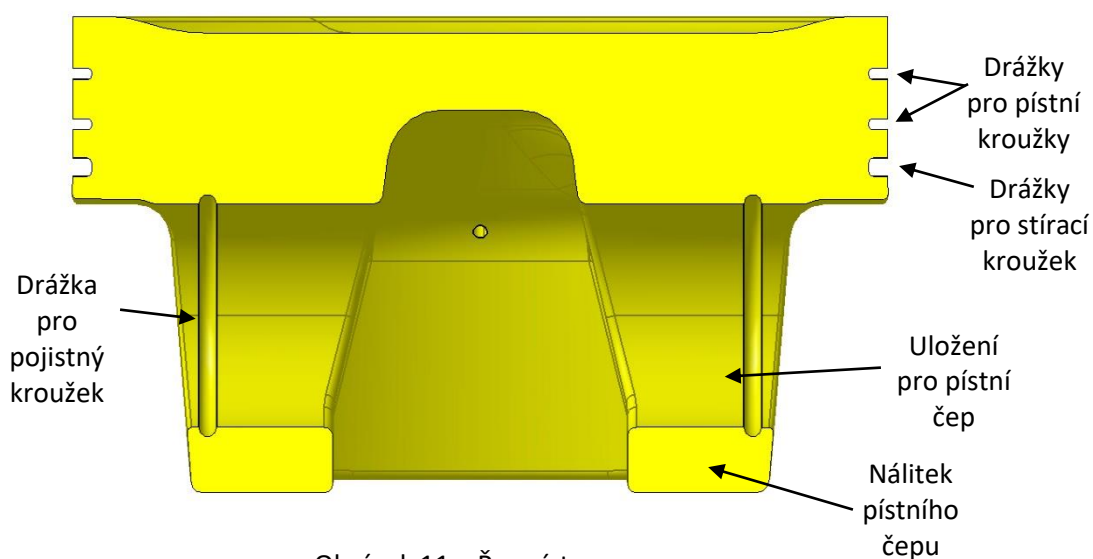
Hlavním úkolem pístní skupiny je přenášení tlaků ze spalování plynů přes pístní čep na ojnici. Dalším úkolem je utěsnění spalovacího prostoru a klikové skříně, odvodu, absorbování a přenos tepla do chladicího systému motoru. Pístní skupina se navrhuje co nejlehčí, z důvodu vzniku odstředivých sil změnami pohybu pístu.

Píst je velmi namáhanou součástí motoru. Je namáhán od tlaků plynů a tepelně, více [kap. 6.5](#). Konstrukce je vidět na obrázku 10 a 11, kde jsou popsány části pístu. Píst je odlit z materiálu $AlSi12Cu4Ni2Mg$.

Koruna a dno pístu zachycuje tlaky a teploty ze spalovacího prostoru. Tvar dna je určen tvarem spalovacího prostoru a tloušťka je určena jeho mechanickým a tepelným zatížením viz. [kap. 6.5](#). Plášť pístu je významný pro vedení pístu ve válci, rozložení olejového filmu na stěně válce a předávání tepla do stěny válce. Povrch pláště bývá potažen grafitovou vrstvou pro zlepšení jeho kluzných vlastností. Dno pístu je chlazeno ostřikem oleje. [2]



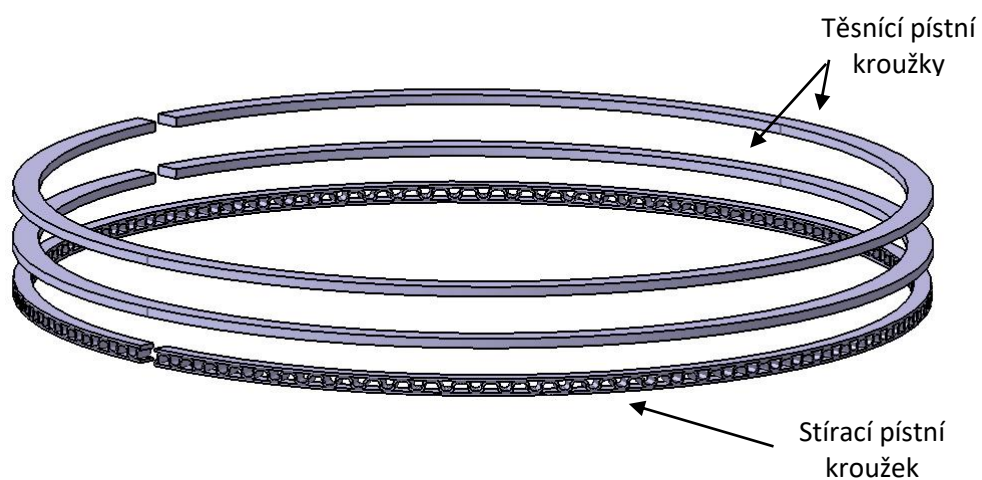
Obrázek 10 – Návrh pístu



Obrázek 11 – Řez pístem

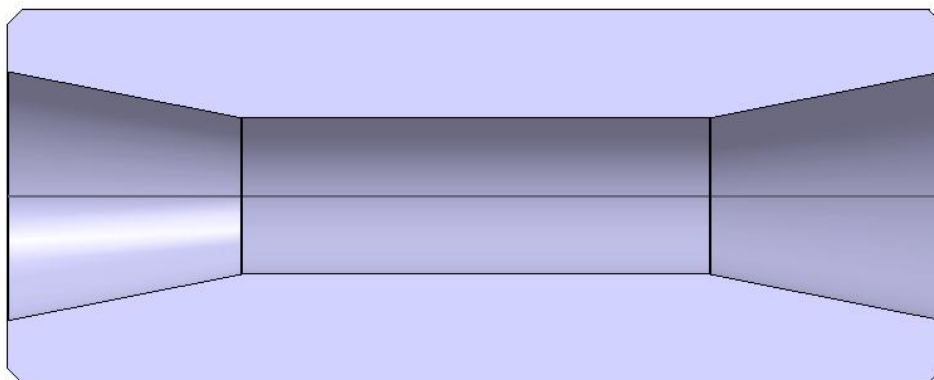
Pístní kroužky dělíme na těsnící, horní dva kroužky, a na stírací, dolní třetí kroužek. Úkolem těsnících kroužků je utěsnění spalovacího prostoru proti unikání spalin do klikové skříně. Podílejí se i ve velké míře na odvodu tepla z pístu. První kroužek, má největší podíl na utěsnění spalovacího prostoru. [2]

Stírací pístní kroužek otírá přebytečný olej ze stěn a odvádí ho do klikové skříně, zamezuje tak pronikání oleje do spalovacího prostoru. Použité pístní kroužky jsou zobrazeny na obrázku 12.



Obrázek 12 - Těsnící pístní kroužky

Pístní čep přenáší silové účinky mezi pístem a ojnicí. Je zhotoven z oceli EN 10085. Vnější průměr čepu je 24 mm. Pístní čep je navrhován s kuželovými dutinami pro vyšší pevnost. Profil pístního čepu je zobrazen na obrázku 13.

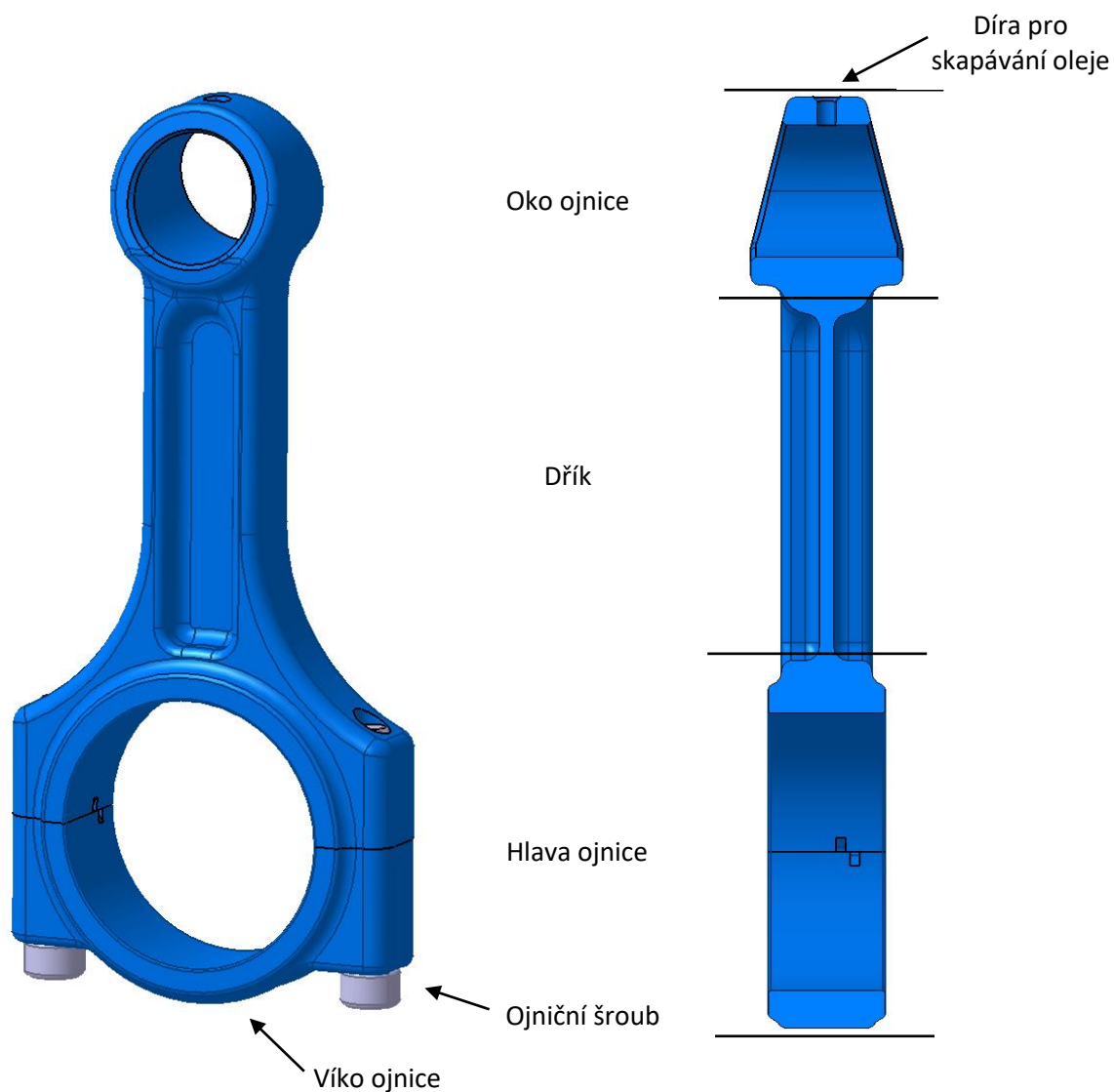


Obrázek 13 - Návrh pístního čepu



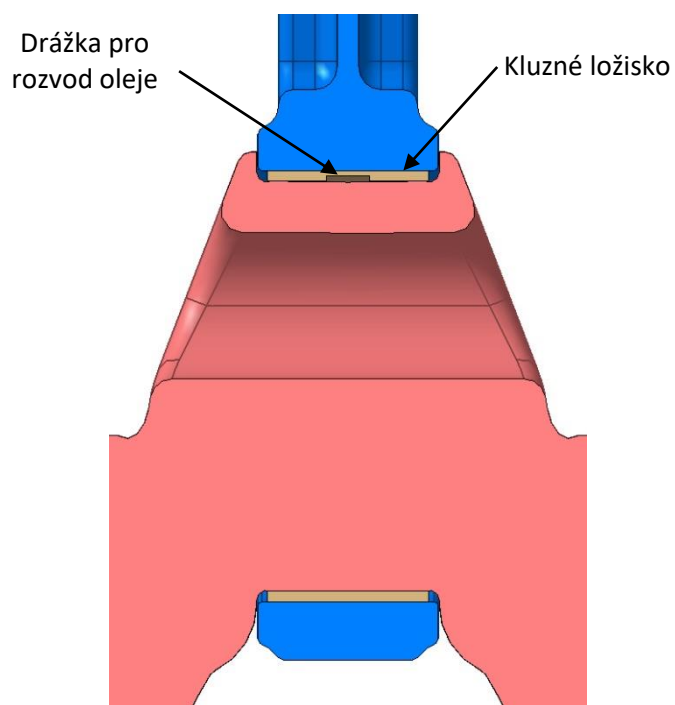
5.1.2 Ojnice

Ojnice spojuje píst s klikovou hřídelí motoru a svým výkyvem mění přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele. Ojnice přenáší sílu od tlaku plynů působící na dno pístu na klikovou hřídel. Ojnice je tvořena okem ojnice, dříkem a hlavou viz. obrázek 14.



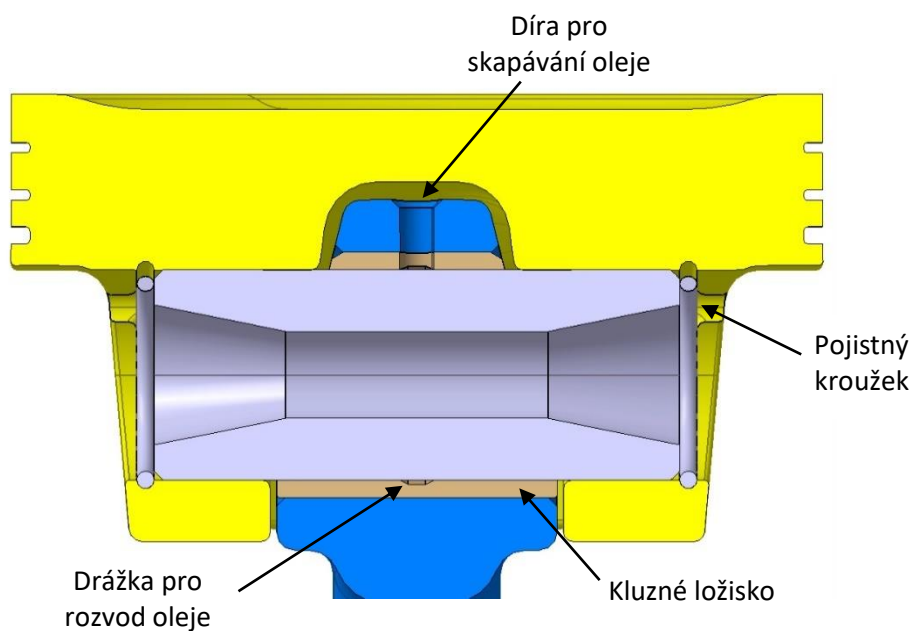
Obrázek 14 - Konstrukční návrh ojnice

Na obrázku 15 zobrazeno uložení ojnice na klikové hřídeli. Aby se ojnice ve válci nevzpříčila je vedena plochami na klikové hřídeli. Na kontaktních plochách je použito kluzné bronzové ložisko. Jeho pozici zajišťují dvě poziční přichytky. Olej je do ložiska dopravován vývrtem v klikové hřídeli a rozváděn drážkou v ložisku.



Obrázek 15 - Uložení ojnice na klikové hřídeli

Na obrázku 16 je vidět uložení ojnice, pístu a pístního čepu. V ojničném oku je nalisováno bronzové ložisko. Jeho mazání je prováděno skapávajícím olejem, který je vstřikován na dno pístu. Olej prochází dírou pro olej a je rozváděn drážkou v ložisku po celém jeho průměru.

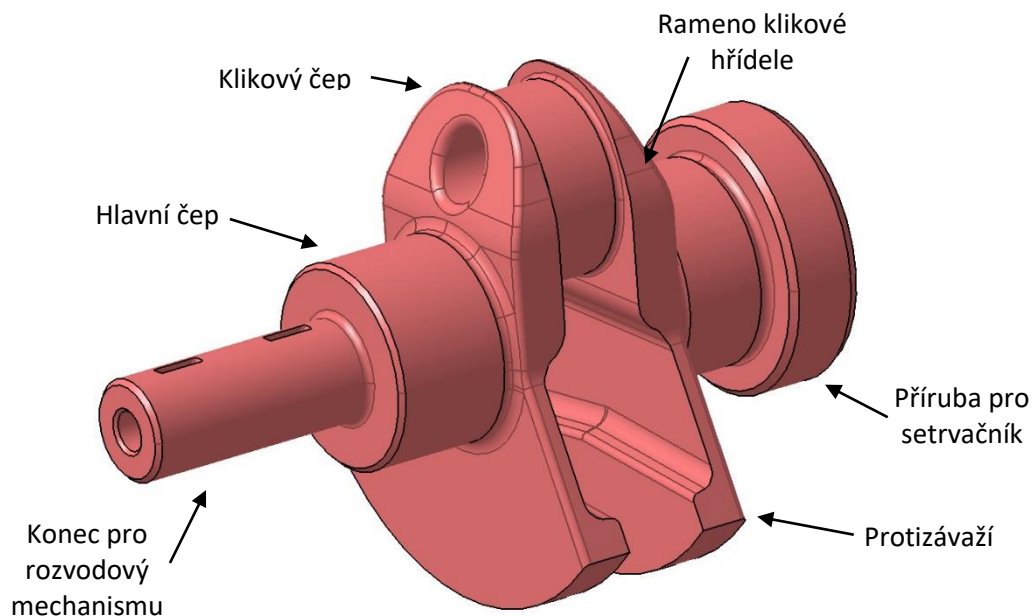


Obrázek 16 - Uložení pístu, ojnice a pístního čepu



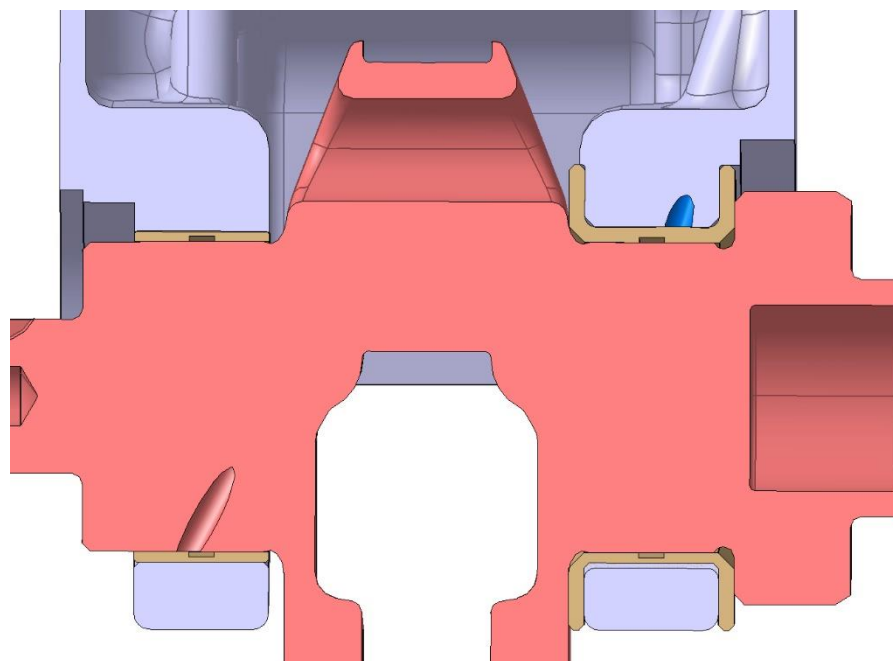
5.1.3 Kliková hřídel

Kliková hřídel převádí spolu s ojnicí vratný přímočarý pohyb pístu na pohyb rotační. Návrh a popis jednotlivých částí klikové hřídele je na obrázku 17.



Obrázek 17 – Návrh klikové hřídele

Kliková hřídel je uložena do kluzných ložisek, na straně setrvačnicku je použito axiální ložisko a na straně rozvodového mechanismu je použito ložisko radiální. Uložení klikové hřídele je zobrazeno na obrázku 18.



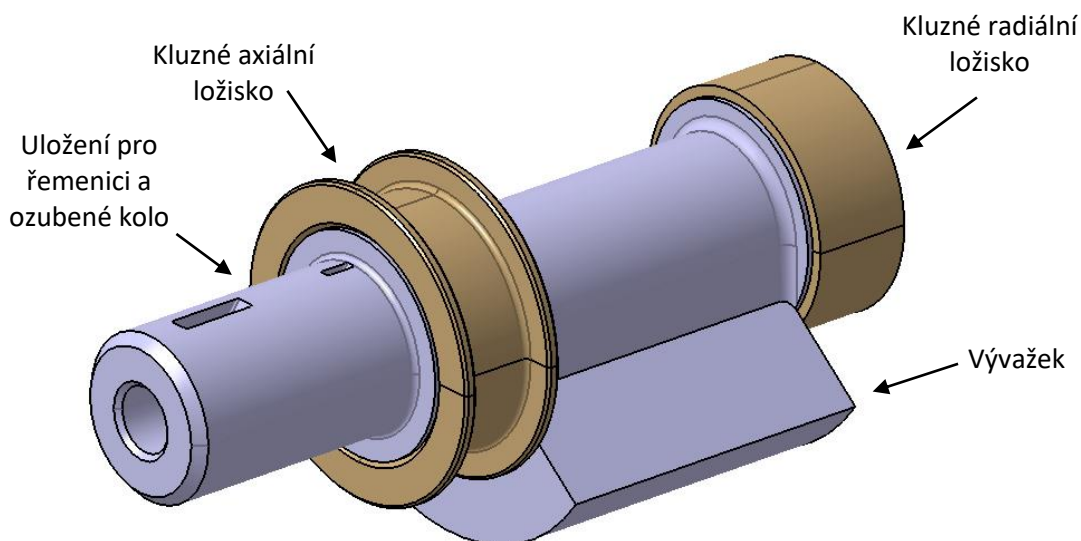
Obrázek 18 – Uložení klikové hřídele v bloku motoru



Kliková hřídel pohání rozvodový mechanismus a vyvažovací hřídele motoru. Kola pro rozvodový mechanismus jsou uložena pomocí woodrofových per, která zajišťují pouze správnou pozici rozvodových kol, moment je přenášen pomocí třecího spojení. Vyvážení klikové hřídele viz. [kap. 6.1.](#)

5.1.4 Vyvažovací hřídele

Vyvažovací hřídele slouží k vyvážení posuvných hmot klikového mechanismu, které způsobují nežádoucí chvění a vibrace motoru, hlavně tedy u jednoválcového motoru. U více válcových motorů jsou tyto posuvné hmoty vyváženy ostatními válci. Vyvažovací hřídele jsou téměř totožné. Jedna hřídel je prodloužena, aby bylo možné uložit řemenici pro pohon hřídelí. Návrh vyvažovací hřídele je na obrázku 19. [5]



Obrázek 19 - Návrh vyvažovací hřídele

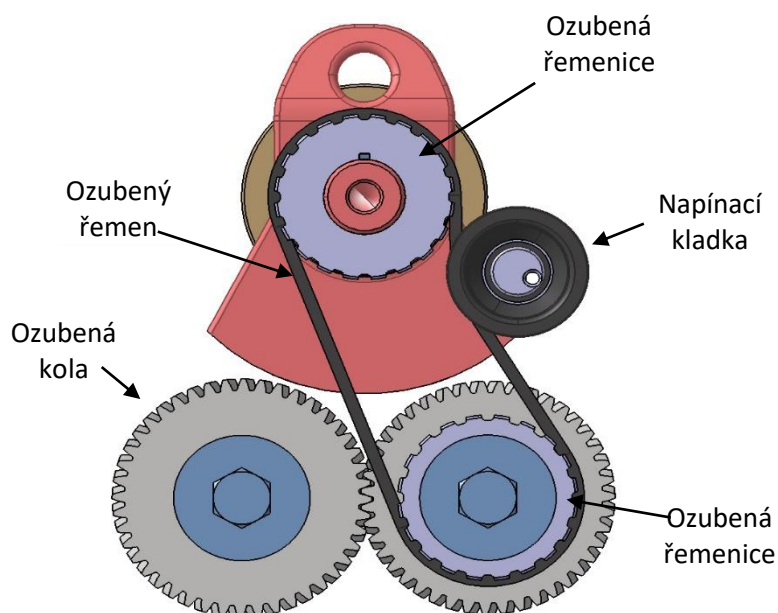
Vyvažovací hřídel je uložena v bronzových kluzných ložiskách.

Pohon vyvažovacích hřídelí je zajištěn ozubeným řemenem¹, který je veden z klikové hřídele na jednu vyvažovací hřídel. Druhá vyvažovací hřídel je roztáčena pomocí ozubených kol s šikmými zuby, které byly zvoleny kvůli tiššímu chodu.

¹ Protože se jedná o koncepční návrh nebyly modelovány zuby u ozubeného řemene



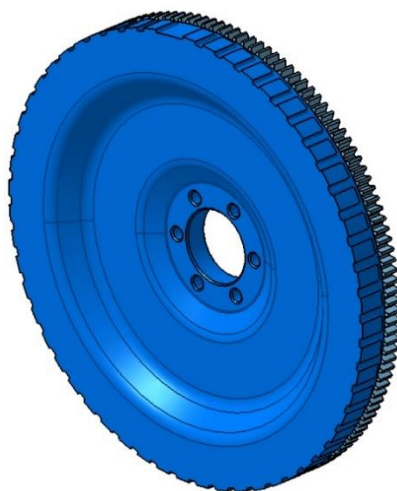
Návrh a rozvod pro vyvažovací hřídele je zobrazen na obrázku 20. Aby řemen nespádl z řemenic je jeho vedení zajištěno na napínací kladce. Délka řemene je 480 mm, 48 zubů.



Obrázek 20 - Rozvod vyvažovacích hřídelí

5.1.5 Setrvačnick

Účelem setrvačnicku je akumulovat energii při pracovním zdvihu a poté ji dodávat pro překonání pasivních zdvihů. Vylepšuje rovnoměrnost chodu motoru a zajišťuje tak minimální kolísání úhlové rychlosti klikové hřídele během jedné otáčky. Na obvodu setrvačnicku je nalisován ozubený věnec, který slouží pro roztáčení motoru za pomoci spouštěče. [2] Rozměry setrvačnicku jsou pouze odhadnuté, protože se jedná pouze o koncepční návrh jednoválcového motoru. Navržený setrvačnick má průměr 280 mm a tloušťku 32 mm. Navržený setrvačnick je zobrazen na obrázku 21.



Obrázek 21 - Návrh setrvačnicku

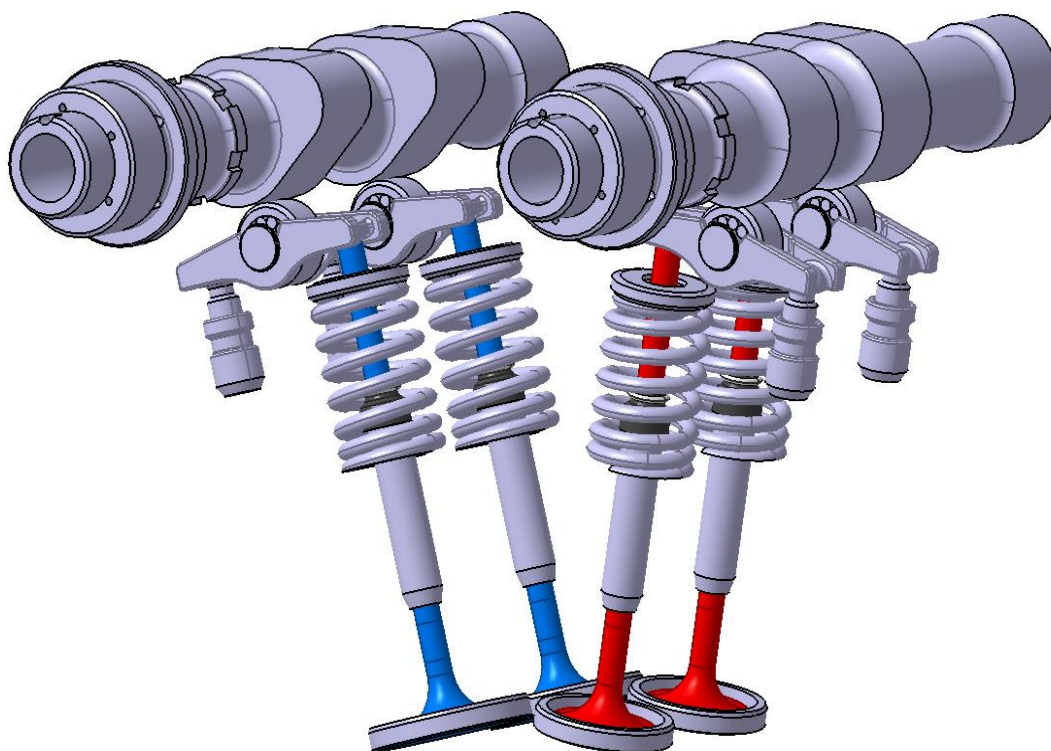


5.2 Rozvodový mechanismus

Rozvodový mechanismus řídí výměnu náplně ve válci. Rozvodové ústrojí přenáší zdvih, rychlost a zrychlení od vačky k funkčním částem a ventilům. Rozvodový mechanismus musí zaručovat co nejvyšší využití spalovacího prostoru, úkolem je přivést co největší množství vzduchu do spalovacího prostoru a zplodiny co nejrychleji odvézt ze spalovacího prostoru. [2]

5.2.1 Druh a návrh mechanismu

Podle termodynamického modelu motoru musí mít motor dva sací a dva výfukové ventily. Kvůli co největší variabilitě časování ventilů byl zvolen mechanismus se dvěma vačkovými hřídeli, takzvaný DOHC. Zvolený druh DOHC mechanismu je vidět na obrázku 22.



Obrázek 22 – DOHC mechanismus s kladkami

Vahadla jsou uložena v hydraulických zdvihátkách pro vymezení vůle. Vačkové hřídele působí na rozvodové kladky, které jsou uloženy v jehlových ložiskách. Tento typ rozvodu má nejmenší mechanické ztráty a není potřeba jeho přímé mazání na kontaktních plochách, ale postačuje mazání olejovou mlhou, oproti rozvodu s hrníčkovými zdvihátky. Nevýhodou této konstrukce jsou rozměry, protože je mechanismus více rozšířený do stran.



5.2.2 Ventily

Ventily tvoří část spalovacího prostoru, spolu se sedlem zaručují jeho těsnost a při otevření by měly klást co nejmenší odpor pro proudící plyny. Ventily jsou namáhány teplotami, spalovacími tlaky a dynamickými silami působící jejich pohybem. [2]

Aby bylo možné umístit ventily do hlavy válce byl zvolen úhel sklonu sacích ventilů od osy válce $10,9^\circ$ a úhel sklonu výfukových ventilů $13,7^\circ$. Ventily jsou navrhovány co nejkratší, aby jejich setrvačné síly byly co nejmenší. Délka sacích ventilů je 117,5 mm a délka výfukových ventilů je 120,5 mm. Délka ventilů je ovlivněna zástavbou v hlavě motoru. Navržené ventily jsou zobrazeny na obrázku 23.



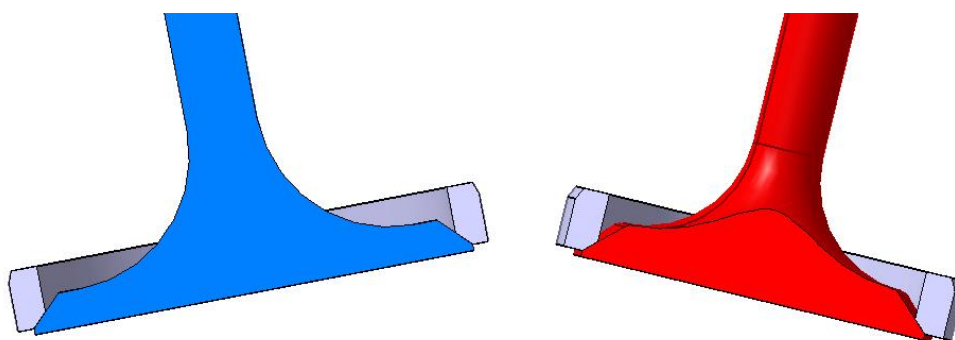
Obrázek 23 - Návrh ventilů



5.2.3 Sedla ventilů

Protože je hlava válců z hliníkové slitiny, je potřeba použít pro zvýšení pevností dosedacích ploch sedla ventilů, která se vyrábí z vysoce legovaných ocelí. Sedla musí být velmi odolná proti teplotě a proti opotřebení. Ventilová sedla jsou vkládána do hlavy válců s přesahem, lisováním za studena, nebo za tepla. [2]

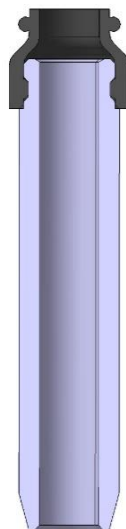
Sedla ventilů se navrhuje jako kompromis mezi těsností s ventilem, a odvodem tepla z ventilů. Úzká plocha styku zaručuje lepší těsnost, ale horší odvod tepla, a naopak širší styčná plocha má lepší odvod tepla, ale horší těsnost mezi sedlem a ventilem. Na obrázku 24 je zobrazen návrh sedel při styku s ventily. [2]



Obrázek 24 - Dosed ventilů na sedla

5.2.4 Vodítka ventilů

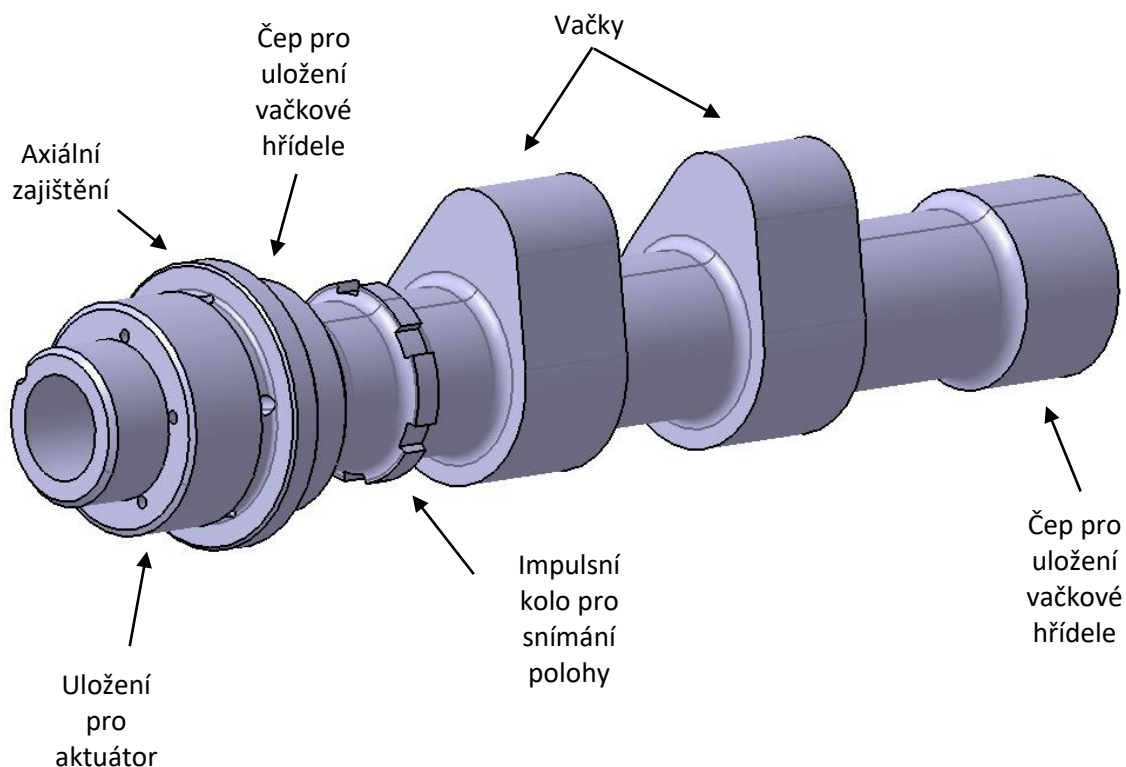
Vedení ventilu slouží ke správnému středění ventilu vůči sedlu a také slouží k odvodu tepla z ventilů do hlavy motoru. Vedení ventilů by tedy mělo být co nejdelší a zároveň vůle mezi dříkem ventilu a vodítkem co nejmenší. Návrh vodítka je zobrazen na obrázku 25.



Obrázek 25 - Vodítka ventilu s ventilovým těsněním

5.2.5 Vačková hřídel

Vačková hřídel slouží ke změně otáčivého pohybu klikové hřídele na posuvný pohyb ventilů. Hlavním elementem, který plní tuto funkci jsou vačky. Návrh vačkové hřídele a popis vačkové hřídele je zobrazen na obrázku 26. Protože je rozvodový mechanismus navržen s časovou variabilitou, je konec vačky uzpůsoben pro uložení aktuátoru vačkové hřídele s otočným hydromotorem. viz. [kap. 5.2.6](#).



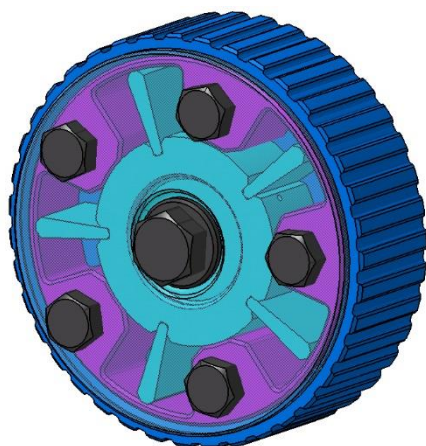
Obrázek 26 - Návrh vačkové hřídele

5.2.6 Pohon rozvodového mechanismu

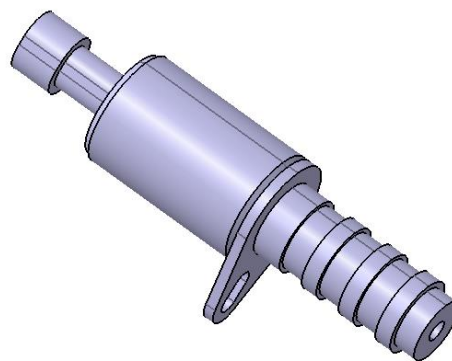
Pro pohon vačkových hřídelí byl zvolen ozubený suchý řemen. Jeho výhodou je tišší chod, nižší cena a menší hmotnost.

Vačková hřídel je poháněná od klikové hřídele v poměru 2:1 a je použit jeden řemen pro obě vačkové hřídele. Zajištění řemene proti spadnutí je na napínací kladce. Byl zvolen řemen s ozubením T10, jeho délka je 1210 mm, 121 zubů.

Pro variabilní časování ventilů byl použit hydrodynamický aktuátor, obrázek 27, který je řízen elektromagnetickým tlakovým spínačem, obrázek 28.

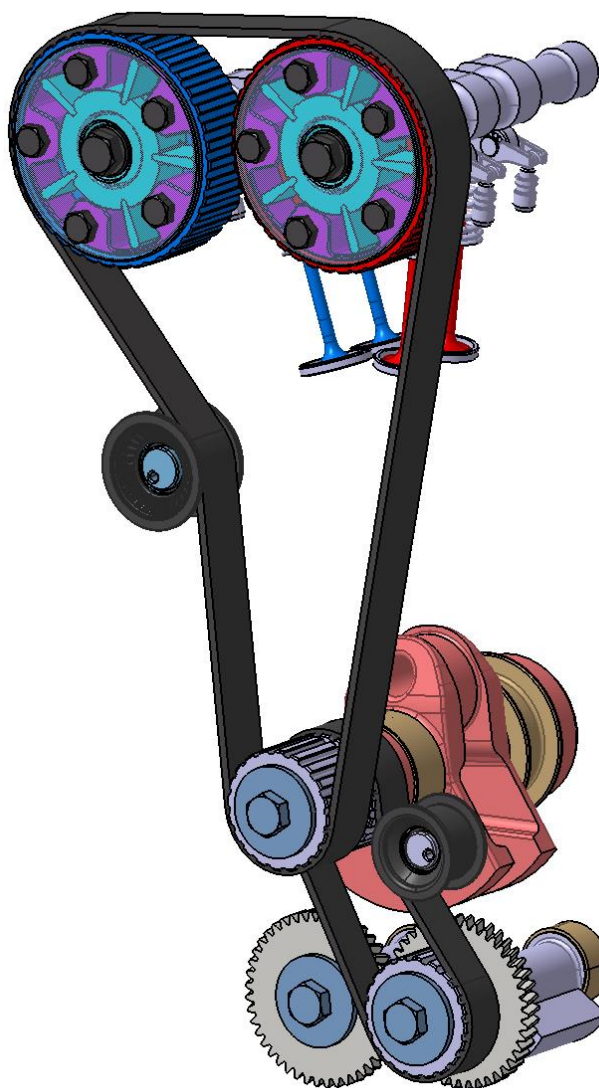


Obrázek 27 - Aktuátor s řemenicí



Obrázek 28 - Elektromagnetický tlakový spínač

Výsledný návrh kompletního rozvodového mechanismu včetně rozvodu na vyvažovací hřídele je zobrazen na obrázku 29.



Obrázek 29 - Rozvodový mechanismus motoru

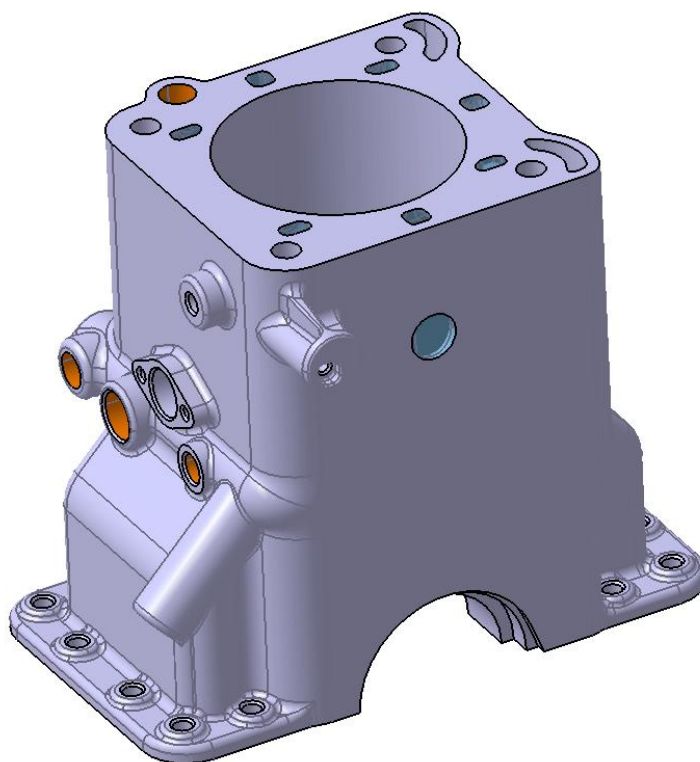


5.3 Pevné části motoru

5.3.1 Blok motoru

Blok motoru je tvořen ze dvou základních částí, bloku válce a klikovou skříní. Blok motoru je základním prvkem nosné konstrukce motoru. Dalším úkolem je vytvoření potřebných vazeb a propojení systému mazání a chlazení motoru, uložení rozvodových mechanismů. [2]

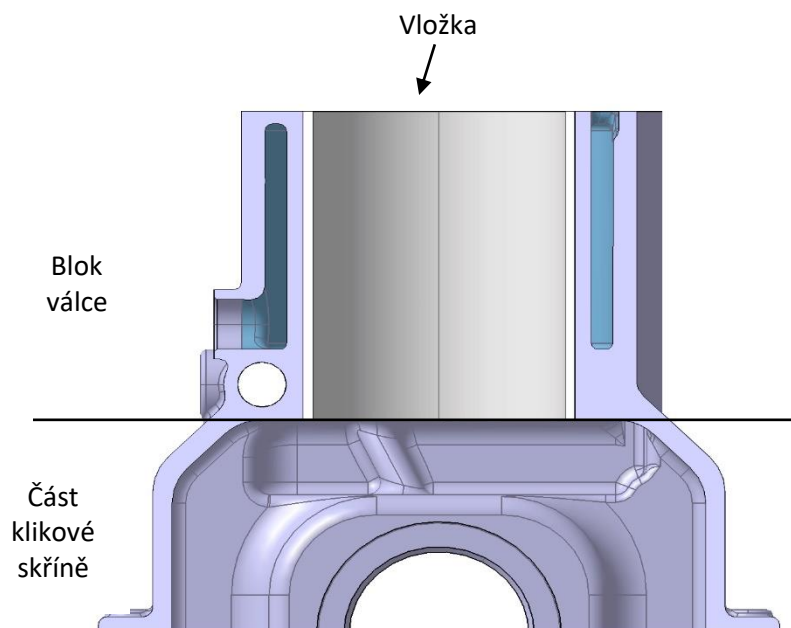
Blok motoru je navrhnout jako uzavřený blok. To znamená, že těsnicí plocha bloku vůči hlavě válce je uzavřená. Jsou v ní pouze otvory pro chladící kapalinu a otvory mazacích kanálů a drenážních kanálů. Výhodou tohoto provedení je vyšší pevnost válce. Výsledný návrh bloku motoru je zobrazen na obrázku 30. Materiál bloku motoru byl zvolen AlSi7Mg0,6.



Obrázek 30 - Blok motoru

V řezu motoru, obrázek 31, je zobrazen blok motoru s vložkou válce. Vložka válce je litinová a je zalita do hliníkového bloku, protože má vyšší odolnost proti opotřebení. Vložka válce je suchá, nepřichází tedy do přímého styku s chladící kapalinou.

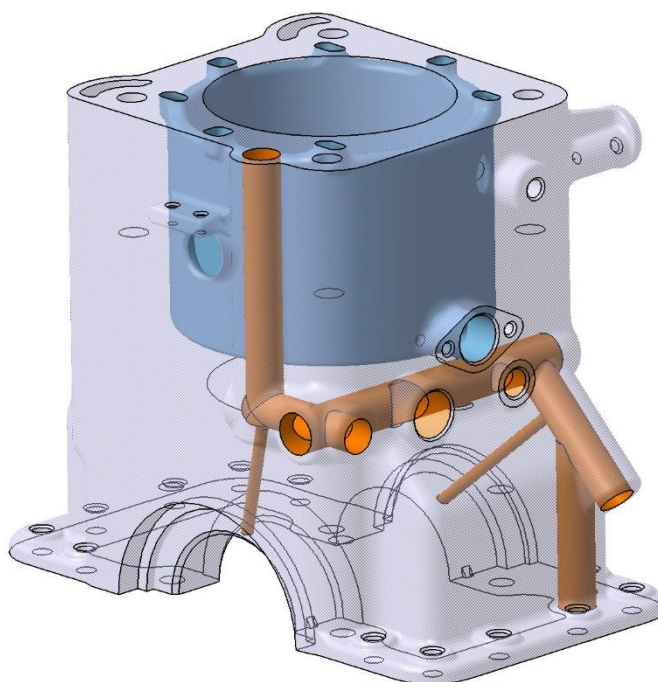
Kliková skříní byla navržena, aby nedocházelo ke kolizím klikové hřídele a bloku motoru.



Obrázek 31 - Řez bloku motoru

Jak bylo zmíněno, jednou z důležitých funkcí bloku motoru je chlazení válce. Chlazení motoru je navrženo tak, že chladicí kapalina vstupuje do bloku motoru, odkud pokračuje do hlavy válce a z té pak odtéká z motoru. Chladicí prostor bloku motoru je zobrazen modrou barvou na obrázku 32.

Další důležitou funkcí bloku motoru je propojení systému mazacího systému a zajištění přívodu oleje do kluzných ložisek na klikové hřídeli. Mazací kanálky jsou znázorněny oranžovou barvou na obrázku 32.



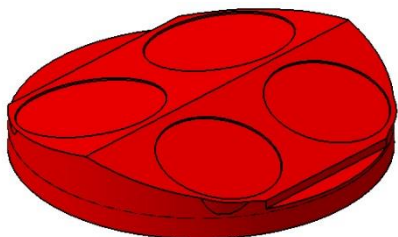
Obrázek 32 - Chladicí a mazací systém bloku motoru



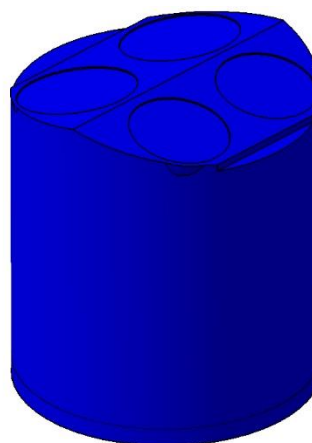
5.3.2 Hlava válce motoru

Hlava válce motoru vytváří a uzavírá spalovací prostor. K bloku válce je připevněna čtyřmi šrouby M12x115. Výpočet hlavových šroubů je uveden v příloze.

Konstrukce hlavy válce musí zabezpečovat výměnu náplně válce, chlazení spalovacího prostoru, umístění sedel ventilů, umístění zapalovací svíčky a vstřikovače paliva. Tvar a velikost spalovacího prostoru určuje kompresní poměr motoru, který je zadán 11:1. Byla provedena kontrola kompresního poměru v hlavě válce pomocí CADu. Byl vytvořen spalovací prostor s pístem v horní úvrati, obrázek 33, a spalovací prostor s pístem v dolní úvrati, obrázek 34. Pomocí funkce měření objemů v programu Catia byly výsledné objemy dány do poměru. Objemy a výsledný kompresní poměr jsou uvedeny v tabulce 6.



Obrázek 33 - Spalovací prostor s pístem v horní úvrati



Obrázek 34 - Spalovací prostor s pístem v dolní úvrati

Objem spal. prostoru s pístem v dolní úvrati	642528,038 mm ³
Objem spal. prostoru s pístem v horní úvrati	58337,582 mm ³
Výsledný kompresní poměr	11,01:1

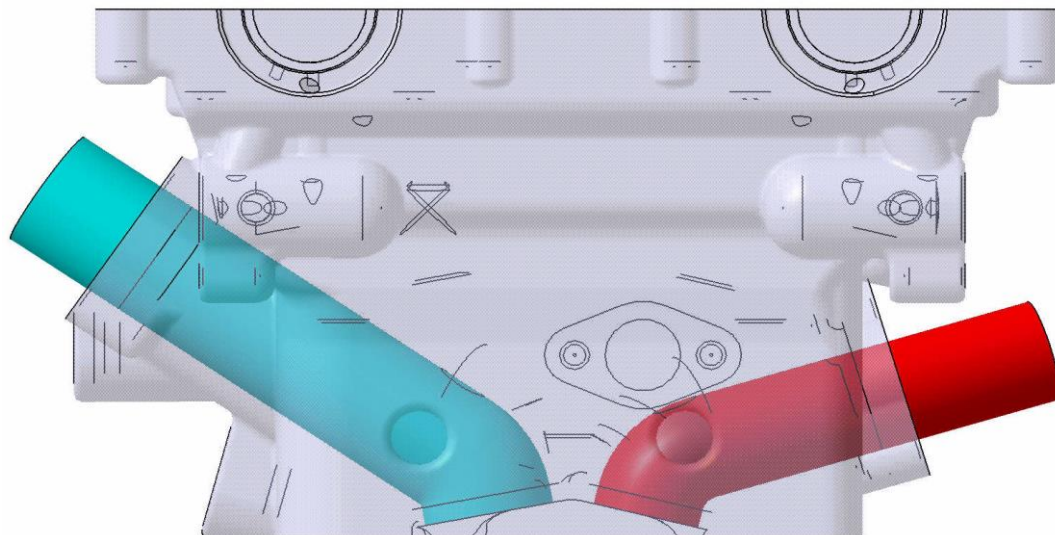
Tabulka 6 - Objemy spalovacího prostoru a kompresní poměr

Kompresní poměr navrženého motoru tedy odpovídá zadání.

Úkolem sacích kanálů je dostat co největší množství přiváděného vzduchu do válce. Konstruují se co nejpříměji, aby se zabraňovalo zbytečnému odtrhávání proudu vzduchu. Úhel náklonu sacích kanálů je 34,2 ° od roviny hlavy.

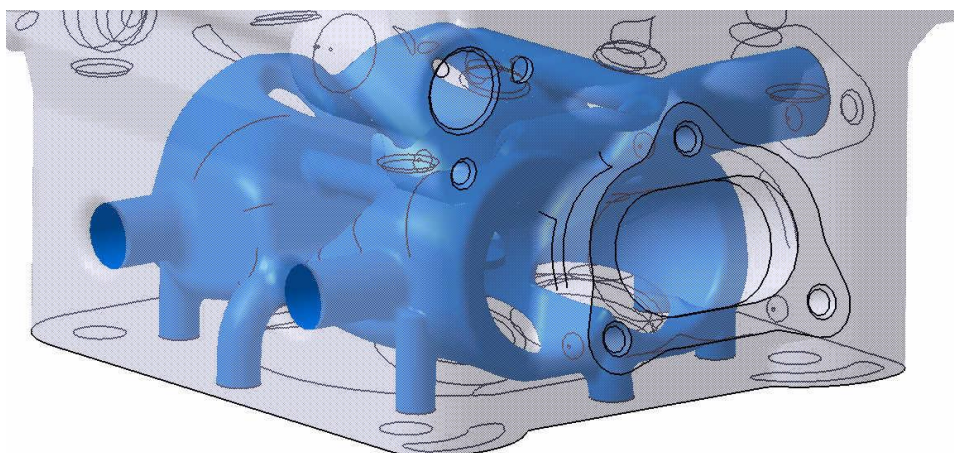


Výfukové kanály mají za úkol odvést spaliny ze spalovacího prostoru co nejrychleji, dělají se proto co nejkratší. Úhel náklonu výfukových kanálů je $16,5^\circ$ od roviny hlavy. Geometrie kanálů jsou zobrazeny na obrázku 35. Modrou barvou jsou zvýrazněny sací kanály a červenou barvou výfukové kanály.



Obrázek 35 - Geometrie sacích a výfukových kanálů

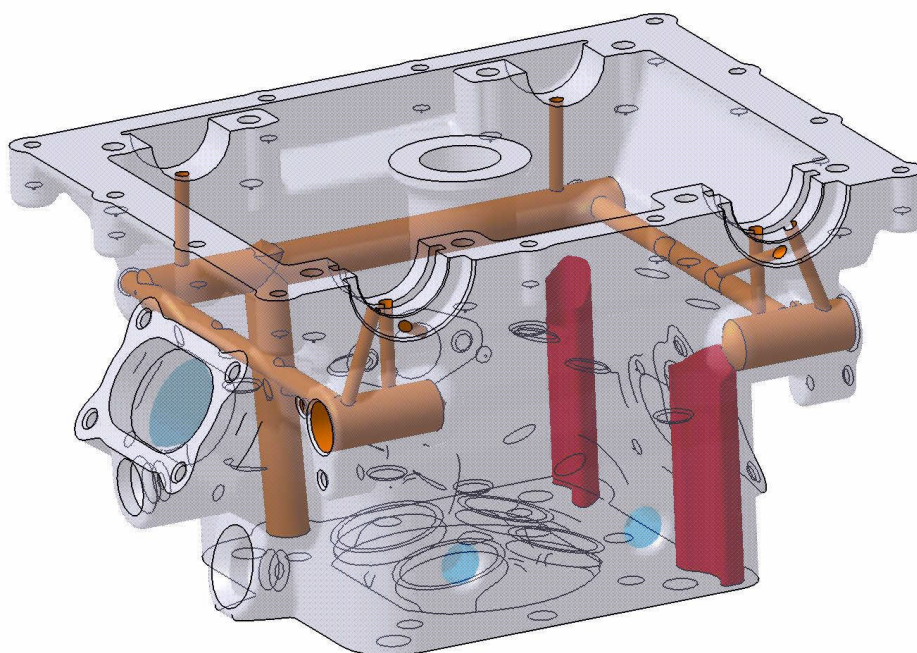
Dalším hlavním úkolem hlavy válce je chlazení spalovacího prostoru, ventilů, sedel ventilů a výfukového kanálu. Návrh chladícího jádra je zobrazen na obrázku 36. Je použito i chlazení sacího ventilu, z důvodu jeho velké plochy. Přívod chladící kapaliny do hlavy válce je z bloku motoru, ta je rozvedena okolo spalovacího prostoru, vodítek ventilů a ventilových sedel. Problém u navrhování je tloušťka materiálu, aby bylo možné chladící jádro odlít. Jsou použity zámky pro chladící jádro, aby bylo možné jádro odlít, jeden ze zámků zároveň slouží pro odvod chladící kapaliny z hlavy motoru.



Obrázek 36 - Jádro chlazení hlavy válce

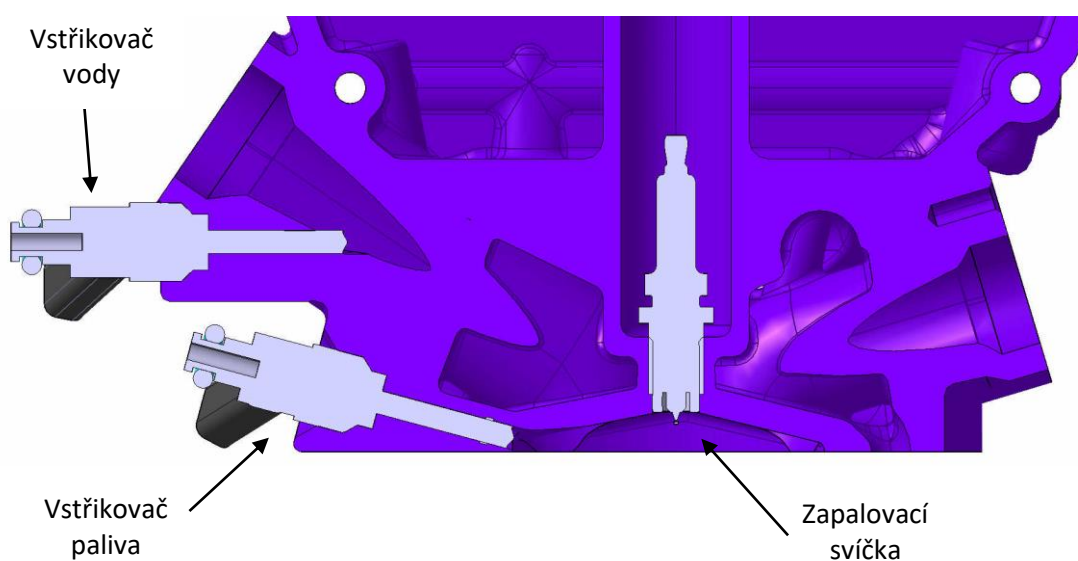


Na obrázku 37 jsou zobrazeny kanálky pro mazací olej. Olej vstupuje do hlavy válce z bloku motoru. V hlavě motoru je rozveden do všem míst, které je nutné mazat, jako ložiska vačkové hřídele, hydraulická zdvihátka a tlakový spínač pro variabilní časování ventilů. Pro odtok oleje z hlavy je vytvořena drenáž na výfukové straně, tím odtékající olej napomáhá chlazení výfukových kanálů. Kanály pro rozvod oleje jsou vyvrtány, naznačené oranžovou barvou, drenážní odtoky jsou odlité, naznačené červenou barvou.



Obrázek 37 - Mazací kanálky a odtoková drenáž v hlavě válce

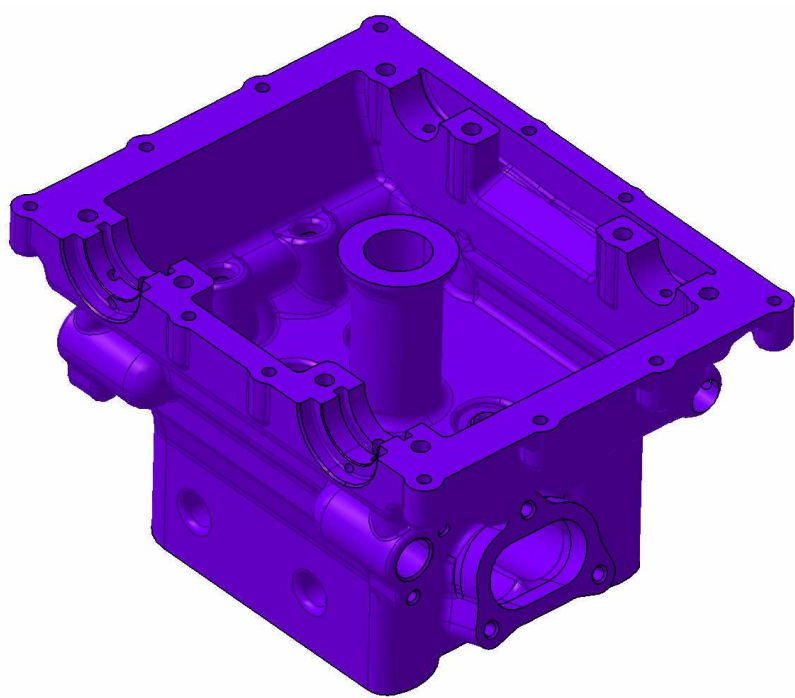
Na obrázku 38 je hlava zobrazena v řezu osy válce a zobrazenou zapalovací svíčkou, přímým vstříkovačem paliva a vstříkovačem vody do sacího kanálu.



Obrázek 38 - Řez hlavy válce



Hlava válce je odlévaná z materiálu AlSi7Mg0,6. Výsledný návrh hlavy válce zobrazen na obrázku 39.



Obrázek 39 - Výsledný návrh hlavy válce

5.3.3 Víko hlavy motoru

Víko hlavy válce je připevněno 12 šrouby M6x50. Těsnost zajišťuje pryžové těsnění vložené do drážky ve víku hlavy válce. Předpokládá se, že víko hlavy válce bude z plastového materiálu. Víko hlavy válce a těsnění je zobrazeno na obrázku 40.

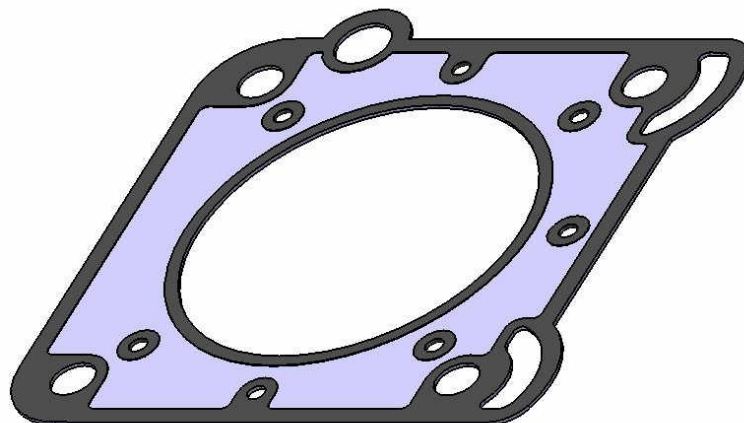


Obrázek 40 - Víko hlavy válce



5.3.4 Těsnění pod hlavou válce motoru

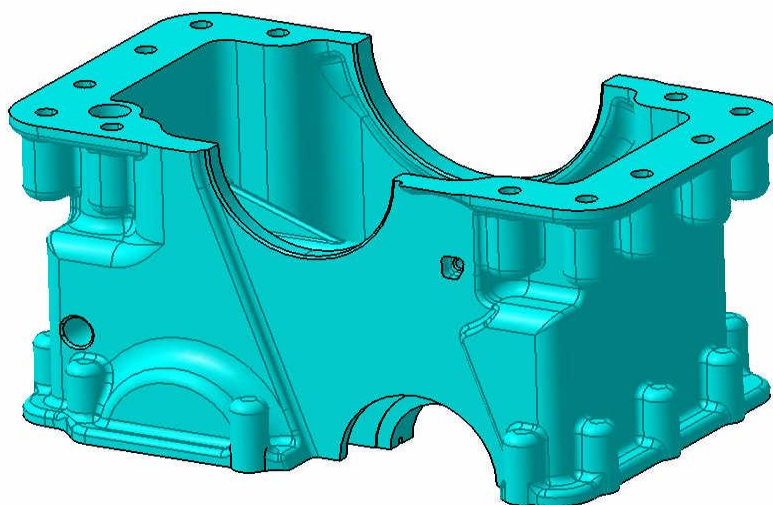
Těsnění hlavy válce utěsňuje spalovací prostor mezi hlavou válce a blokem motoru, zároveň utěsňuje olejové kanálky a kanálky chladicí kapaliny. Protože se jedná o výkonný motor je použito tří-vrstvé těsnění. Těsnění je tvořeno z vrstveného ocelového plechu. Základ tvoří nosný plech a pro zvýšení těsnosti je na každou stranu otvoru nanesaena vrstva elastického tmelu. Těsnění pod hlavu válce je zobrazeno na obrázku 41.



Obrázek 41 - Těsnění pod hlavou válce motoru

5.3.5 Spodní část skříně klikové hřídele

U tohoto návrhu jednoválcového motoru je přidán díl, mezi blok motoru a víko motoru, z důvodu potřeby uložení vyvažovacích hřídelí. K bloku motoru je skříň připevněna 12 šrouby M8x35. Skříň je odlévána z materiálu AlSi7Mg0,6. Těsnění je zajištěno silikonovou vrstvou na kontaktních plochách mezi blokem motoru a skříní. Návrh skříně je na obrázku 42.

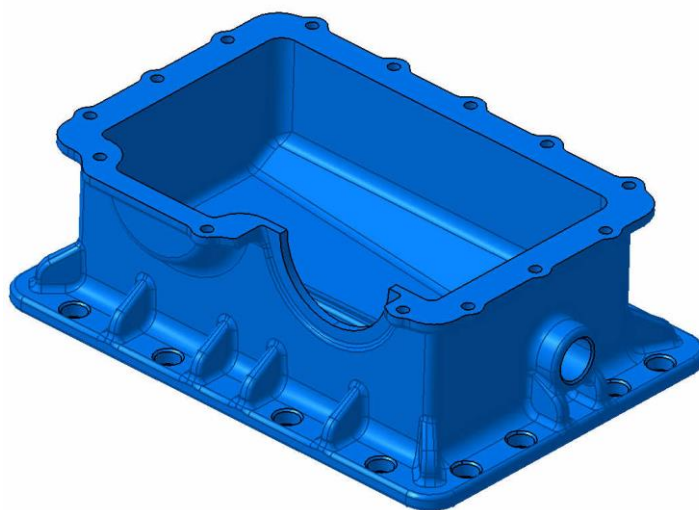


Obrázek 42 - Spodní část klikové skříně



5.3.6 Spodní víko motoru

Spodní víko motoru slouží k uzavření konstrukce, zachytávání a odvodu oleje z motoru. Je upevněno 14 šrouby M6x25 a těsnění mezi klikovou skříní a víkem je zajištěno silikonovou vrstvou na kontaktních plochách. Víko bude odléváno z materiálu AlSi7Mg0,6. Jeho spodní příruba slouží k upevnění na motorovou brzdu. Možností je i upevnění na nakloněnou rovinu simulující náklon motoru ve vozidle. Návrh je zobrazen na obrázku 43.

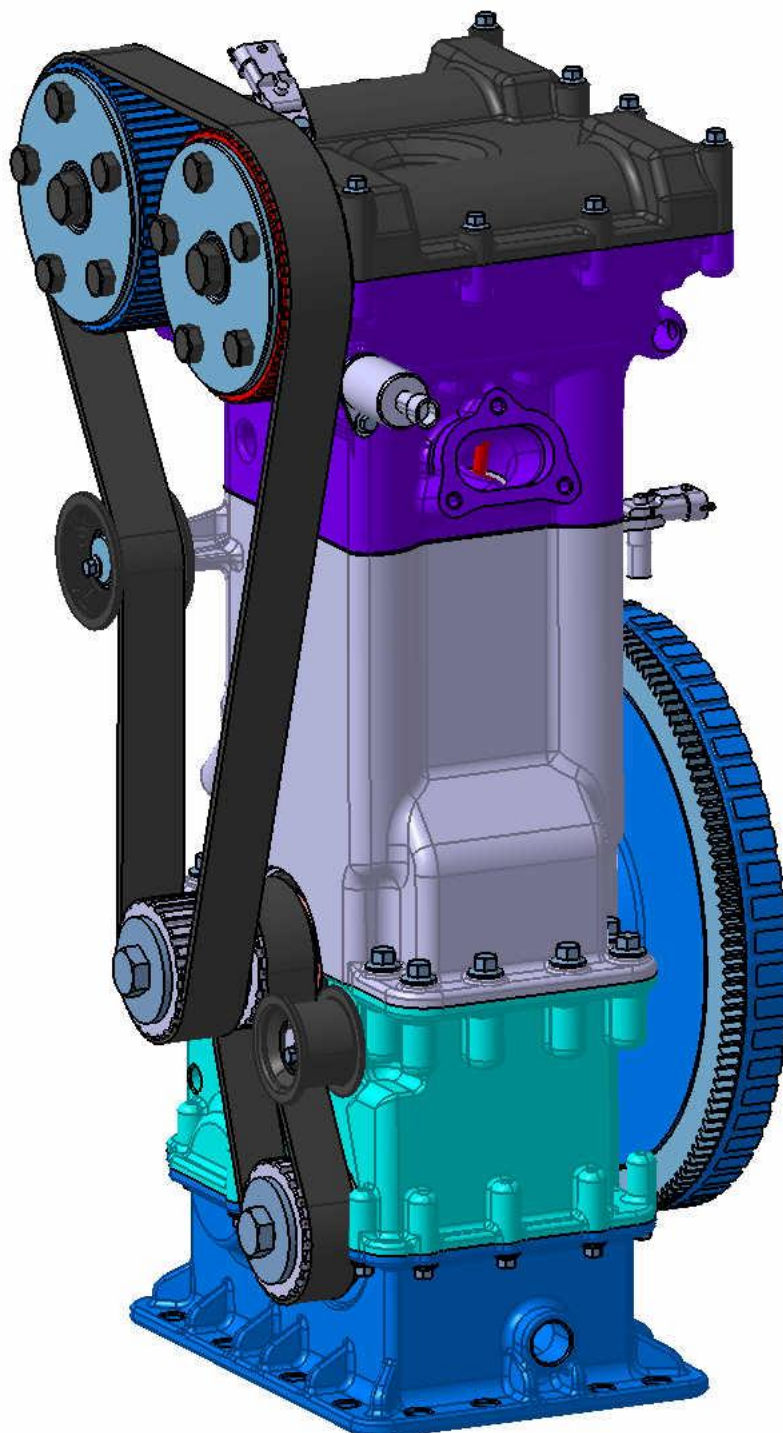


Obrázek 43 - Spodní víko motoru

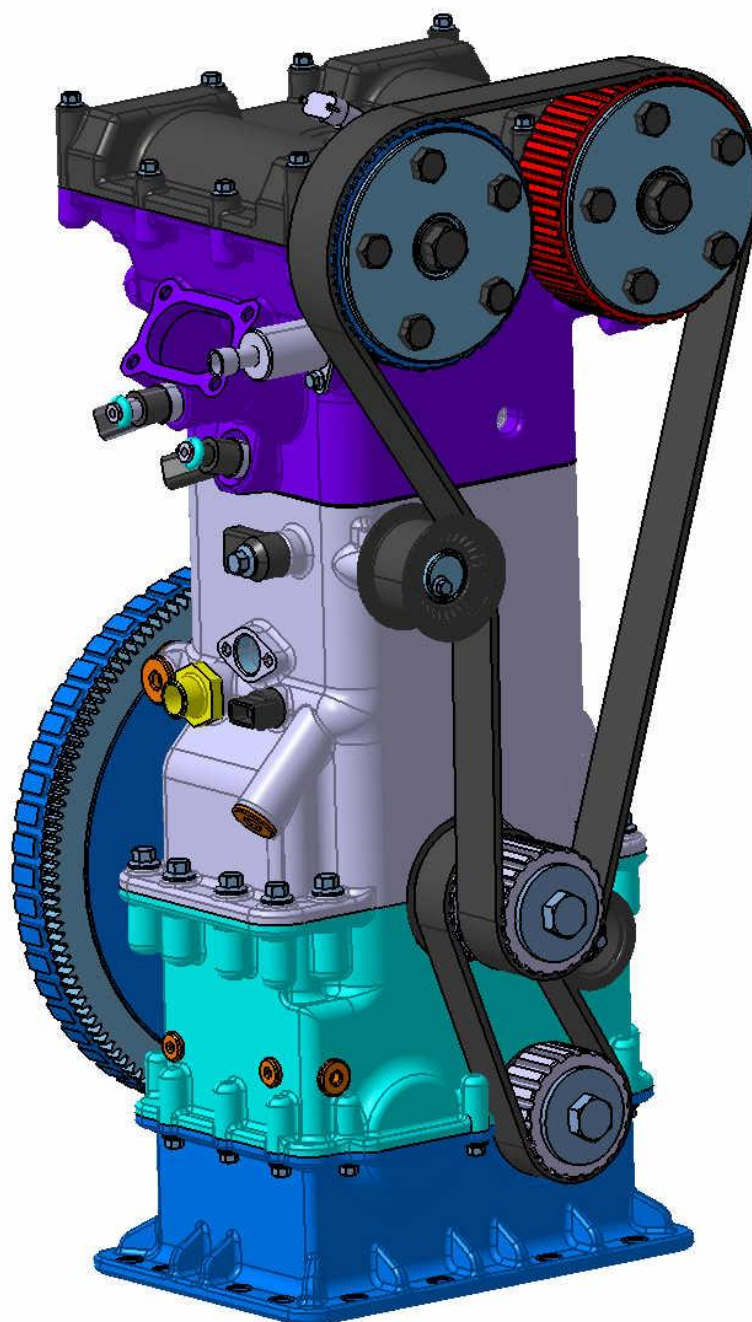


5.4 Výsledný návrh motoru

Na obrázku 44 a 45 je zobrazen výsledný návrh kompletního motoru podle zadání práce.



Obrázek 44 - Výsledný návrh motoru pohled zprava



Obrázek 45 - Výsledný návrh motoru pohled zleva

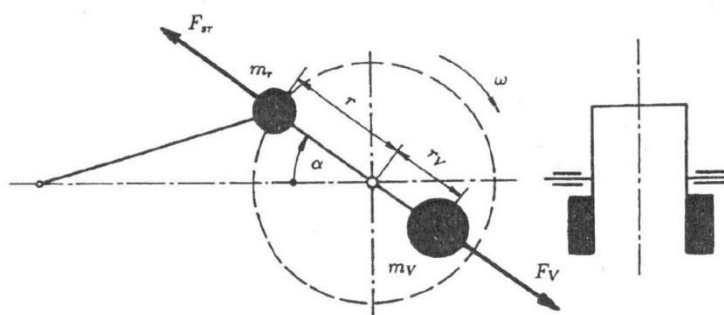


6 Vyvážení klikového mechanismu

Na klikové ústrojí působí kromě sil od tlaků plynů síly setrvačné. Jsou způsobené pohybem jednotlivých dílů klikového ústrojí. Setrvačné síly se přenáší do uložení motoru, a to vede k nadměrnému namáhání a opotřebení částí motoru a to vede ke vzniku nechtěných vibrací motoru. Setrvačné síly vznikají od posuvných a rotačních hmot klikového ústrojí. [2][5]

6.1 Vyvážení rotačních setrvačných sil

Rotační setrvačné síly se vyvažují na klikové hřídeli a jsou způsobeny rotačními hmotami na klikové hřídeli a rotačními hmotami ojnice. Vyvažují se přidáním protizávaží na klikovou hřídel podle obrázku 46.



Obrázek 46 - Vyvážení setrvačné síly rotujících součástí [7]

Při rovnosti odstředivých sil vývažku F_v a odstředivých sil rotujících částí F_{sr} platí rovnice (8).

$$m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (8)$$

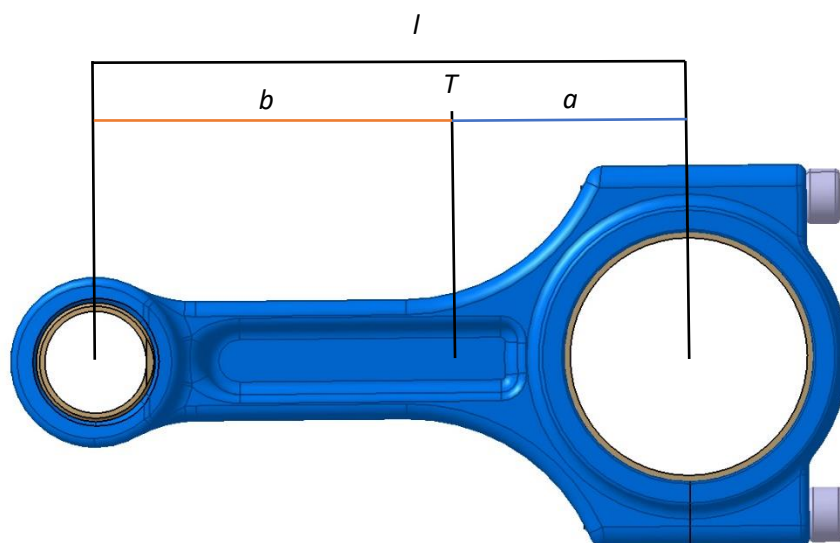
Z rovnice (8) lze odvodit hmotnost vývažku (9)

$$m_v = m_r \cdot \frac{r}{r_v} \quad (9)$$

Pro vyvážení rotujících součástí bylo nejdříve potřeba určit hmotnost rotujících hmot m_r . V CAD programu byla tedy změřena hmotnost ojnice a její podíl rotační hmoty určen podle rovnice (10)

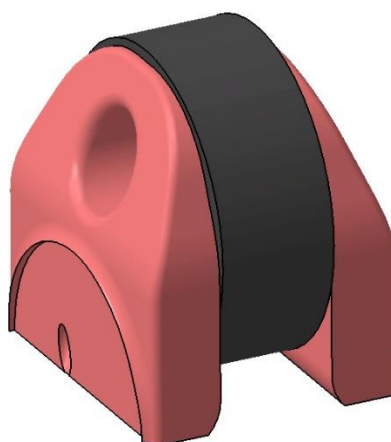
$$m_{or} = m_o \cdot \frac{a}{l} \quad (9)$$

kde m_{or} je rotační podíl hmotnosti ojnice m_o je celková hmotnost ojnice, a je vzdálenost těžiště T od osy hlavy ojnice a l je vzdálenost os hlavy a oka ojnice viz. obrázek 47.



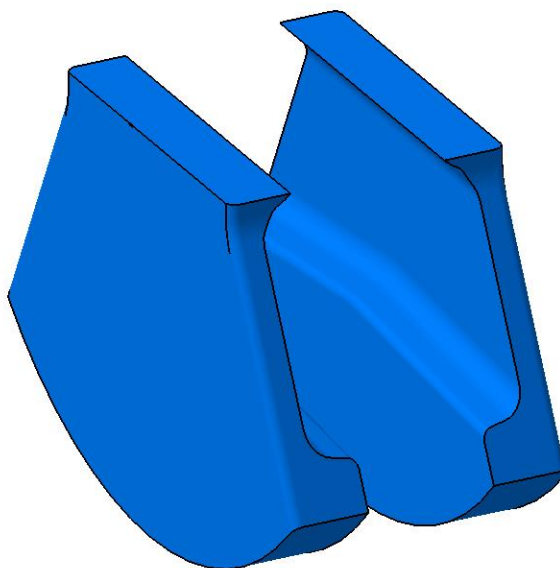
Obrázek 47 - Vzdálenost těžiště sestavy ojnice

Poté byla rotační hmota ojnice přidána na klikový čep klikové hřídele. Na obrázku 48 je ukázán rotační podíl klikové hřídele a klikové sestavy, pro který byl potřeba navrhnout vývažek.



Obrázek 48 - Rotační hmoty klikové hřídele a ojniční sestavy

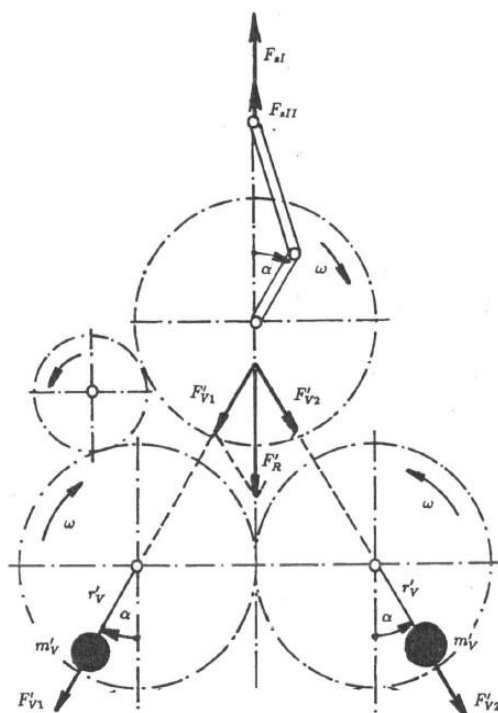
Poté byly pomocí CADu měněny rozměry a tím pozice těžiště vývažku, aby hmotnost odpovídala hmotnosti rotačních hmot klikové hřídele a ojniční sestavy. Byl nalezen kompromis mezi vzdáleností těžiště a hmotností vývažku, protože čím vzdálenější bylo těžiště od osy rotace, tím menší byla potřebná hmotnost vývažku, což ale vedlo k velkým obvodovým rozměrům vývažku. Výsledný tvar je uveden na obrázku 49. Výpočty jsou uvedeny v příloze.



Obrázek 49 - Výsledný tvar vývažků na klikové hřídeli

6.2 Vyvážení posuvných sil I. řádu

Setrvačné síly posuvných hmot jsou způsobené vratným posuvným pohybem pístu a jeho součástí převážně pístním čepem a posuvnou částí hmoty ojnice. Setrvačné síly posuvných hmot se dělí na síly I. řádu až na síly n-tého řádu. Při navrhování tohoto motoru se uvažovalo pouze s vyvážení posuvných hmot I. řádu.



Obrázek 50 - Vyvážení setrvačných sil I. řádu 7



Vyvážení posuvných sil bylo navrženo pomocí dvou vyvažovacích hřídelí schéma, ze kterého vychází výpočet je na obrázku 50. Zde je vidět, že pro vyvážení je nutné, aby se setrvačná síla posuvných hmot I. řádu F_{sl} rovnala součtu sil F'_{v1} a F'_{v2} jak je znázorněno v rovnici (10).

$$F_{sl} = F'_{v1} + F'_{v2} \quad (10)$$

Protože vývažky budou na obou vyvažovacích hřídelích stejné, vyplývá z toho rovnice (11) a (12)

$$F'_{v1} = F'_{v2} \quad (11)$$

$$F_{sl} = 2 \cdot F'_{v1} \quad (12)$$

Po dosazení do rovnice (12) tedy dostaneme rovnici (13)

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = 2 \cdot m'_v \cdot r'_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (13)$$

Z rovnice (13) můžeme už vyjádřit hmotnost vývažku, která je opět přímo závislá na vzdálenosti těžiště od osy otáčení, výsledný tvar je v rovnici (14).

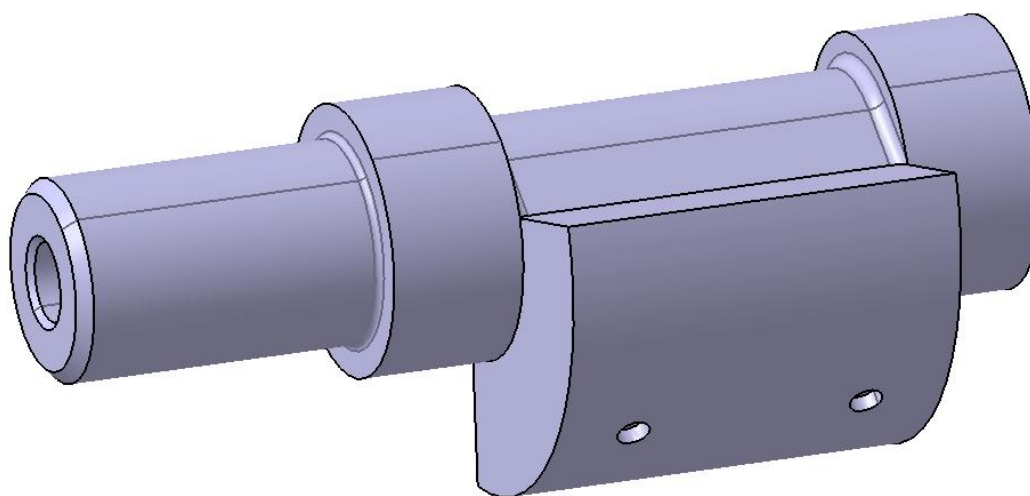
$$m'_v = \frac{1}{2} m_p \cdot \frac{r}{r'_v} \quad (14)$$

Postup byl podobný jako u vyvážení rotačních hmot, nejdříve se určila celková hmotnost posuvných částí. Posuvný podíl hmotnosti ojnice se určila z rovnice (15)

$$m_{os} = m_o \cdot \frac{b}{l} \quad (15)$$

Poté byly všechny posuvné hmotnosti sečteny a podle rovnice (14) vypočtena požadovaná hmotnost vývažku na vyvažovací hřídeli. Kde opět byly v CADu měněny rozměry vývažku až se dosáhlo požadované rovnosti hmotností. Výpočty jsou v příloze.

Na obrázku 51 je zobrazen výsledný tvar vývažku na vyvažovací hřídeli. Na spodní části vývažku jsou vyvrtané díry pro přesné vyvážení.



Obrázek 51 - Výsledný tvar vývažku na vyvažovací hřídeli



7 Pevnostní kontrola klikového mechanismu

Pevnostní kontrola klikového mechanismu byla provedena v programu PTC Creo, ve kterém je možné dynamicky zatížit sestavy a v jednotlivých dílech je možnost i tepelného zatížení.

7.1 Dynamická analýza klikového mechanismu

Dynamická analýza klikového mechanismu je prováděna, aby bylo možné určit maximální síly, a její směr ve kterém působí ve spojích jednotlivých dílů. Díly je potom možno pevnostně zkontrolovat.

Pro dynamickou analýzu bylo potřeba nejprve sestavit klikový mechanismus. Díly byly importovány z programu Catia V5, ve kterém je modelována konstrukce motoru. Jednotlivé díly byly navazbeny, aby byl klikový mechanismus pohyblivý. Poté byly na píst aplikovány průběhy tlaků, které vyšly z termodynamické analýzy. Příklad zatíženého mechanismu je na obrázku 52.

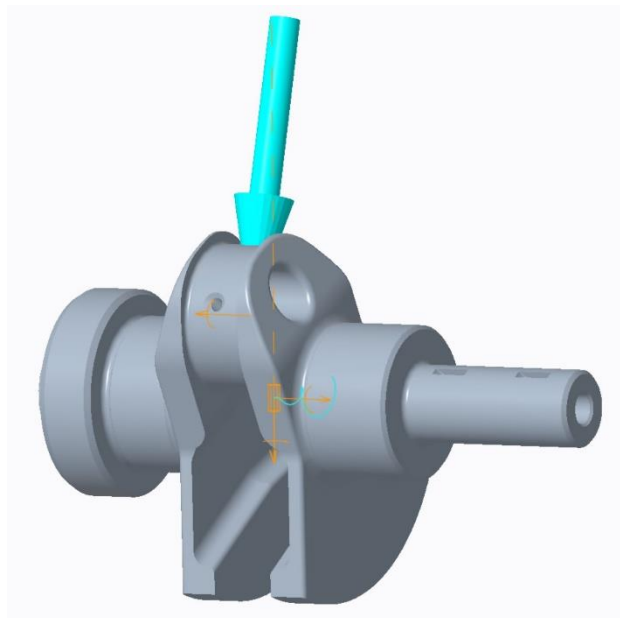


Obrázek 52 - Příklad zatížení klikového mechanismu

Dynamická analýza byla provedena v otáčkách při maximálním točivém momentu, při maximálním výkonu a při maximálních otáčkách. Výsledky jednotlivých analýz jsou porovnány u každé součásti zvlášť.

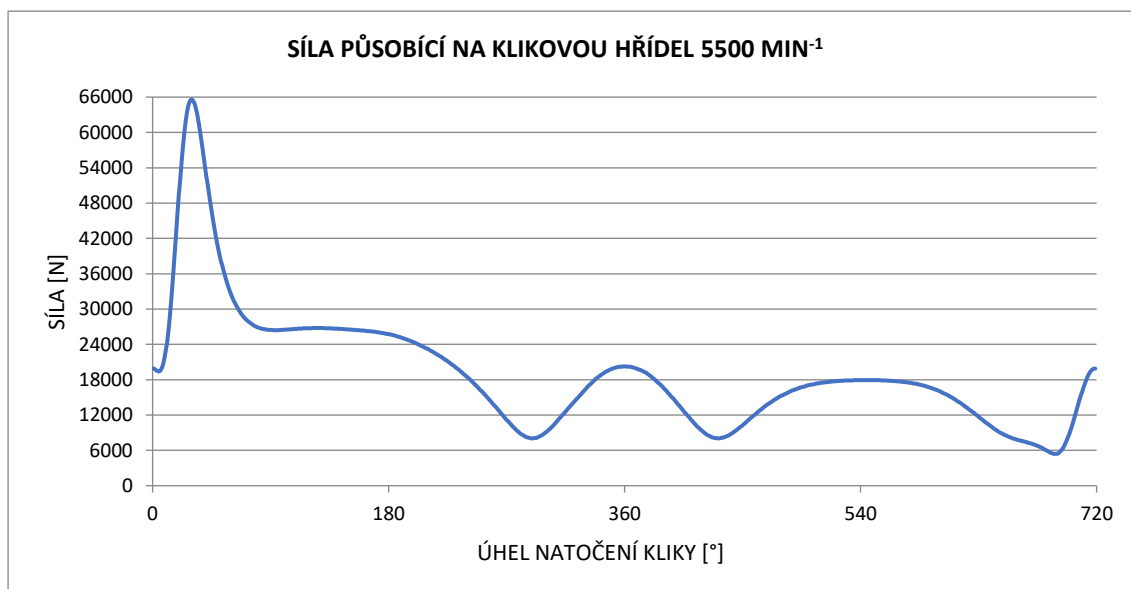
7.2 Kliková hřídel

Na klikové hřídeli byla zkoumána největší síla, která působí na klikový čep od působení ojnice viz. obrázek 53.

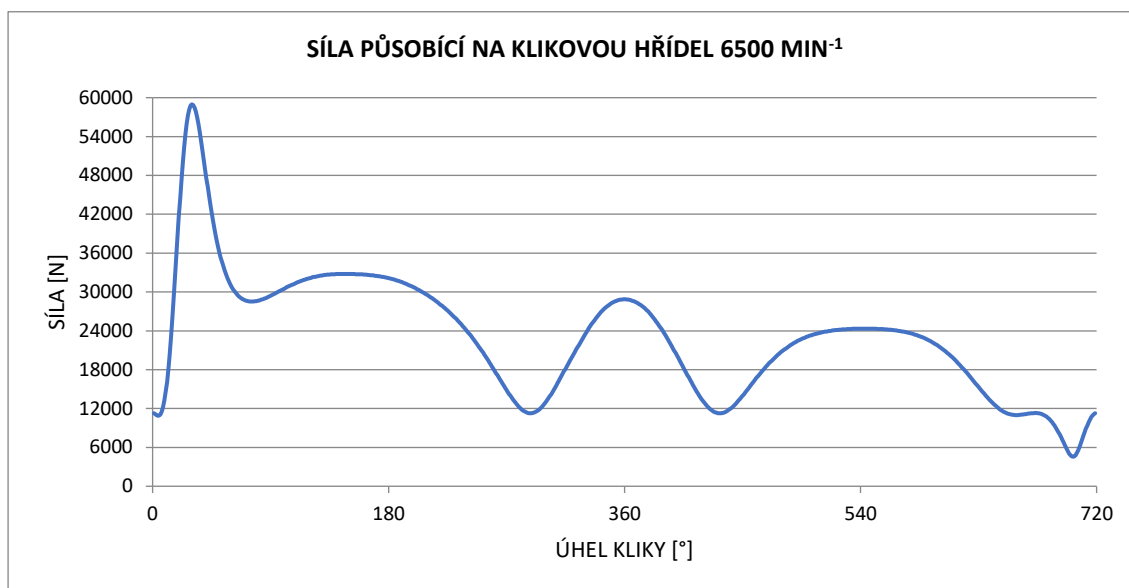


Obrázek 53 - Působení síly na klikový čep

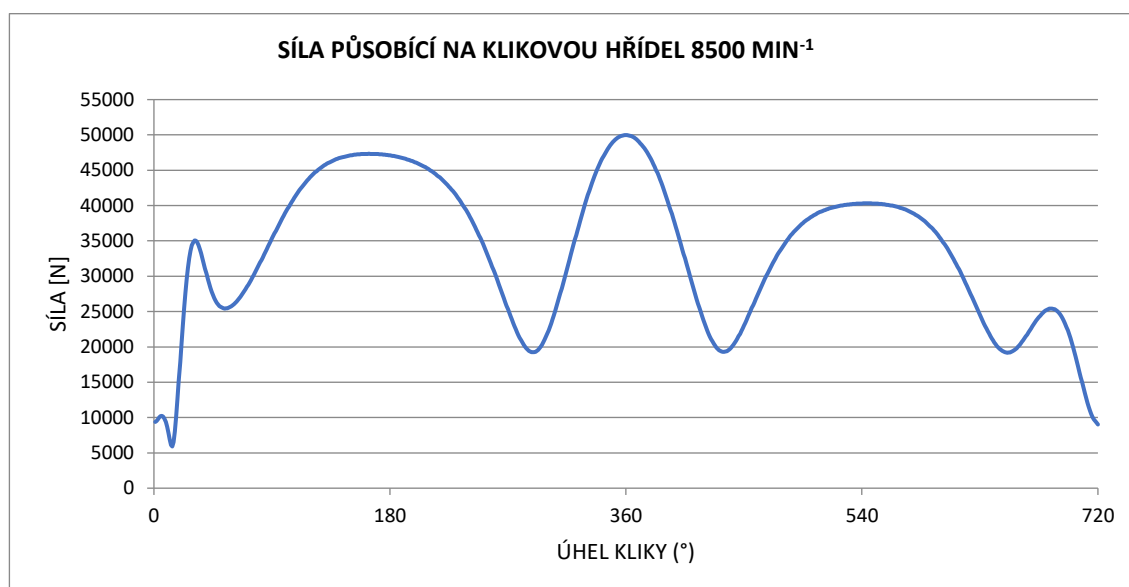
Výsledné průběhy sil působící na klikový čep jsou zobrazeny na grafech 5,6,7.



Graf 5 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 5500 min⁻¹



Graf 6 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 6500 min⁻¹



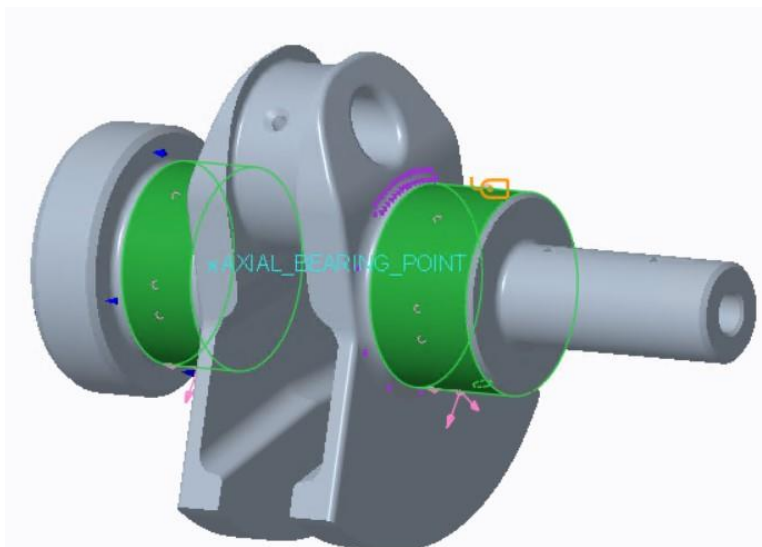
Graf 7 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 8500 min⁻¹

Z grafů je vidět, že největší síla působící na čep klikové hřídele je při 5500 min⁻¹. Na grafu 7 je zřejmé, že budou působit největší setrvačné síly právě při nejvyšších otáčkách v pozici horní úvrati pístu, kdy má píst největší zrychlení.

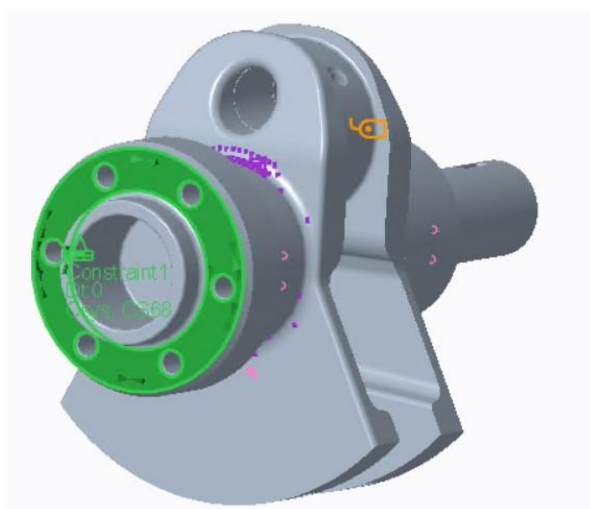


7.2.1 Uložení klikové hřídele pro pevnostní analýzu

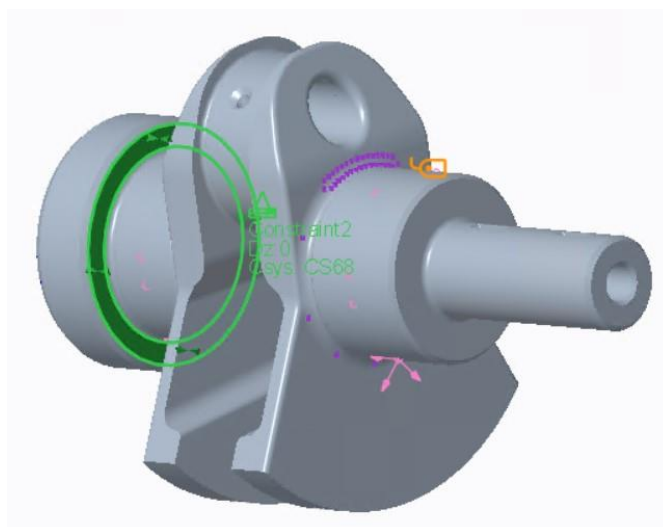
Kliková hřídel je uložena na plochách ložisek pomocí funkce „weighted links“ tato funkce v programu Creo nejvíce přibližuje uložení v ložiskách. Zobrazeno na obrázku 54. Rotační pohyb klikové hřídele je zastaven na dotykové ploše setrvačníku, viz obrázek 55. Axiální pohyb hřídele je zastaven na styčné ploše hřídele a axiálního ložiska, obrázek 56.



Obrázek 54 – Uložení kliky pomocí funkce "weighted links"



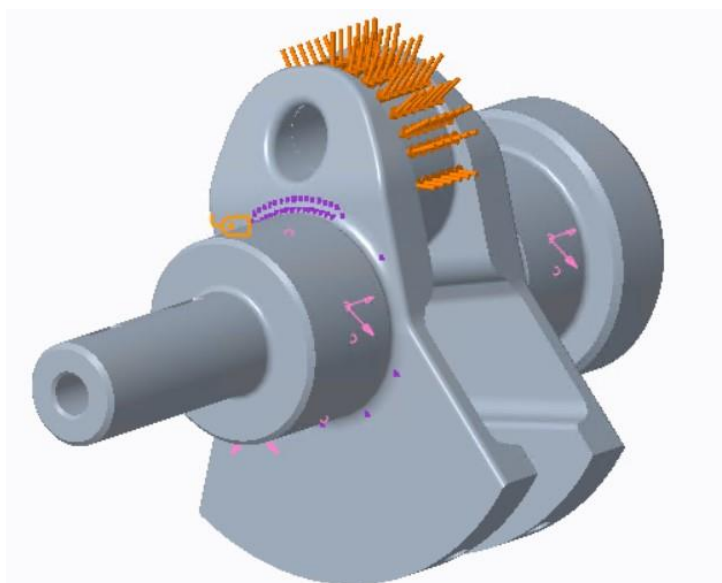
Obrázek 55 - Plocha zastavení rotace klikové hřídele



Obrázek 56 - Plocha zastavení axiálního pohybu

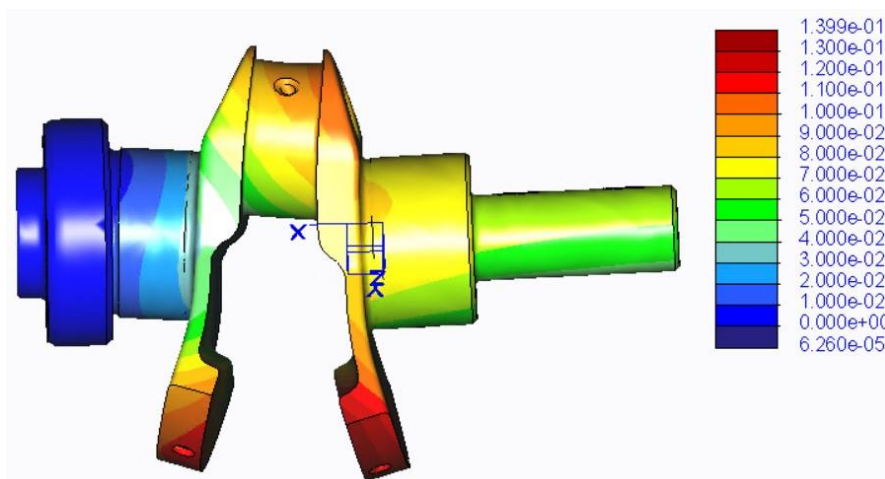
7.2.2 Maximální zatížení od tlaku plynů

Pro zatížení byla zvolena funkce „bearing load“, která rozkládá působící sílu na kontaktní plochu čepu, zatížení je zobrazeno na obrázku 57.

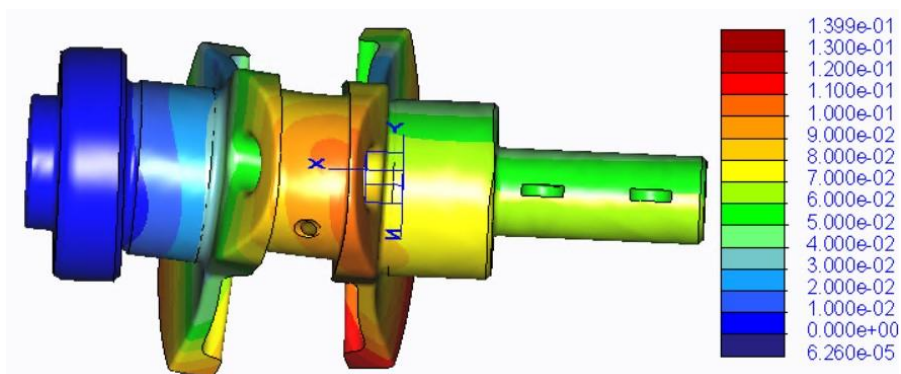


Obrázek 57 - Zatížení klikového čepu funkcí "bearing load" od maximálního zatížení

Výsledná deformace od zatížení plynů je zobrazena na obrázku 58 a 59. Pro názornější ukázkou deformace byla výsledná deformace zobrazena 10x větší.

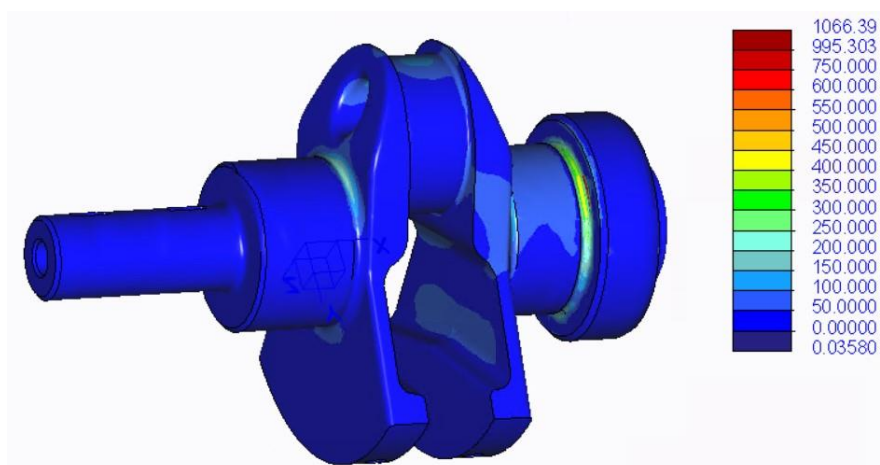


Obrázek 58 - Deformace klikové hřídele při maximálním zatížení [mm]

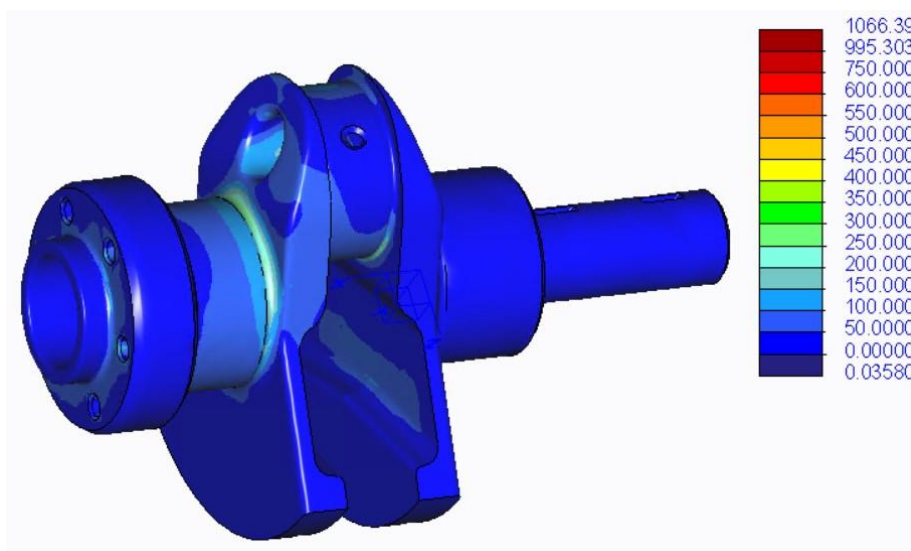


Obrázek 59 - Deformace klikové hřídele při maximálním zatížení [mm]

Výsledné napětí v klikové hřídeli při maximálním zatížení je zobrazeno na obrázku 60 a 61.

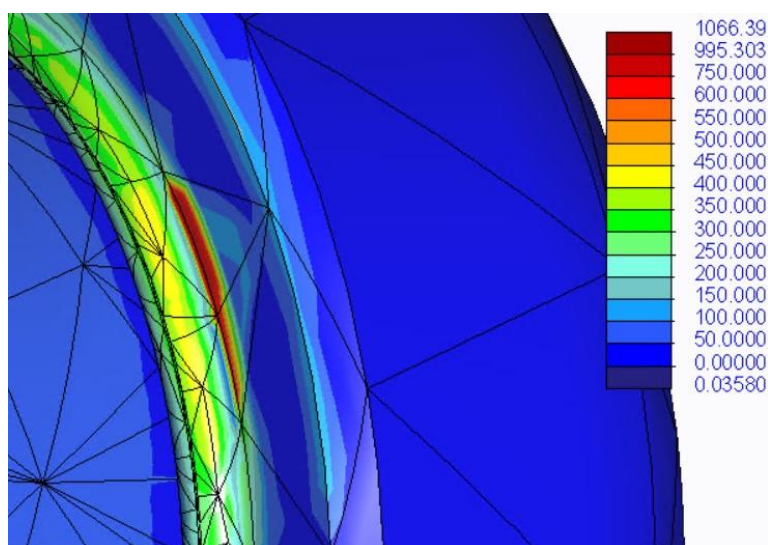


Obrázek 60 - Napětí v klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]



Obrázek 61 - Napětí v klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]

Na obrázku 62 je zobrazen detail maximálního napětí na klikové hřídeli, jde vidět, že jde o lokální koncentraci napětí, která je vytvořena nahaně plochy, která je omezena okrajovou podmínkou, toto napětí bude tedy ignorováno.



Obrázek 62 - Detail lokální koncentrace napětí na klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]

Z obrázku 61 a 62, je tedy vidět, že největší koncentrace vznikají v rádiusech mezi čepy klikové hřídele a ramenem klikové hřídele. Maximální napětí v těchto místech je 300 MPa.

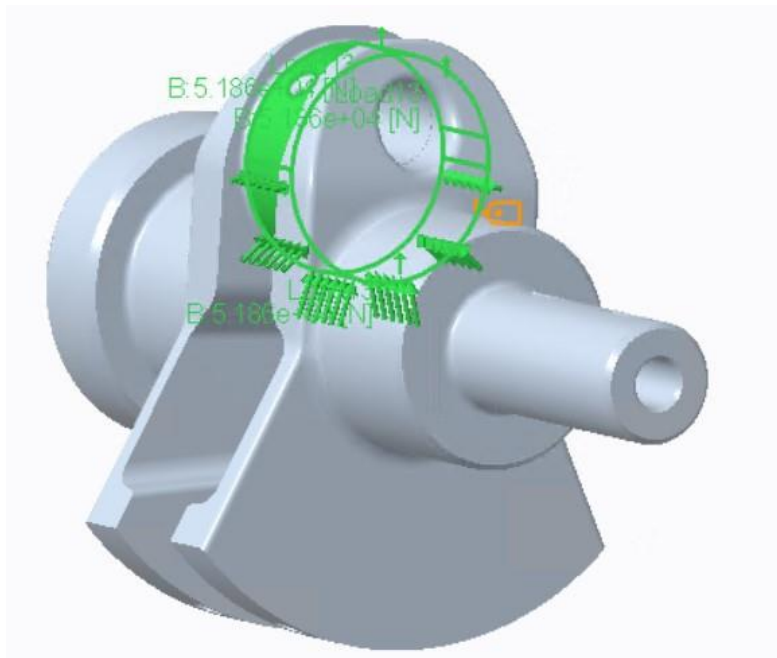
Materiál klikové hřídele byl zvolen ČSN 15 151, který má mez únavy v ohybu 378 MPa.

Kliková hřídel je vyhovující pro maximální zatížení.



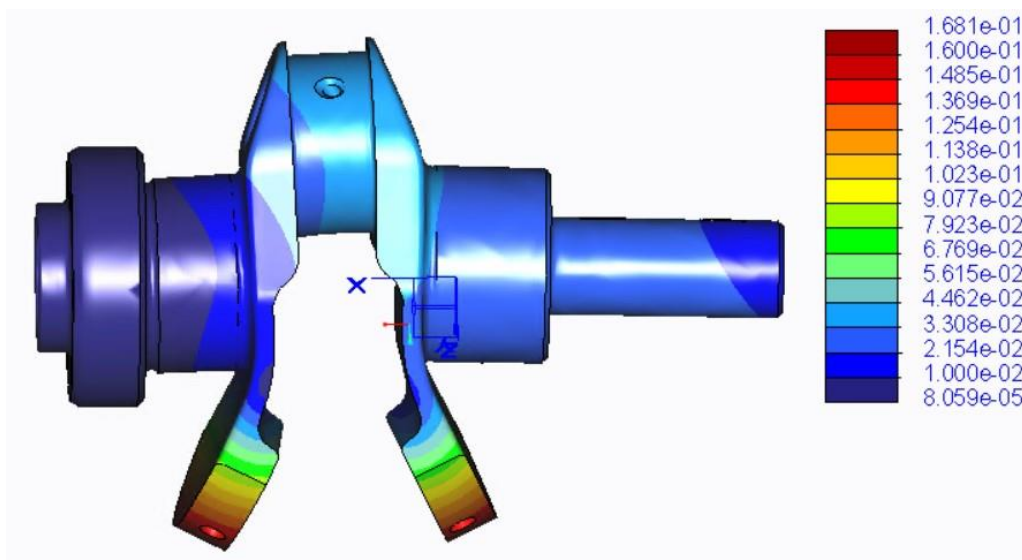
7.2.3 Maximální zatížení od setrvačných sil

Zatížení od setrvačných sil bylo provedeno stejně, jako je popsáno v [kap. 7.2.2](#). Zatížení od setrvačných sil je vidět na obrázku 63.

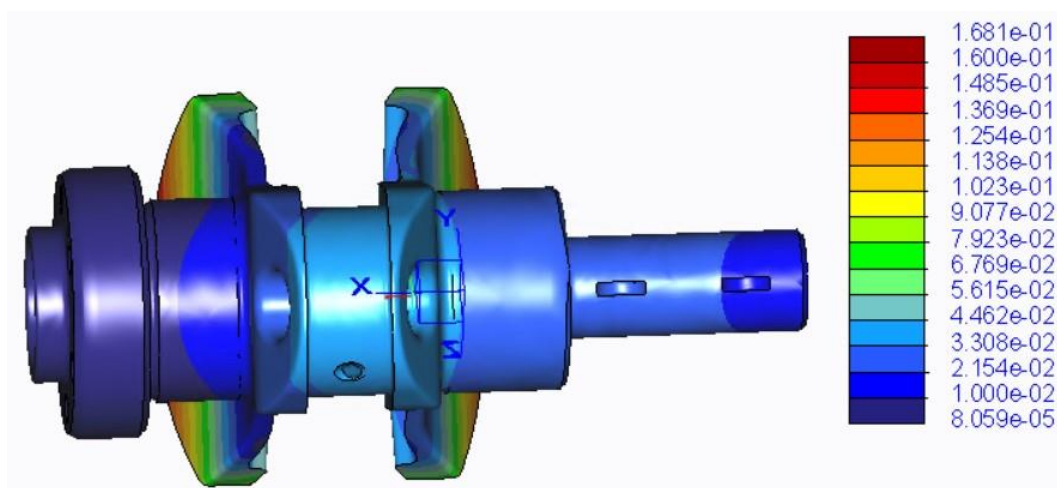


Obrázek 63 - Zatížení klikového čepu od maximálního setrvačného zatížení

Výsledná deformace od maximálních setrvačných sil je zobrazena na obrázku 64 a 65. Deformace je opět zobrazena s desetinásobným zvětšením.

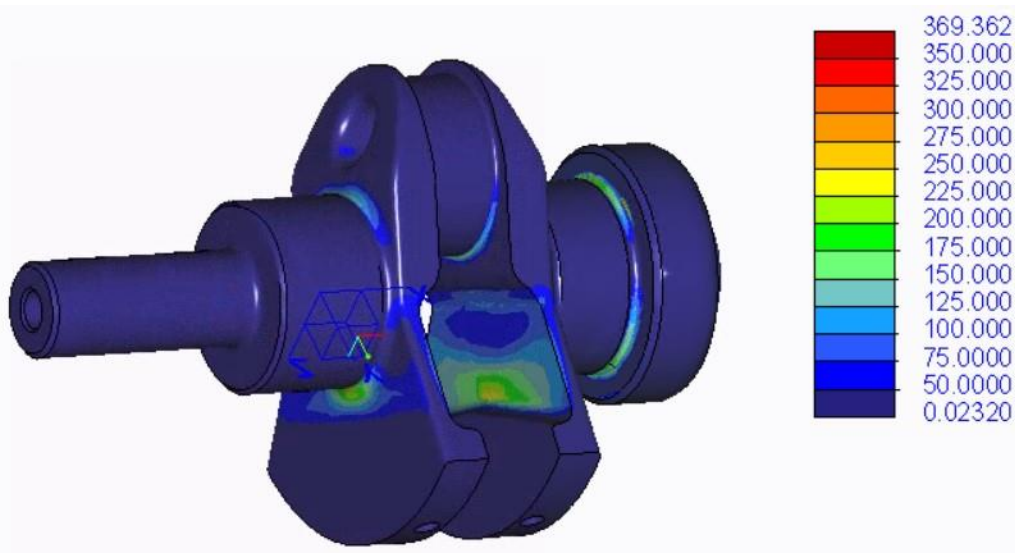


Obrázek 64 - Deformace klikové hřídele od zatížení setrvačnými silami [mm]

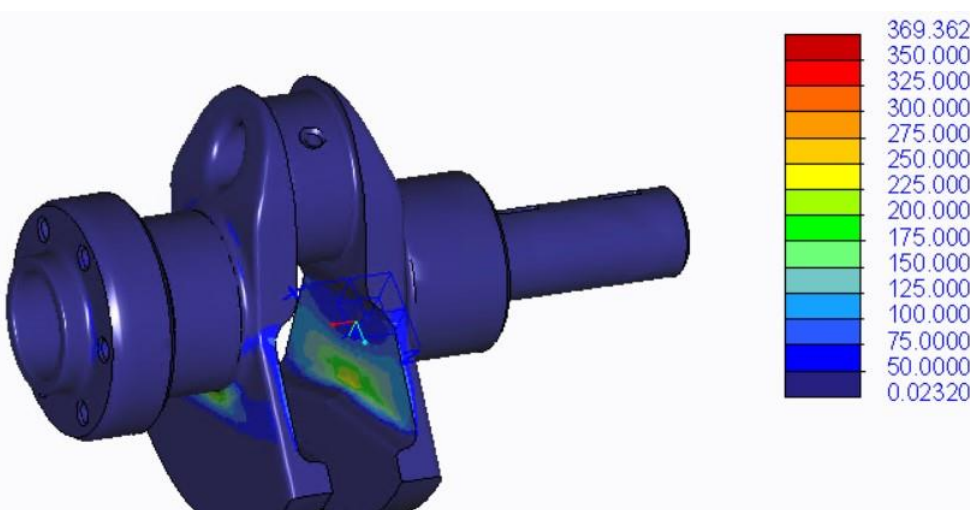


Obrázek 65 - Deformace klikové hřídele od zatížení setrvačnými silami [mm]

Výsledné napětí od působení maximální setrvačné síly je zobrazen na obrázku 66 a 67.



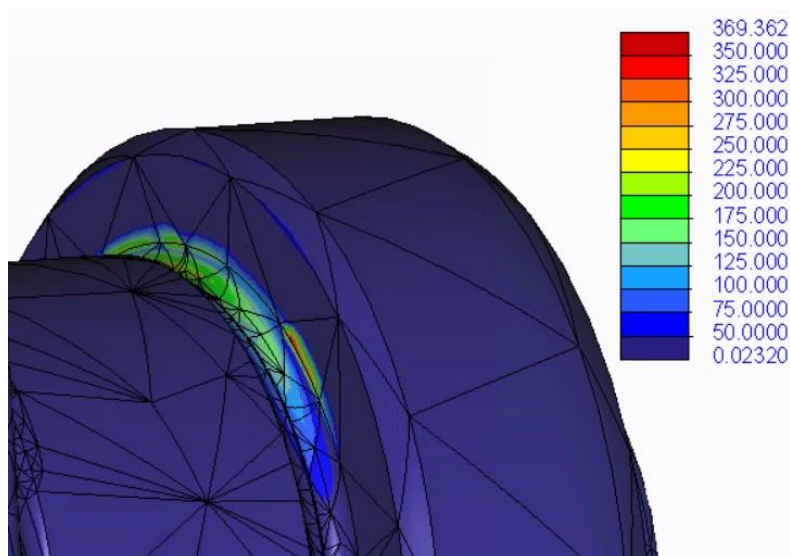
Obrázek 66 - Napětí v klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa]



Obrázek 67 - Napětí v klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa]



Na obrázku 68 je zobrazen detail, maximálního napětí od setrvačných sil. Jedná se o stejné místo, jako tomu bylo i maximum napětí v kap. 7.2.2. Tím se potvrzuje tvrzení, že je toto lokální maximum vytvořeno hlavně od okrajové podmínky a je tedy možno jej zanedbat.



Obrázek 68 - Detail lokální koncentrace napětí na klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa]

Maximální napětí v klikové hřídele se pohybují mezi 250 MPa a 270 MPa.

Kliková hřídel vyhovuje i pro zatížení od setrvačných sil.

7.3 Ojnice a pístní čep

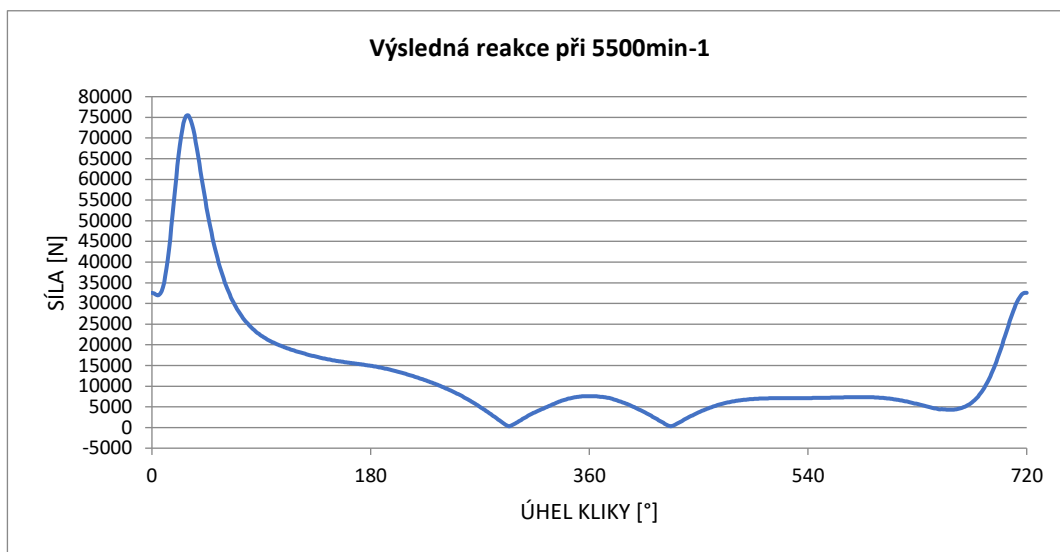
Protože ojnice a pístní čep jsou v jednom spojení, výsledky dynamické analýzy pro tyto součásti jsou stejné. Na obrázku 69 je zobrazena síla, působící na pístní čep a ojnici.



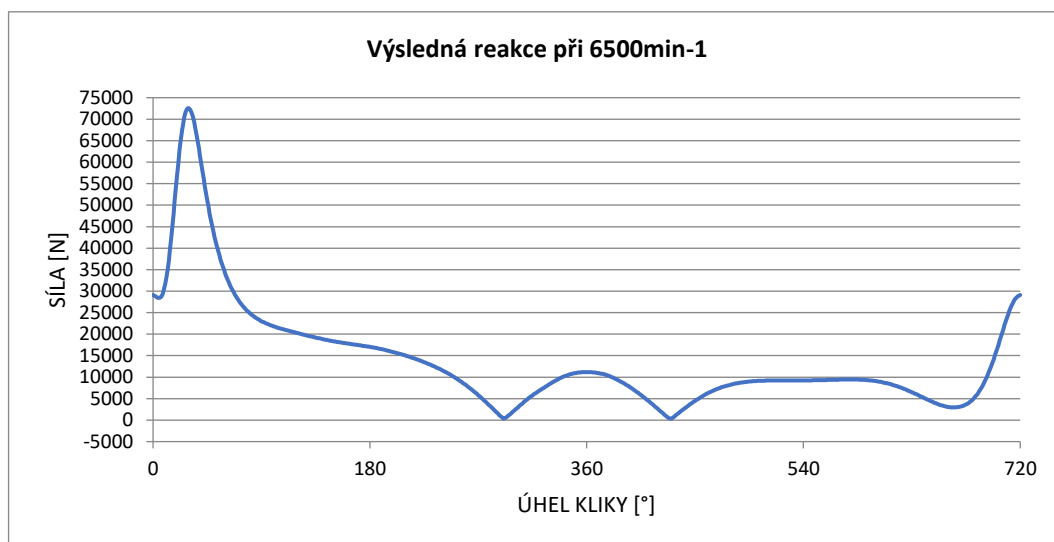
Obrázek 69 - Působení síly na ojnici a pístní čep



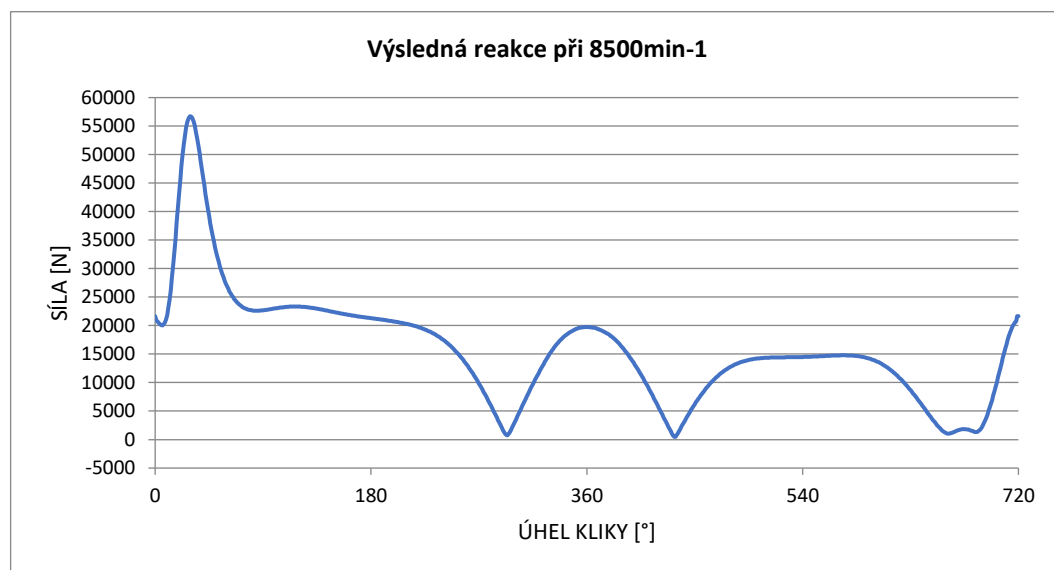
Výsledné průběhy sil působící ve spoji ojnice a pístního čepu jsou zobrazeny na grafech 8, 9 a 10.



Graf 8 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 5500 min-1



Graf 9 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 6500 min-1



Graf 10 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 8500 min-1



Při porovnání grafů 8, 9 a 10 je vidět, že největší zatížení bude opět při otáčkách 5500 min⁻¹ a při porovnání velikosti sil při úhlu 360 °, tedy horní úvratí pístu je jsou největší setrvačné síly podle očekávání při otáčkách 8500. Pevnosti ojnice a pístního čepu byly tedy ověřovány při těchto otáčkách.

7.3.1 Zatížení a uložení ojnice

Ojnice byla ukotvena v hlavě ojnice pomocí „weighted links“ a její axiální pohyb byl zamezen styčnou plochou s ramenem kliky viz. obrázek 70.



Obrázek 70 - Uložení ojnice

Zatížení bylo provedeno opět pomocí funkce „bearing load“ v oku ojnice, detail aplikovaného zatížení je na obrázku 71. Směr zatížení je ve směru osy ojnice. Zatížení je tedy na tlak a vzpěr u zatížení od tlaků plynů a na tah od zatížení od setrvačných sil.

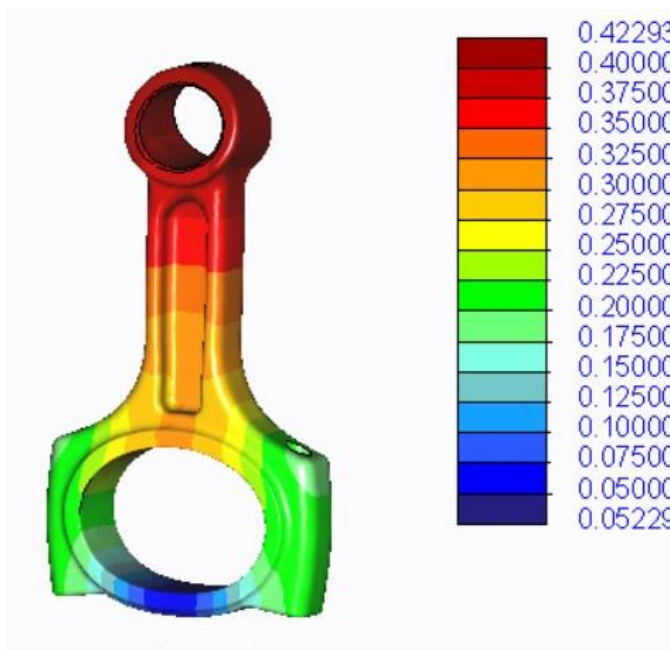


Obrázek 71 - Detail aplikovaného zatížení od tlaku plynů



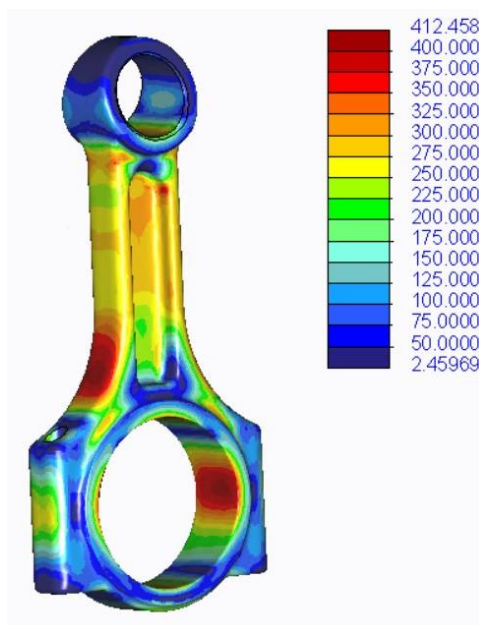
7.3.2 Maximální zatížení od tlaku plynů na ojnici

Výslednou deformaci ojnice od maximálního zatížení je zobrazena na obrázku 72.

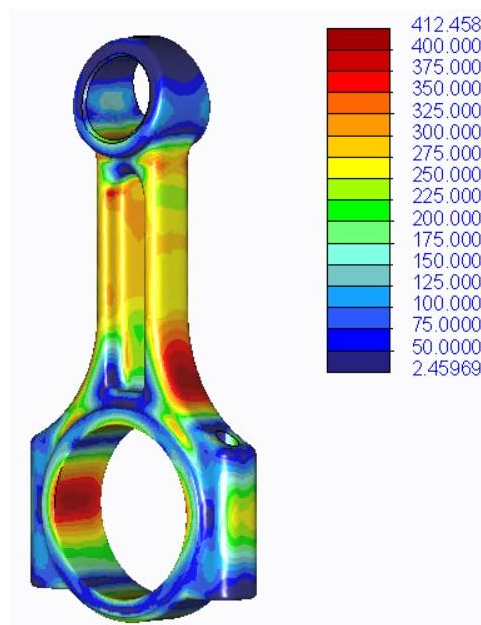


Obrázek 72 - Deformace ojnice při maximálním zatížení [mm]

Výsledné napětí od maximálního zatížení ojnice jsou na obrázku 73 a 74.



Obrázek 73 - Napětí v ojnici při maximálním zatížení [MPa]



Obrázek 74 - Napětí v ojnici při maximálním zatížení [MPa]

Ojnice je z ocele 70MnVS4, která má maximální únavové napětí 440 MPa. Maximální hodnota napětí na ojnici je 412,46 MPa. Ojnice tedy vyhovuje maximálnímu zatížení.



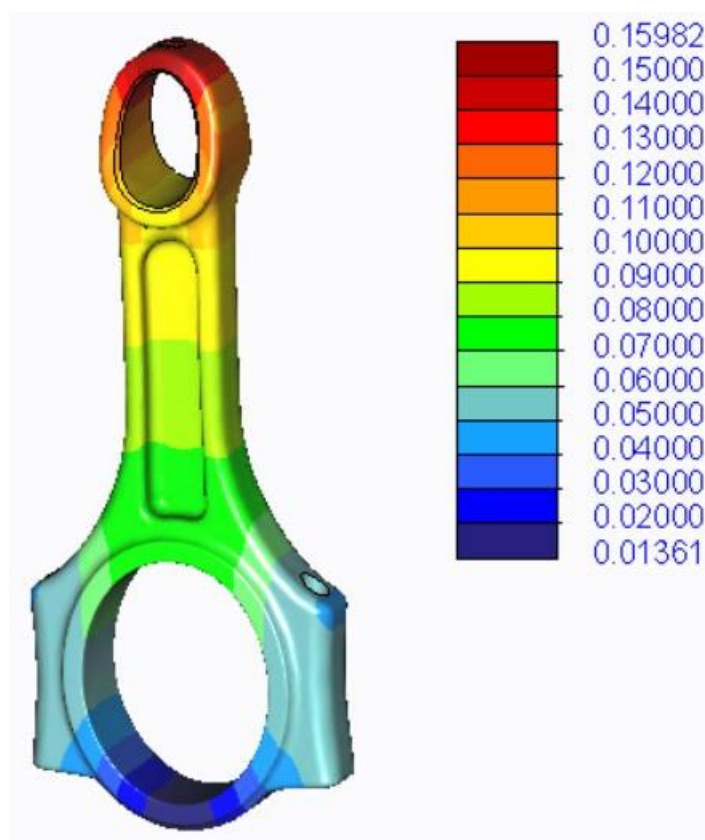
7.3.3 Maximální zatížení od setrvačných sil na ojnici

Zatížení od setrvačných sil je zobrazeno na obrázku 75.



Obrázek 75 - Detail aplokovaného zatížení od setrvačných sil

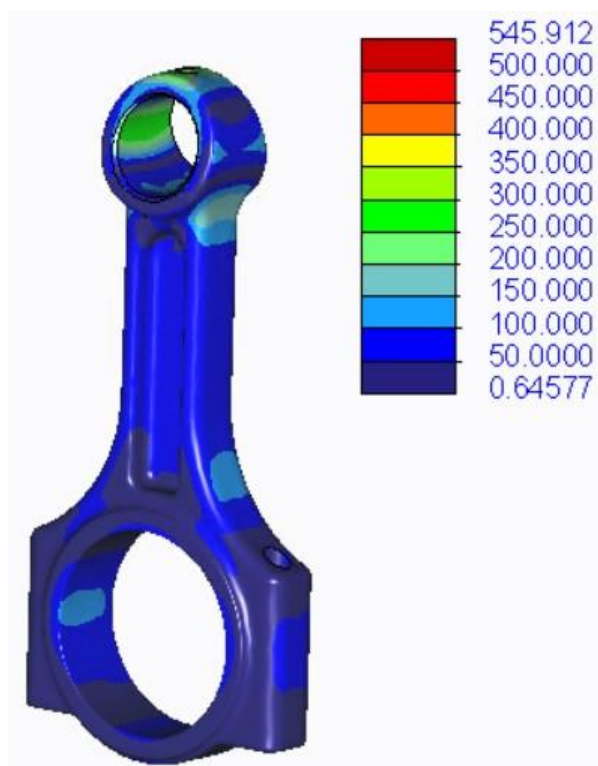
Výsledná deformace je zobrazena s desetinasobným zvětšením na obrázku 76.



Obrázek 76 - Deformace ojnice od setrvačných sil [mm]

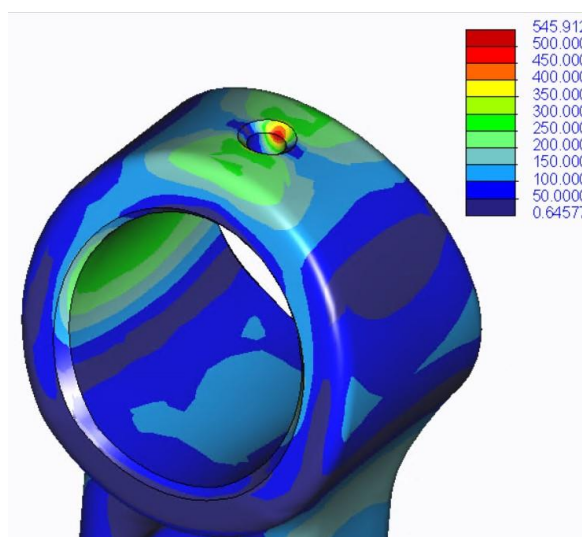


Výsledná napětí v ojnici od setrvačných sil je vidět na obrázku 77.



Obrázek 77 - Napětí v ojnici od setrvačných sil [MPa]

Na obrázku 78 je detail koncentrace napětí od setrvačných sil působící na ojnici.



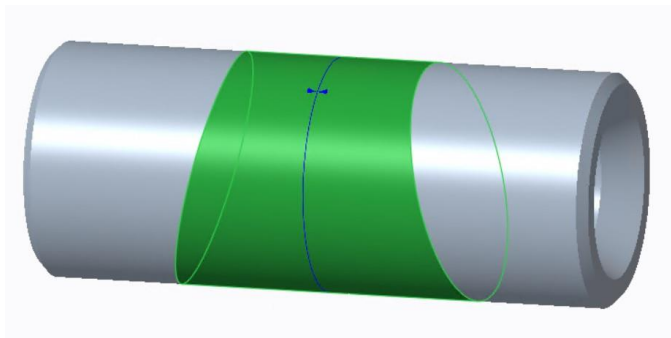
Obrázek 78 - Detail koncentrace napětí na ojnici [MPa]

Koncentrace napětí není způsobena okrajovou podmínkou, proto toto napětí nelze zanedbat. Maximální povolené napětí je překročeno o téměř 116 MPa. Proto ojnice nevyhovuje zatížení od setrvačných sil. Řešením by mohla být jiná pozice mazací díry, nebo přidáním materiálu okolo díry.



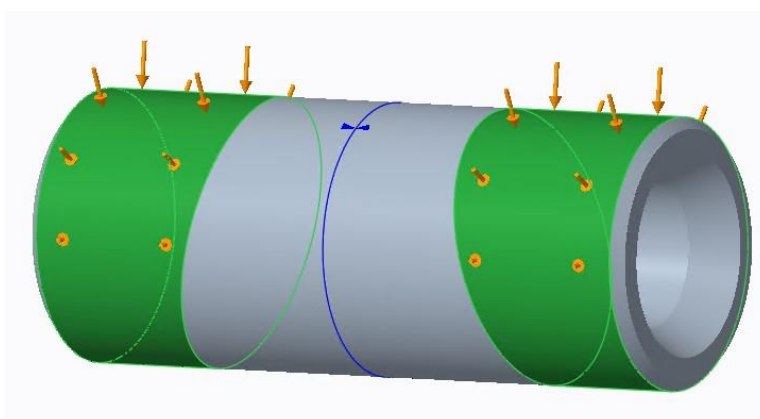
7.3.4 Zatížení a ukotvení pístního čepu

Pístní čep byl napevno uložen na kontaktních plochách s ojnicí a zatížen na kontaktních plochách s pístem. Uložení bylo opět provedeno pomocí funkce „weighted links“. Uložení čepu zobrazeno na obrázku 79.



Obrázek 79 - Uložení pístního čepu

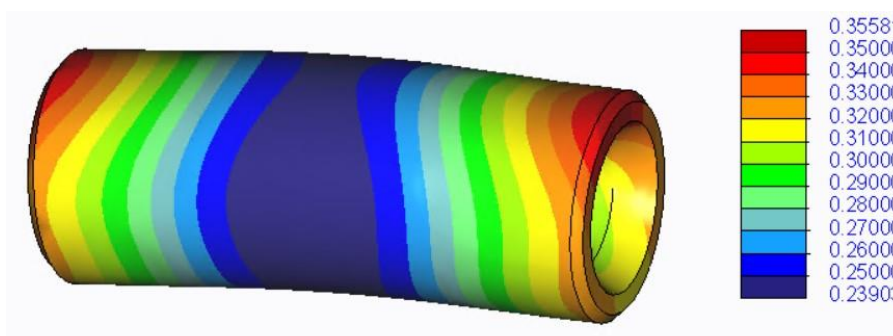
Na obrázku 80 je vidět zatížení na kontaktních plochách s pístem. Pístní čep byl stejně uložen a zatížen, jak pro zatížení od tlaků plynů, tak pro zatížení od setrvačných sil.



Obrázek 80 - Zatížení pístního čepu

7.3.5 Maximální zatížení od tlaků plynů na pístním čepu

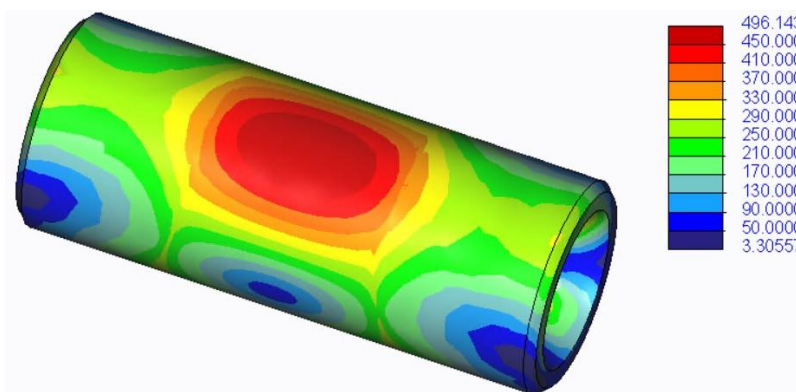
Výsledná deformace zatíženého ho pístního čepu je zobrazena na obrázku 81.



Obrázek 81 - Deformace pístního čepu od tlaků plynů [mm]



Výsledná napětí v pístním čepu jsou zobrazena na obrázku 82.

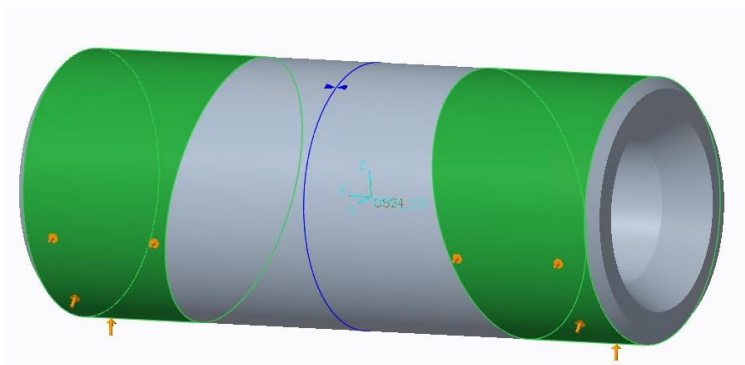


Obrázek 82 - Napětí v pístním čepu od tlaků plynů [MPa]

Pístní čep je vyroben z oceli EN 10085. Tato ocel má mez únavy v ohybu 560 MPa, pístní čep tedy vyhovuje maximálnímu zatížení od tlaků plynů.

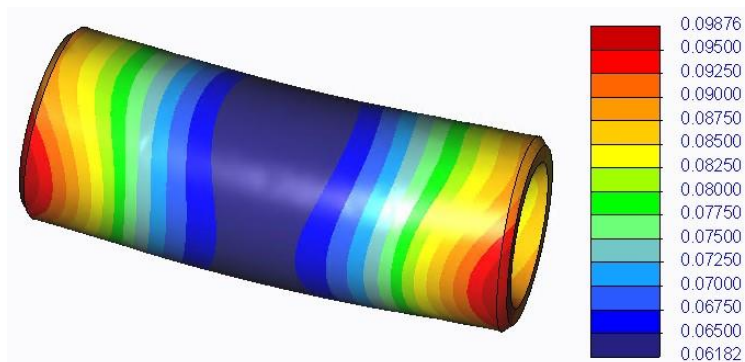
7.3.6 Maximální zatížení od setrvačných sil na pístním čepu

Na obrázku 83 je zobrazeno zatížení pro výpočet napětí na pístním čepu od setrvačných sil.



Obrázek 83 - Zatížení pístního čepu od setrvačných sil

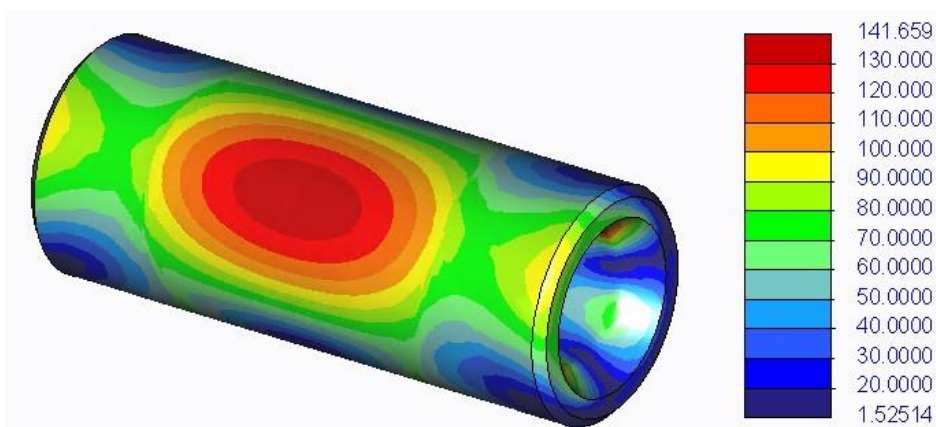
Výsledná deformace pístního čepu od tohoto zatížení je na obrázku 84.



Obrázek 84 - Deformace pístního čepu od setrvačných sil [mm]



Výsledná napětí na pístním čepu od setrvačných sil jsou zobrazena na obrázku 85.



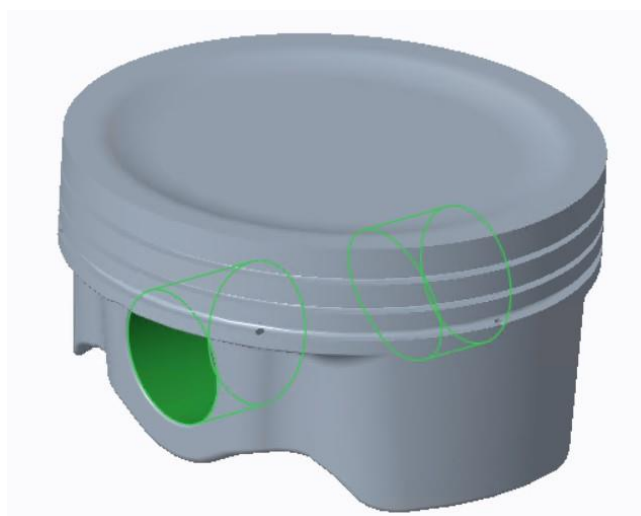
Obrázek 85 - Napětí v pístním čepu od setrvačných sil [MPa]

7.4 Píst

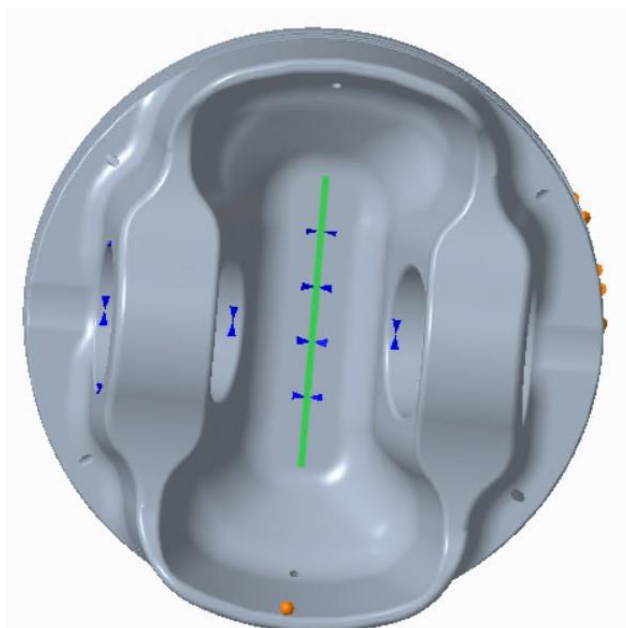
Píst je namáhán jak tlaky při spalování, tak i jejich teplotami. Píst byl analyzován v případě, kdy působily největší tlaky a při největších setrvačných silách. Tlaky při spalování byly převzaty z termodynamického modelu.

7.4.1 Zatížení a ukotvení pístu

Uložení pístu je oproti ostatním částem specifické, pro uložení se nedala použít funkce „weighted links“, protože je zadáno i tepelné zatížení. Píst je tedy uložen v cylindrickém souřadném systému, kde na uložení pístního čepu zastavena jeho rotace okolo osy, obrázek 86 a jeho axiální pohyb je zastaven na geometrické úsečce v polovině pístu, obrázek 87.



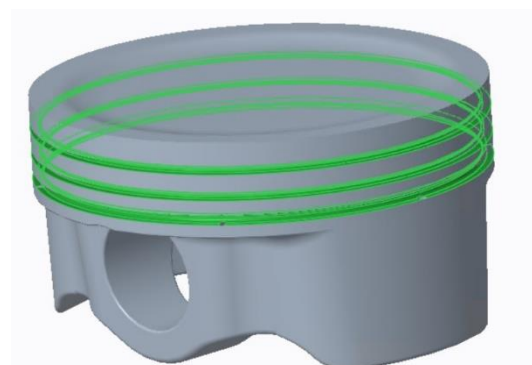
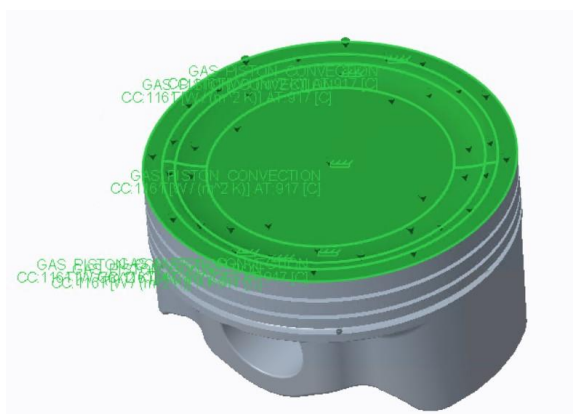
Obrázek 86 - Uložení pístu na plochách pístního čepu



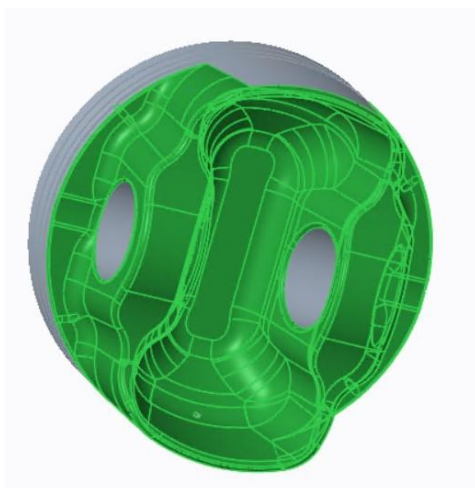
Obrázek 87 - Uložení pístu, axiální zamezení pohybu

Zatížení pístu od tlaku plynů je zavedeno pracovní plochu pístu pomocí funkce „pressure load“.

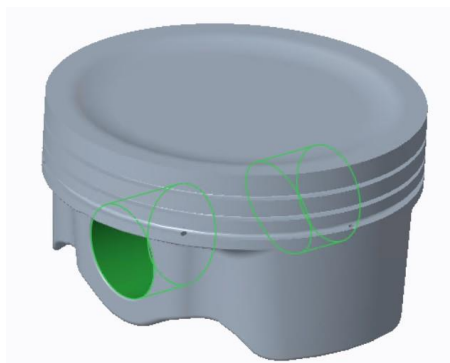
Tepelné zatížení je provedeno přes konvekci tepla, jehož možnost program Creo nabízí. Přívod tepla byl nastaven přes konvekci na pracovní ploše pístu ze spalovací komory. Odvody tepla byly nastaveny konvekcí tepla přes pístní kroužky, odvodem oleje a odvodem pístním čepem. Odvod tepla přes pístní kroužky byl nastaven pro každý pístní kroužek zvlášť, z důvodu že se jejich teplota liší. Zavedení konvekci na jednotlivé plochy jsou zobrazeny na obrázcích 88, 89, 90 a 91.



Obrázek 88 - Konvekce tepla ze spalovací komory Obrázek 89 - Konvekce tepla přes pístní kroužky



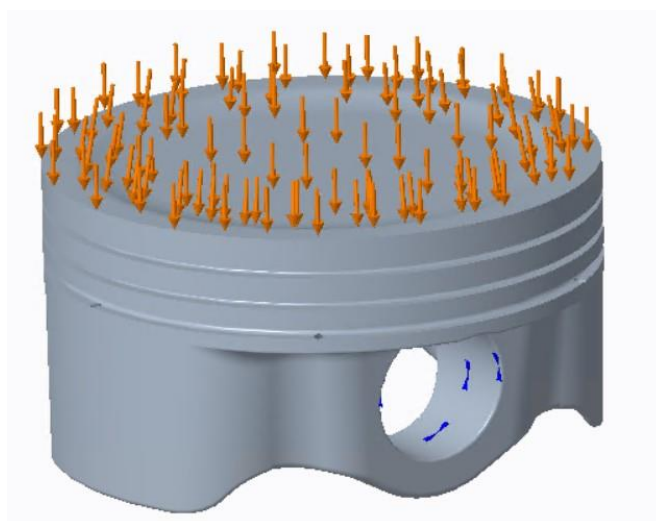
Obrázek 90 - Konvekce tepla olejem



Obrázek 91 - Konvekce tepla přes pístní čep

7.4.2 Maximální zatížení od tlaku plynů

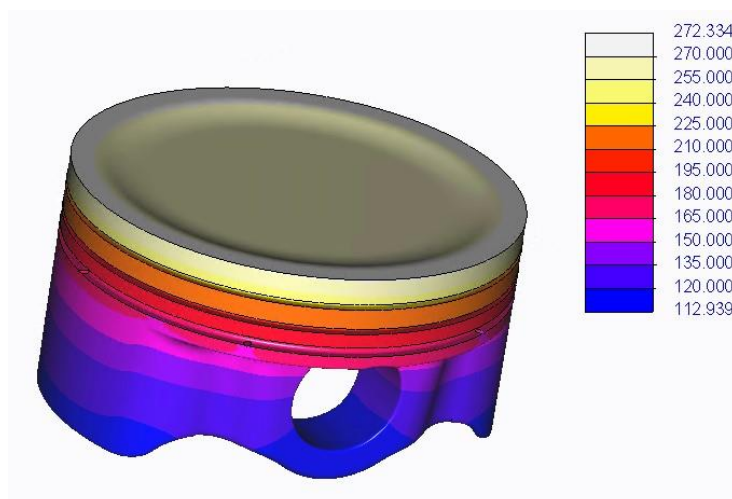
Maximální tlaky při spalování byly převzaty z termodynamického modelu, kde maximální tlak byl při 6500 min^{-1} . Tlak byl zaveden na pracovní plochu pístu, obrázek 92.



Obrázek 92 - Zatížení pístu od tlaků plynů

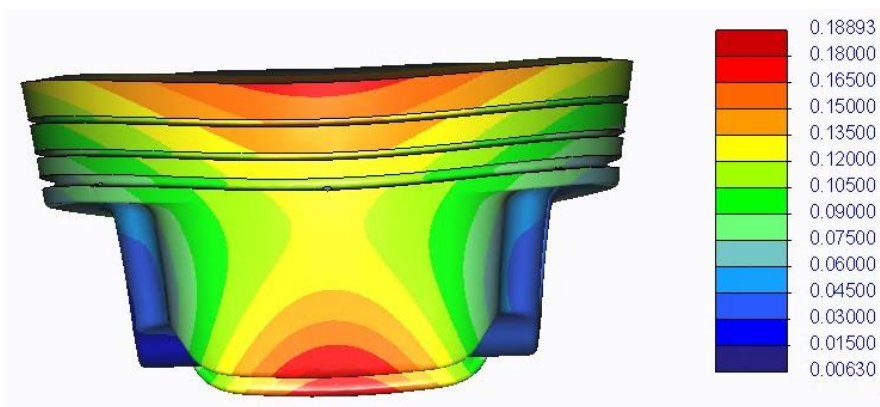
Pro tepelné zatížení byly potřebné koeficienty konvekce tepla převzaty z termodynamického modelu. Teplota chladícího oleje a pístního čepu byla zvolena 110 °C . Teploty pístních kroužků byly po konzultaci s vedoucím práce odhadnuty.

Výsledné teploty na pístu jsou zobrazeny na obrázku 93.

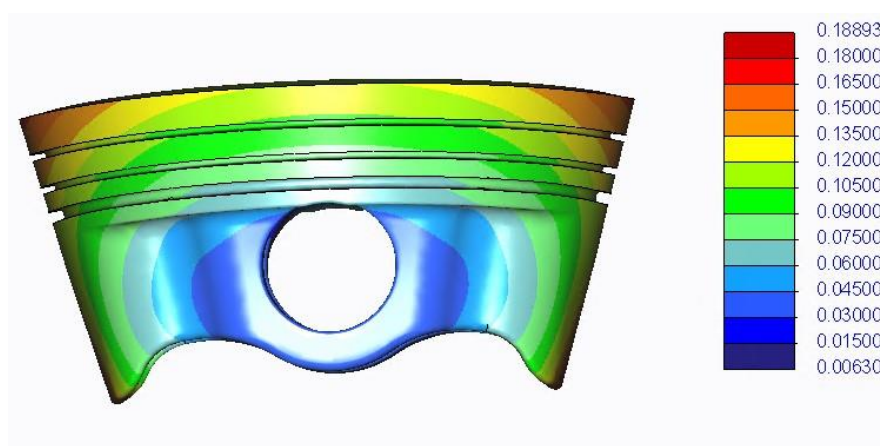


Obrázek 93 - Výsledné teploty pístu při 6500 min⁻¹ [°C]

Celkové zatížení na pístu bylo určeno sloučením obou zatíženích, tepelným i tlakovým. Deformace pístu po aplikování zatížení od teplot a tlaků je na obrázku 94 a 95.



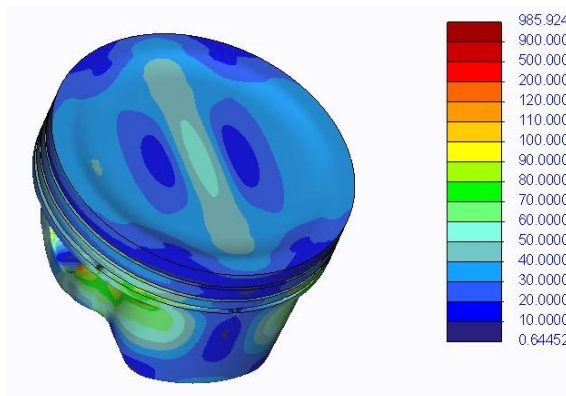
Obrázek 94 - Deformace pístu od tepelného a tlakového zatížení [mm]



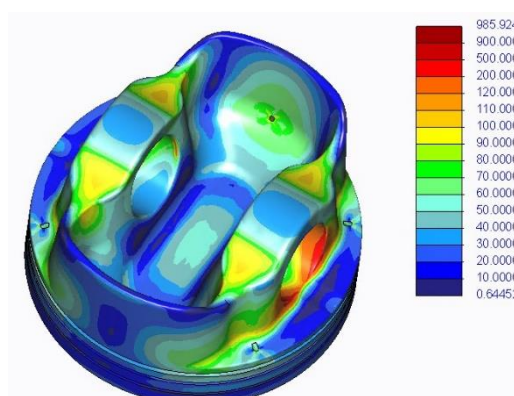
Obrázek 95 - Deformace pístu od tepelného a tlakového zatížení [mm]



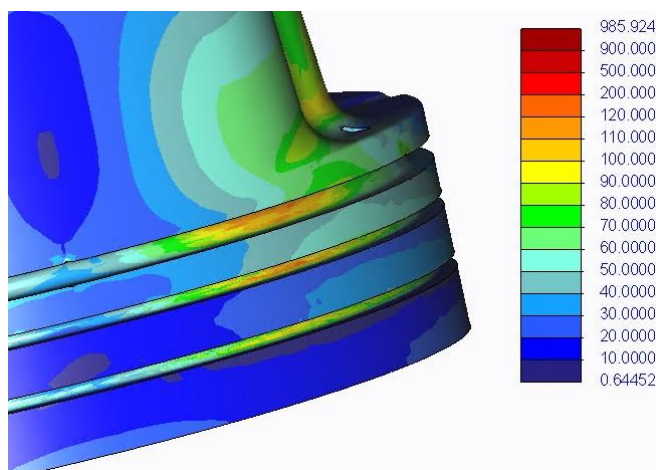
Výsledná napětí jsou zobrazena na obrázcích 96, 97 a 98.



Obrázek 96 - Napětí na pístu [MPa]



Obrázek 97 - Napětí na pístu [MPa]



Obrázek 98 - Napětí v drážkách pro pístní kroužky [MPa]

Píst je navržen z hliníkové slitiny $AlSi12Cu4Ni2Mg$ viz. příloha, která má maximální povolená únavová napětí 120 MPa při teplotě 120 °C, 80 MPa při teplotě 250 °C a 60 MPa při teplotě 300 °C.

Na hraně pístního čepu vznikla velká koncentrace napětí, protože se jedná o hranu, která je spojena s okrajovou podmínkou, tyto koncentrace napětí jsou zanedbány. Na pracovní ploše pístu, podle obrázku 93 je maximální teplota 273,3 °C, maximální napětí na této ploše se může tedy pohybovat mezi 60 MPa a 80 MPa, maximální napětí na pracovní ploše pístu je podle obrázku 96 vyhovující.

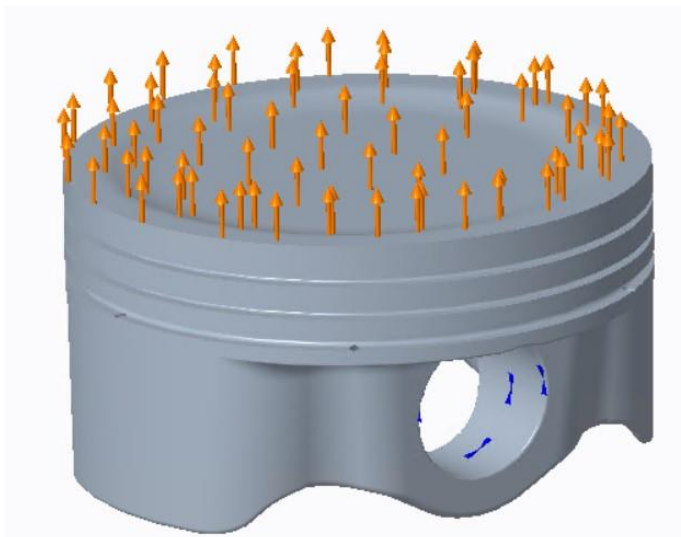


Největší koncentrace napětí se podle obrázku 97 a 98 pohybují do 120 MPa, záleží tedy na teplotě daných ploch, zda je píst vyhovující, nebo ne. Při porovnání obrázku 97 a 93 je vidět, že nálitky pístních čepů odpovídají povolenému napětí.

Na obrázku 98 je zobrazen detail drážek pístu pro pístní kroužky, zde se napětí pohybuje od 40 MPa po 120 MPa. Při porovnání s teplotami na obrázku 93 je tedy vidět, že tyto plochy nespĺňují maximální povolená napětí. Řešením by mohlo být posunutí pístních kroužků směrem k pístnímu čepu, či přesnější odhad teplot pístních kroužků.

7.4.3 Maximální zatížení od setrvačných sil

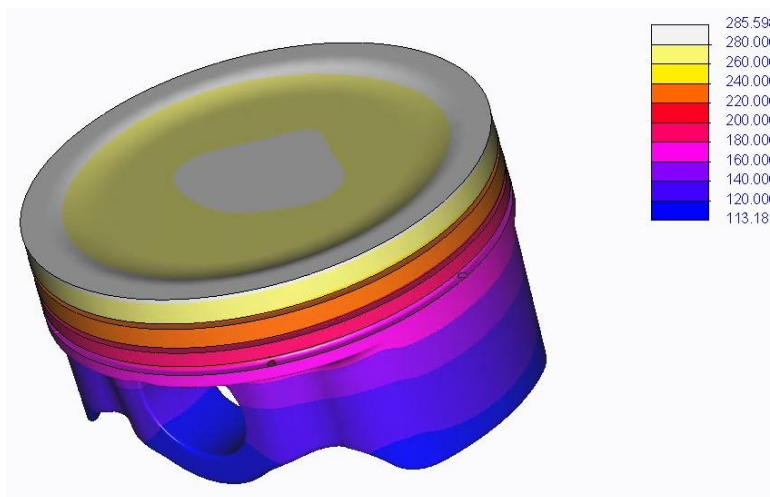
Uložení pístu pro výpočet zatížení zůstalo stejné, jako je popsáno v [kap. 7.4.1](#). Zatížení od setrvačných sil bylo aplikováno rovněž na pracovní plochu pístu viz. obrázek 99.



Obrázek 99 - Zatížení pístu od setrvačných sil

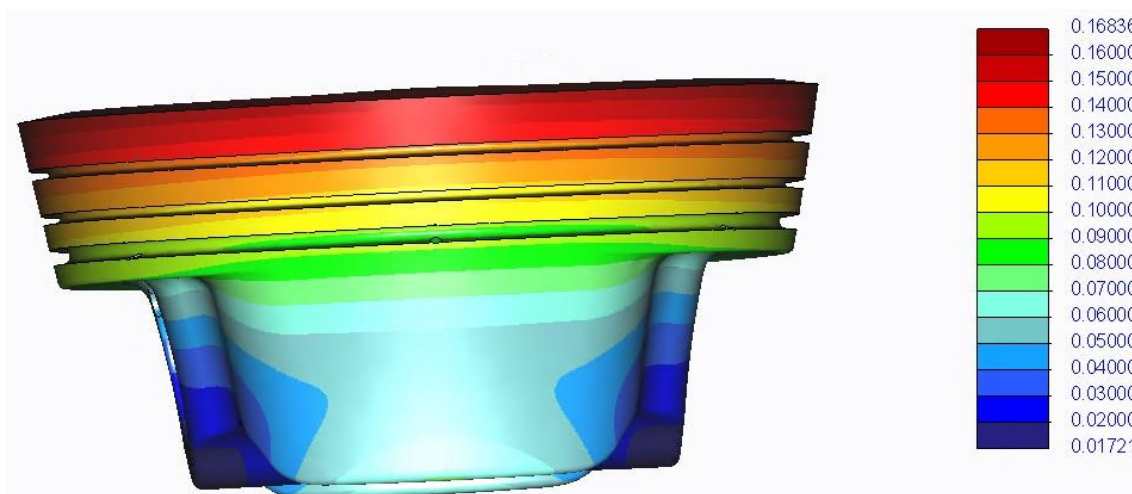
Zatížení od teplot bylo provedeno stejně jak je uvedeno v kap. 7.4.1. se změnou koeficientů konvekce tepla a teplot.

Výsledné teploty pístu pro 8500 min^{-1} jsou zobrazeny na obrázku 100.

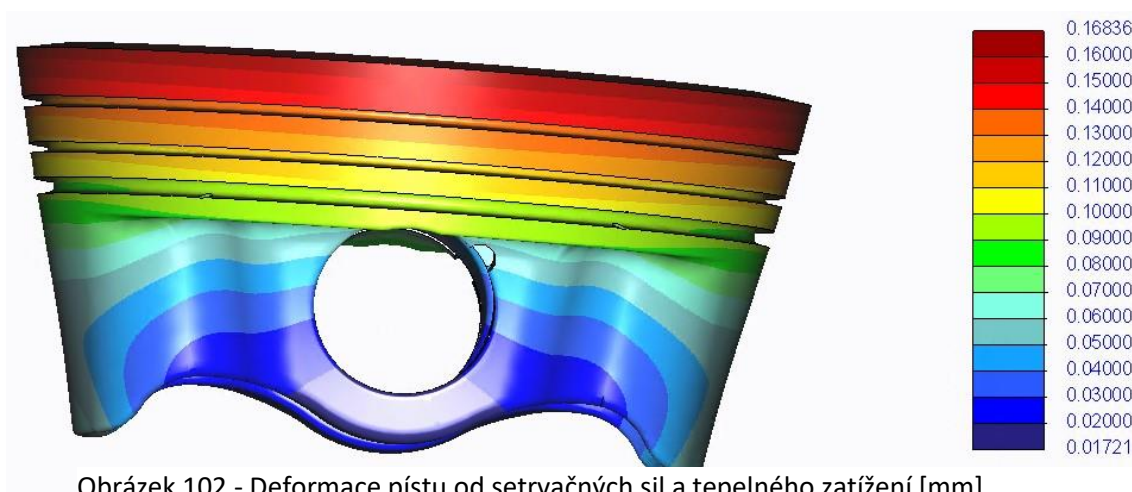


Obrázek 100 - Výsledné teploty pístu při 8500 min⁻¹ [°C]

Deformace pístu při účinku setrvačných sil je zobrazena na obrázcích 101 a 102.



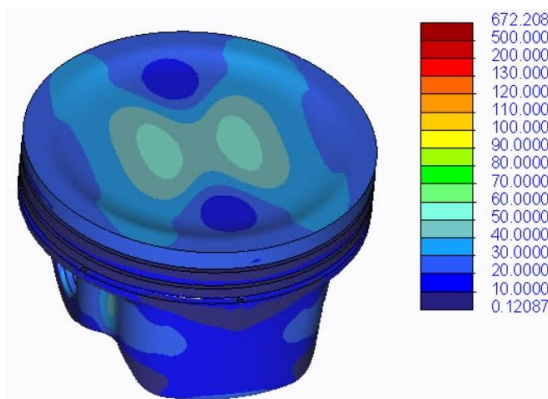
Obrázek 101 - Deformace pístu od setrvačných sil a tepelného zatížení [mm]



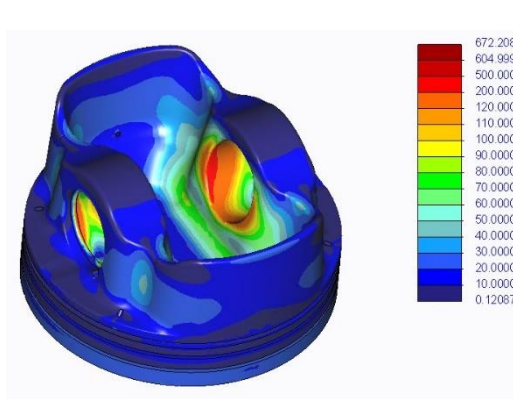
Obrázek 102 - Deformace pístu od setrvačných sil a tepelného zatížení [mm]



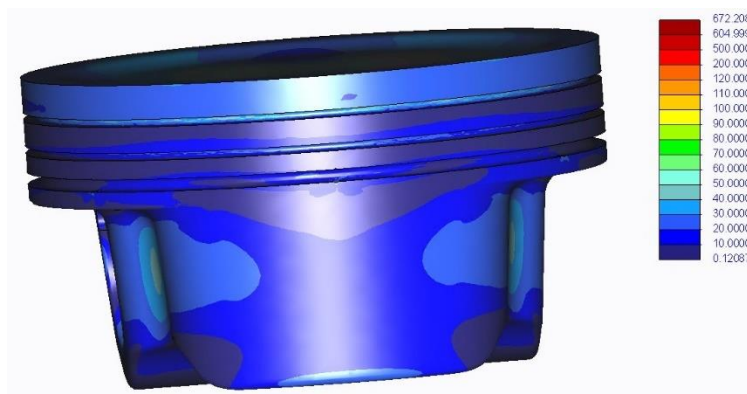
Výsledná napětí na pístu od účinků setrvačných sil jsou zobrazena na obrázcích 103, 104, 105.



Obrázek 103 - Napětí na pístu [MPa]



Obrázek 104 - Napětí na pístu [MPa]



Obrázek 105 - Napětí v drážkách pro pístní kroužky [MPa]

Při porovnání teplot na pístu při 8500 min^{-1} , na obrázku 100 a výsledných napětí na obrázcích 103, 104 a 105 píst vyhovuje.



Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést koncepční návrh jednoválcového čtyřdobého přeplňovaného zážehového motoru bez příslušenství.

Úvodní část byla věnována vysvětlení principu práce spalovacího motoru a jeho rozdělení a bylo popsáno a rozděleno přeplňování spalovacích motorů. Další část diplomové práce byla věnována termodynamickému návrhu požadovaného motoru. Termodynamický model byl vytvořen v programu GT-Power. Termodynamický model byl proveden jako čtyřválcový přeplňovaný motor, protože by se muselo kompletně navrhnout turbodmychadlo pro jednoválcový motor, což nebylo požadovaným předmětem práce. Výsledné parametry byly poté převedeny na jednoválcový motor. Termodynamický model vznikl zároveň se základním modelem motoru, protože bylo nutné dělat kompromisy mezi termodynamickým a konstrukčním návrhem.

Konstrukční návrh byl modelován v programu Catia V5. Při návrhu bylo použito takzvaného „skeletonu“, ve kterém jsou vytvořeny základní skici motoru, aby se předcházelo kolizím. Poté byl vytvořen klikový mechanismus, rozvodový mechanismus, a nakonec byly zkonstruovány pevné části motoru a zároveň byl klikový mechanismus vyvážen.

V závěrečné části byla provedena dynamická analýza klikové hřídele v programu PTC Creo, kde poté byla provedena i MKP analýza jednotlivých dílů klikového mechanismu. Z výsledků analýzy je zřejmé, že dalším postupem by byla optimalizace jednotlivých dílů, aby odpovídaly danému zatížení.

Výsledné parametry navrženého motoru jsou v tabulce 7.

Zdvihový objem	500 cm ³
Kompresní poměr	11:1
Maximální otáčky	8500 min ⁻¹
Maximální točivý moment	113,2 N.m při 5500 min ⁻¹
Maximální výkon	75,1 kW při 6500 min ⁻¹
Vrtání	93 mm
Zdvih	73,5 mm
Způsob plnění válce	přeplňovaný
Rozvod	DOHC, s variabilním časováním ventilů
Pohon vačkové hřídele	Ozubený řemen
Počet ventilů	4
Vstřikování	přímé
Střední pístová rychlost	20,825 m.s ⁻¹

Tabulka 7 - Výsledné parametry navrženého motoru



Použité zdroje

1. **Macek, Jan.** *Spalovací motory*. Praha : České vysoké učení technické, 2012. 978-80-01-05015-6.
2. **Vlk, František.** *Vozidlové spalovací motory*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 80-238-8756-4.
3. **Manning, John.** *Internal Combustion engine Design*. Shoreham-by-Sea : Ricardo UK Limited, 2012. 978-0-9573292-0-1.
4. **Jan Košťál, Bohuslav Suk.** *Pístové spalovací motory*. Praha : Nakladatelství československé akademie věd, 1963.
5. **Mráz, Lukáš.** Čtyřdobý atmosferický zážehový motor. *Diplomová práce*. Plzeň, 2017.
6. *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. **S. Akehurst, K. Giles, S. Howson, A. Lewis, H. Yuan**. Aachen, 2019.
7. **Ladislav Kovařík, Viktor Ferencey, Radomír Skalský, Ladisval Částek.** *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha : Naše vojsko, 1992. 80-206-0131-7.



Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma transformace energie ve spalovacích motorech [1]	12
Obrázek 2 - Pracovní cyklus čtyřdobého zážehového motoru [3]	14
Obrázek 3 - Schéma a konstrukce Rootsova dmychadla [3]	16
Obrázek 4 - Schéma konstrukce turbodmychadla [3]	17
Obrázek 5 - Schéma příkladu dvoustupňového přeplňování [3]	18
Obrázek 6 - Termodynamický model	22
Obrázek 7 - Schéma modelu s přidaným vstřikovačem vody	23
Obrázek 8 - Klikový mechanismus	26
Obrázek 9 - Pístní skupina	27
Obrázek 10 – Návrh pístu	28
Obrázek 11 – Řez pístem	28
Obrázek 12 - Těsnící pístní kroužky	29
Obrázek 13 - Návrh pístního čepu	29
Obrázek 14 - Konstrukční návrh ojnice	30
Obrázek 15 - Uložení pístu, ojnice a pístního čepu	31
Obrázek 16 - Uložení ojnice na klikové hřídeli	31
Obrázek 17 – Návrh klikové hřídele	32
Obrázek 18 – Uložení klikové hřídele v bloku motoru	32
Obrázek 19 - Návrh vyvažovací hřídele	33
Obrázek 20 - Rozvod vyvažovacích hřídelí	34
Obrázek 21 - Návrh setrvačníku	34
Obrázek 22 – DOHC mechanismus s kladkami	35
Obrázek 23 - Návrh ventilů	36
Obrázek 24 - Dosed ventilů na sedla	37
Obrázek 25 - Vodítka ventilů s ventilovým těsněním	37
Obrázek 26 - Návrh vačkové hřídele	38
Obrázek 27 - Aktuátor s řemenicí	39
Obrázek 28 - Elektromagnetický tlakový spínač	39
Obrázek 29 - Rozvodový mechanismus motoru	39
Obrázek 30 - Blok motoru	40
Obrázek 31 - Řez bloku motoru	41
Obrázek 32 - Chladicí a mazací systém bloku motoru	41



Obrázek 33 - Spalovací prostor s pístem v horní úvrati	42
Obrázek 34 - Spalovací prostor s pístem v dolní úvrati.....	42
Obrázek 35 - Geometrie sacích a výfukových kanálů	43
Obrázek 36 - Jádru chlazení hlavy válce.....	43
Obrázek 37 - Mazací kanálky a odtoková drenáž v hlavě válce	44
Obrázek 38 - Řez hlavy válce.....	44
Obrázek 39 - Výsledný návrh hlavy válce	45
Obrázek 40 - Víko hlavy válce.....	45
Obrázek 41 - Těsnění pod hlavou válce motoru	46
Obrázek 42 - Spodní část klikové skříně.....	46
Obrázek 43 - Spodní víko motoru	47
Obrázek 44 - Výsledný návrh motoru pohled zprava.....	48
Obrázek 45 - Výsledný návrh motoru pohled zleva	49
Obrázek 46 - Vyvážení setrvačné síly rotujících součástí [7].....	50
Obrázek 47 - Vzdálenost těžiště sestavy ojnice	51
Obrázek 48 - Rotační hmoty klikové hřídele a ojnicí sestavy.....	51
Obrázek 49 - Výsledný tvar vývažků na klikové hřídeli	52
Obrázek 50 - Vyvážení setrvačných sil I. řádu 7	52
Obrázek 51 - Výsledný tvar vývažku na vyvažovací hřídeli	54
Obrázek 52 - Příklad zatížení klikového mechanismu.....	55
Obrázek 53 - Působení síly na klikový čep.....	56
Obrázek 54 – Uložení kliky pomocí funkce "weighted links"	58
Obrázek 55 - Plocha zastavení rotace klikové hřídele.....	58
Obrázek 56 - Plocha zastavení axiálního pohybu.....	59
Obrázek 57 - Zatížení klikového čepu funkcí "bearing load" od maximálního zatížení	59
Obrázek 58 - Deformace klikové hřídele při maximálním zatížení [mm].....	60
Obrázek 59 - Deformace klikové hřídele při maximálním zatížení [mm].....	60
Obrázek 60 - Napětí v klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]	60
Obrázek 61 - Napětí v klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]	61
Obrázek 62 - Detail lokální koncentrace napětí na klikové hřídeli při maximálním zatížení [MPa]	61
Obrázek 63 - Zatížení klikového čepu od maximálního setrvačného zatížení	62
Obrázek 64 - Deformace klikové hřídele od zatížení setrvačnými silami [mm].....	62
Obrázek 65 - Deformace klikové hřídele od zatížení setrvačnými silami [mm].....	63
Obrázek 66 - Napětí v klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa]	63



Obrázek 67 - Napětí v klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa]	63
Obrázek 68 - Detail lokální koncentrace napětí na klikové hřídeli při zatížení od setrvačných sil [MPa].....	64
Obrázek 69 - Působení síly na ojnici a pístní čep	64
Obrázek 70 - Uložení ojnice	66
Obrázek 71 - Detail aplikovaného zatížení od tlaku plynů	66
Obrázek 72 - Deformace ojnice při maximálním zatížení [mm].....	67
Obrázek 73 - Napětí v ojnici při maximálním zatížení [MPa]	67
Obrázek 74 - Napětí v ojnici při maximálním zatížení [MPa]	67
Obrázek 75 - Detail aplokovaného zatížení od setrvačných sil	68
Obrázek 76 - Deformace ojnice od setrvačných sil [mm]	68
Obrázek 77 - Napětí v ojnici od setrvačných sil [MPa].....	69
Obrázek 78 - Detail koncentrace napětí na ojnici [MPa]	69
Obrázek 79 - Uložení pístního čepu	70
Obrázek 80 - Zatížení pístního čepu.....	70
Obrázek 81 - Deformace pístního čepu od tlaků plynů [mm].....	70
Obrázek 82 - Napětí v pístním čepu od tlaků plynů [MPa]	71
Obrázek 83 - Zatížení pístního čepu od setrvačných sil	71
Obrázek 84 - Deformace pístního čepu od setrvačných sil [mm]	71
Obrázek 85 - Napětí v pístním čepu od setrvačných sil [MPa].....	72
Obrázek 86 - Uložení pístu na plochách pístního čepu	72
Obrázek 87 - Uložení pístu, axiální zamezení pohybu.....	73
Obrázek 88 - Konvekce tepla ze spalovací komory	73
Obrázek 89 - Konvekce tepla přes pístní kroužky	73
Obrázek 90 - Konvekce tepla olejem.....	74
Obrázek 91 - Konvekce tepla přes pístní čep	74
Obrázek 92 - Zatížení pístu od tlaků plynů.....	74
Obrázek 93 - Výsledné teploty pístu při 6500 min ⁻¹ [°C].....	75
Obrázek 94 - Deformace pístu od tepelného a tlakového zatížení [mm]	75
Obrázek 95 - Deformace pístu od tepelného a tlakového zatížení [mm]	75
Obrázek 96 - Napětí na pístu [MPa].....	76
Obrázek 97 - Napětí na pístu [MPa].....	76
Obrázek 98 - Napětí v drážkách pro pístní kroužky [MPa]	76
Obrázek 99 - Zatížení pístu od setrvačných sil	77
Obrázek 100 - Výsledné teploty pístu při 8500 min ⁻¹ [°C].....	78



Obrázek 101 - Deformace pístu od setrvačných sil a tepelného zatížení [mm].....	78
Obrázek 102 - Deformace pístu od setrvačných sil a tepelného zatížení [mm].....	78
Obrázek 103 - Napětí na pístu [MPa].....	79
Obrázek 104 - Napětí na pístu [MPa].....	79
Obrázek 105 - Napětí v drážkách pro pístní kroužky [MPa].....	79

Seznam grafů

Graf 1 - Procento nespálené směsi při klepání motoru	22
Graf 2 - Procento nespálené směsi při klepání motoru	23
Graf 3 - Momentová a výkonová charakteristika čtyřválcového motoru	24
Graf 4 - Momentová a výkonová charakteristika jednoválcového motoru	25
Graf 5 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 5500 min ⁻¹	56
Graf 6 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 6500 min ⁻¹	57
Graf 7 - Graf průběhu síly působící na klikový čep při otáčkách 8500 min ⁻¹	57
Graf 8 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 5500 min ⁻¹	65
Graf 9 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 6500 min ⁻¹	65
Graf 10 - Výsledná reakce působící na ojnici a pístní čep při 8500 min ⁻¹	65

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Požadované parametry motoru	11
Tabulka 2 - Odhad rozměrů	20
Tabulka 3 - Zvolené rozměry	20
Tabulka 4 - Výsledné rozměry a zdvihy ventilů.....	20
Tabulka 5 - Výsledné parametry a rozměry motoru	25
Tabulka 6 - Objemy spalovacího prostoru a kompresní poměr.....	42
Tabulka 7 - Výsledné parametry navrženého motoru	80

Příloha

CD s 3D modelem motoru ve formátu CATPart, termodynamickým výpočtem z GT-Poweru, s výpočtem kompresního poměru, s výpočtem šroubů hlavy a s výpočtem vyvážení modelu, a vlastnostmi materiálu pístu