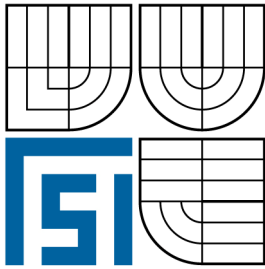


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DVOUDOBY MOTOR PRO MALÝ MOTOCYKL 2-STROKE ENGINE FOR SMALL MOTORCYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ŠTĚPÁN HLAVÁČ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV RAUSCHER, CSc.

BRNO 2008

Anotace

Štěpán Hlaváč

Dvoudobý motor pro malý motocykl

DP, ÚADI, 2008, str.102, obr.56, příl.4

Tato diplomová práce obsahuje konstrukční návrh dvoudobého motoru pro malý motocykl. V první části byla provedena rešerše těchto motorů. Byly stanoveny hlavní rozměry motoru a výpočet sil působících v klikovém mechanismu. Dále byl proveden kontrolní pevnostní výpočet ojnice a také výpočet metodou konečných prvků. Práce také obsahuje virtuální 3D modely všech navrhovaných dílů a příčný řez motoru.

Klíčová slova: dvoudobý motor, klikový mechanismus, MKP, virtuální 3D model

Annotation

Štěpán Hlaváč

2-stroke engine for small motorcycle

DT, IAE, 2008, 102 p., 56 fig., 4 ins.

This diploma thesis contains an engineering design of a two-stroke engine for small motorcycle. In the first part, the background research of these motors was made. Main dimensions of the engine and a calculation of the forces acting in crank mechanism were determined. Further check stress analysis of connection rod and calculation using a finite element method were performed. This diploma thesis also includes virtual 3D models of all designed parts and a drawing of cross section of the motor.

Key words: 2-stroke engine, crank mechanism, FEM, virtual 3D model

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 7. 5. 2008

Štěpán Hlaváč

.....

Poděkování

Chtěl bych touto cestou poděkovat za příkladné vedení při zpracování diplomové práce svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Rauscherovi, CSc. Dále chci poděkovat celé své rodině za podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

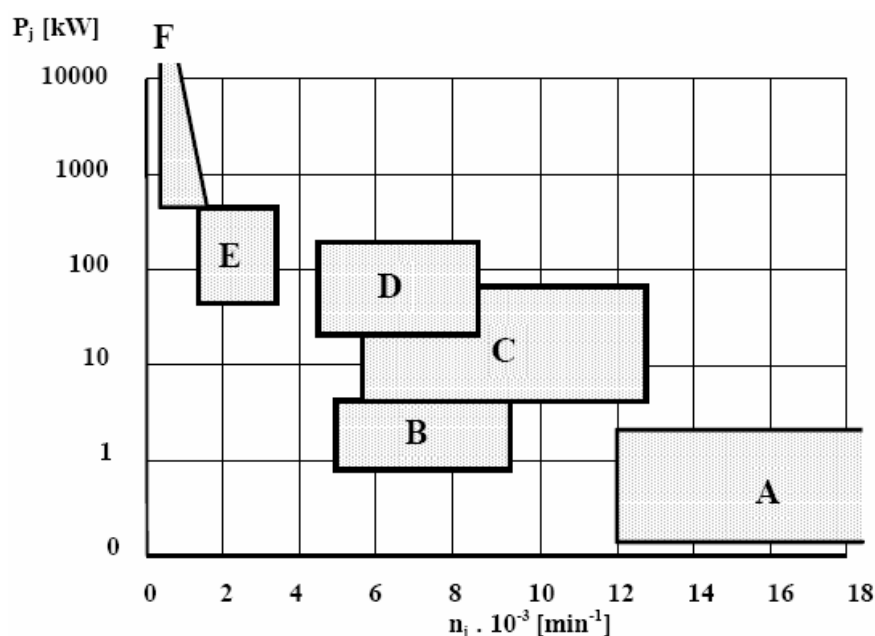
ÚVOD	9
1. STANOVENÍ KONCEPCE A HLAVNÍCH ROZMĚRŮ MOTORU	17
1.1 Koncepce motoru	17
1.2 Parametry a hlavní rozměry motoru	17
1.2.1 Výkon motoru	18
1.2.2 Objemový (litrový) výkon motoru	18
1.2.3 Vrtání a zdvih pístu	18
1.2.4 Délka ojnice	19
1.2.5 Střední pístová rychlost	20
2. KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU	21
2.1 Dráha pístu	22
2.2 Rychlost pístu	23
2.3 Zrychlení pístu	24
2.4 Společný graf výsledné dráhy, rychlosti a zrychlení pístu	25
3. p-α a p-V DIAGRAMY PRACOVNÍHO OBĚHU MOTORU	26
3.1 p- α diagram pracovního oběhu motoru	26
3.2 p-V diagram pracovního oběhu motoru	26
4. NÁVRH ROZMĚRŮ PRVKŮ KLIKOVÉHO MECHANISMU	27
4.1 Návrh rozměrů ojnice	27
4.2 Návrh rozměrů prvků pístní skupiny	30
4.2.1 Ojniční ložisko	30
4.2.2 Píst	31
4.2.3 Pístní čep	33
4.2.4 Pístní kroužek	34
4.2.5 Pojistný kroužek	34
5. REDUKCE OJNICE DO HMOTNÝCH BODŮ	36
5.1 Redukce ojnice do 3 hmotných bodů	38
5.2 Přepočítání 3- bodové redukce ojnice na redukci 2- bodovou	39

6. SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU.....	40
6.1 Síly působící ve směru osy válce	41
6.1.1 Síla od tlaku plynů, primární, vnitřní	41
6.1.2 Síla setrvačná, sekundární, vnější	42
6.1.3 Výsledná síla působící ve směru osy válce	43
6.2 Síla přenášená pístním čepem	44
6.3 Boční síla na píst	45
6.4 Radiální síla v ojnicím čepu	46
6.5 Tangenciální síla v ojnicím čepu	47
6.6 Celková síla v ojnicím čepu	49
6.7 Průběh kroutícího momentu	50
7. KONTROLNÍ PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNICE.....	51
7.1 Volba a vlastnosti materiálu ojnice	52
7.2 Pevnostní kontrola horního oka ojnice	52
7.2.1 Namáhání horního oka ojnice tahovou silou	53
7.2.2 Namáhání horního oka ojnice tlakovou silou	54
7.2.3 Únavové namáhání horního oka ojnice	55
7.3 Pevnostní kontrola dřívku ojnice	57
7.3.1 Kontrola minimálního průřezu dřívku ojnice II – II	57
7.3.2 Únavové namáhání průřezu II-II dřívku ojnice	59
7.3.2 Kontrola středního průřezu dřívku ojnice III – III	61
7.4 Pevnostní kontrola dolního oka ojnice	63
7.4.1 Namáhání dolního oka ojnice tahovou silou	64
7.4.2 Namáhání dolního oka ojnice tlakovou silou	65
7.4.3 Únavové namáhání dolního oka ojnice	66
8. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNICE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ.....	68
8.1 Převod modelu	68
8.2 Prutová náhrada čepů ojnice	69
8.2.1 Prutová náhrada pístního čepu	70
8.2.1 Prutová náhrada ojnicího čepu	72
8.3 Tvorba sítě ojnice	73
8.4 Okrajové podmínky	77

9. NÁVRH SOUČÁSTÍ VIRTUÁLNÍHO MODELU MOTORU.....	82
9.1 Klikový hřídel	82
9.2 Hlava válce motoru	84
9.3 Válec motoru	86
9.4 Kliková skříň	88
9.5 Virtuální 3D model navrhované části motoru	90
10. ZÁVĚR.....	94
11. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	95
12. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	96
13. SEZNAM PŘÍLOH.....	102

ÚVOD

Existuje mnoho různých koncepcí konstrukčního provedení pístového spalovacího motoru, které jsou určeny především jeho použitím. Z tohoto pohledu velmi dobře charakterizuje jednotlivé kategorie rozpětí jmenovitého výkonu a jmenovitých otáček motoru. Přesné hranice těchto skupin jsou jen těžko definovatelné, proto rozdělení do jednotlivých kategorií dle obr. 1 slouží pouze jako orientační. Jedná se o motory malé modelářské (A), motory malých motocyklů, mopedů, malé zemědělské a stavební mechanizace (B), motory cestovních a sportovních motocyklů (C), motory pro osobní automobily (D), motory nákladních automobilů, autobusů, traktorů, stacionární motory průmyslové, drážní, a motory malé lodní (E), v neposlední řadě jsou to také motory velké lodní, drážní a stacionární motory plynové (F).

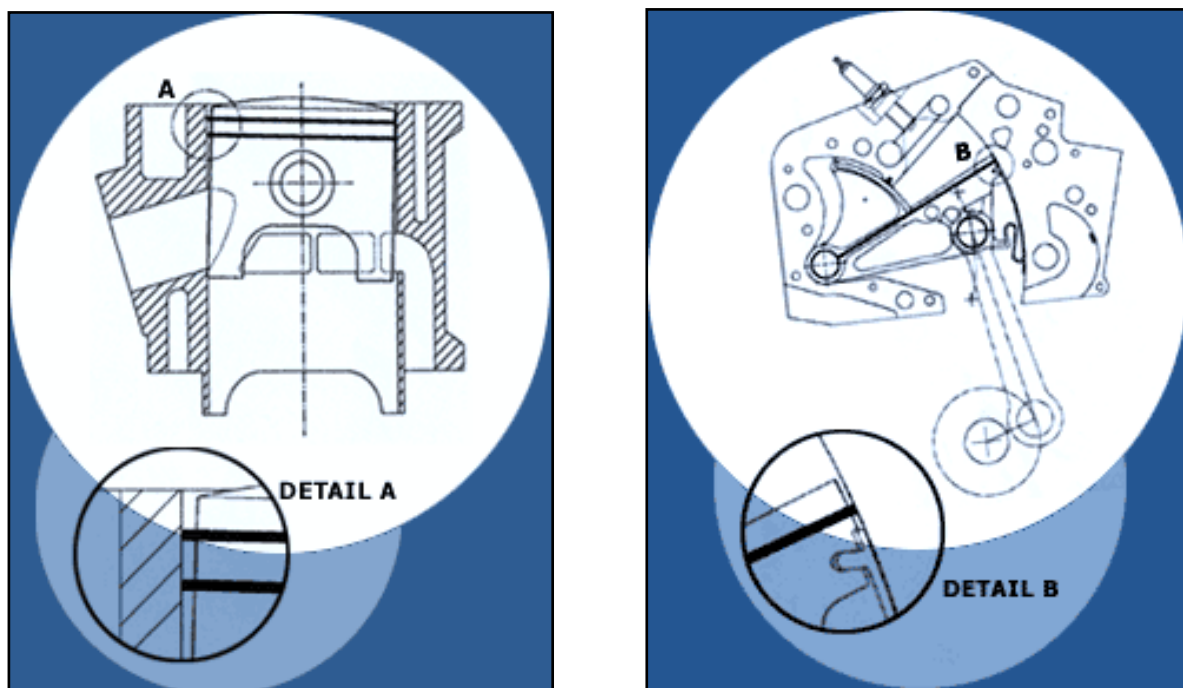


Obr. 1 Kategorie motorů dle jejich použití [2]

V dnešní době se nejčastěji setkáváme s motory čtyřtaktními. Tyto motory se používají i v kategoriích, které byly dříve dominantou motorů dvoutaktních. Jedním z hlavních důvodů jsou stále přísnější ekologické předpisy a normy, které musí bezpodmínečně splňovat všechny dnešní motory. I přesto, že čtyřdobý motor nabízí více možností jak řídit jeho práci a tím snížit produkci škodlivých emisí, nachází dvoudobý motor stále své nezastupitelné místo. Je to dáno především mnoha výhodnými vlastnostmi jako je například vysoký litrový výkon, nízká hmotnost či poměrně jednoduchá konstrukce. To ovšem neznamená, že pochopení všech zákonitostí jeho funkce je jednoduché. Neustále probíhá vývoj a parametry dvoutaktních motorů se zlepšují. Jde zejména o nárůst výkonu, kroučícího momentu a také o jejich průběhy.

Důkazem neustálého vývoje dvoutaktních motorů může posloužit i následující netradiční řešení. Jedná se o motor s písty klínovitého tvaru. Toto řešení předpokládá spolehlivý, úsporný a k životnímu prostředí šetrný provoz, který ovšem zachovává výhody charakteristické pro dvoutaktní motor.

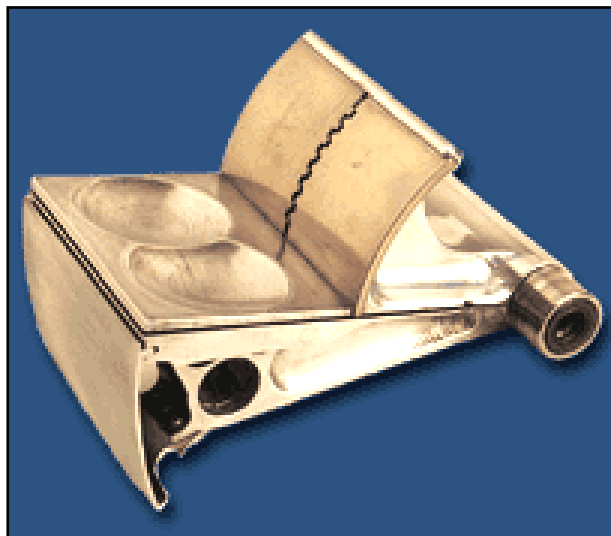
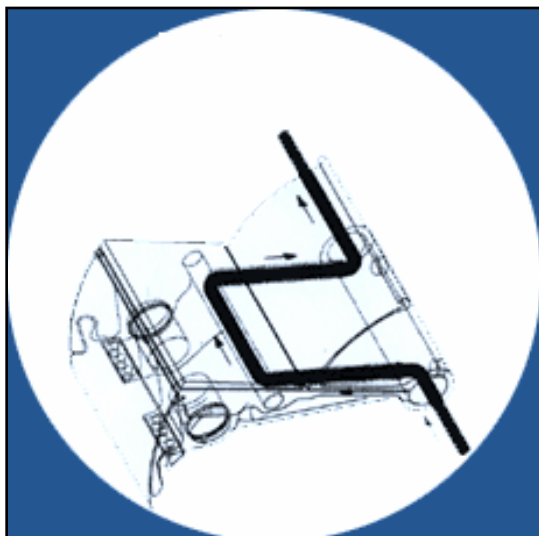
Výhodou vyplývající z konstrukce výkyvného pístu je skutečnost, že pohyb pístu je kontrolován pomocí ložiska v bloku motoru. Nedochází tak k překlopení pístu způsobující u klasické koncepce opotřebování povrchu válce a tím postupnému snižování výkonu motoru. Na obr. 2 v detailech A a B je tento rozdíl patrný.



Obr. 2 Řez motorem klasické koncepce (vlevo) a motorem s výkyvným pístem [13]

Další výhodou je možnost chlazení pístu po celou dobu jeho pohybu chladící kapalinou, což umožňuje kontrolu teploty pístu, která dříve nebyla možná. Na obr. 3 je znázorněno řešení vnitřního chlazení pístu.

Vedení pístu pomocí ložiska také umožnilo mazání motoru pouze v místech, kde je to nezbytně nutné. Tím dosáhneme mnohem menší spotřeby oleje než u klasické koncepce, čímž se sníží celková produkce škodlivin.



Obr. 3 Řešení vnitřního chlazení pístu a skutečné provedení pístu [13]

Poslední neméně důležitou výhodou tohoto motoru, je možnost jeho provozu na zemní plyn (CNG) a probíhá také výzkum s vodíkovým pohonem pro motor s výkyvnými písty. Na obr.4 je ukázka motocyklu, který je poháněn motorem s výkyvnými písty.



Obr. 4 Motocykl poháněný dvoudobým motorem s výkyvnými písty [13]

Kategorie motorů pro malé motocykly a mopedy je vymezena na obr.1 oblastí B. Nejčastěji je charakterizována jednoválcovým, dvoudobým, vzduchem nebo kapalinou chlazeným motorem. Na tento motor je kladeno mnoho požadavků. Jde především o velké rozpětí otáček v němž je dosahován vysoký kroutící moment, dále se požaduje dlouhá životnost motoru s minimálními požadavky na údržbu. Motor pracuje 70% své provozní doby v režimu maximálního výkonu a maximálních otáček, což klade vysoké nároky na konstrukční provedení motoru. Obsluha musí být nenáročná, s čímž souvisí i požadavek na snadné spouštění motoru. Velmi důležitým požadavkem na práci dvoudobého motoru je také splnění všech legislativních požadavků pro provoz na pozemních komunikacích, ať už se jedná o produkci škodlivých emisí, hluku či vibrací.

Kategorii motorů pro malé motocykly a mopedy lze charakterizovat pomocí rozsahu hodnot základních konstrukčních parametrů viz tab. 1. Opět se vyrábějí motory této kategorie, které svými parametry přesahují tyto meze.

PARAMETR	ROZSAH
Počet válců	1
Vrtání [mm]	36 ÷ 50
Zdvih [mm]	36 ÷ 50
Zdvihový objem [cm ³]	50 ÷ 100
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 ÷ 11000

Tab. 1 Meze konstrukčních parametrů dvoudobých zážehových motorů malých motocyklů a mopedů [2]

Nyní se již budu zabývat současnými malými motocykly, které jsou poháněny dvoutaktním motorem o objemu 80 – 85ccm. Jedná se především o motocykly kategorie off-road. Téměř každý z předních výrobců motocyklů má ve své nabídce takový model, proto zde uvedu pouze ty, které vhodně charakterizují dnešní vývojový trend.

Uváděné parametry pro jednotlivé motory byly získány z internetových stránek jednotlivých výrobců.

Přehled vyráběných motocyklů patřících do této kategorie začnu modelem KX85 od firmy Kawasaki.



Obr. 5 Kawasaki KX85 [10]

KAWASAKI KX85	
Typ motoru	dvoutaktní, kapalinou chlazený jednoválec
Zdvihový objem	84ccm
Vrtání x zdvih	48,5 x 45,8 mm
Kompresní poměr	10 : 1
Maximální výkon	21 kW (12000 ot. za min.)
Maximální kroučící moment	17,2 Nm (11000 ot. za min.)

Tab. 2 Základní parametry motoru, model Kawasaki KX85 [10]

Dalším zástupcem je motocykl Honda CR85RB patřící opět do kategorie off-road.



Obr. 6 Honda CR85RB [9]

HONDA CR85RB	
Typ motoru	dvoutaktní, kapalinou chlazený jednoválec
Zdvihový objem	84,7ccm
Vrtání x zdvih	47,5 x 47,8 mm
Kompresní poměr	8,4 : 1
Maximální výkon	19 kW (12000 ot. za min.)
Maximální kroučící moment	16,5 Nm (11000 ot. za min.)

Tab. 3 Základní parametry motoru, model Honda CR85RB [9]

Následující motocykl byl výrobcem navržen tak, aby svými rozměry a parametry motoru oslovil zejména děti a začínající mladé jezdce. Právě pro tuto kategorii jsou malé dvoutaktní motocykly určeny, a to ať už se jedná o stroje pro nejmenší nebo vysoce výkonné modely pro juniory. Jedná se o model PW80 jejímž výrobcem je firma Yamaha.



Obr. 7 Yamaha PW80 [11]

YAMAHA PW80	
Typ motoru	dvoutaktní, vzduchem chlazený jednoválec
Zdvihový objem	79ccm
Vrtání x zdvih	47,0 x 45,6 mm
Kompresní poměr	6,6 : 1
Maximální výkon	3,5 kW (5500 ot. za min.)
Maximální kroutící moment	5,9 Nm (5000 ot. za min.)

Tab. 4 Základní parametry motoru, model Yamaha PW80 [11]

Motocyklem od firmy Suzuki, určeným opět pro nejmenší, završím přehled současně dostupných modelů malých motocyklů. Jedná se o model kategorie off-road, Suzuki JR80.



Obr. 8 Suzuki JR80 [8]

SUZUKI JR80	
Typ motoru	dvoutaktní, vzduchem chlazený jednoválec
Zdvihový objem	79ccm
Vrtání x zdvih	49,0 x 42,0 mm
Kompresní poměr	6,8 : 1
Maximální výkon	5,7 kW (7500 ot. za min.)
Maximální kroutící moment	6,9 Nm (7000 ot. za min.)

Tab. 5 Základní parametry motoru, model Suzuki JR80 [8]

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem koncepce jednoválcového, dvoudobého zážehového motoru pro malý motocykl o zdvihovém objemu 80 cm³.

1. Stanovení koncepce a hlavních rozměrů motoru

1.1 Koncepce motoru

Pro svůj návrh motoru pro malý motocykl jsem si zvolil jednoválcový, zážehový, dvoudobý, vzduchem chlazený motor s přirozeným sáním. Tuto koncepci budu postupně rozvádět a upřesňovat konstrukční řešení jednotlivých dílů motoru tak, jak bude vyplývat z návrhových výpočtů, pevnostních kontrol či v dnešní době neméně důležitých požadavků na vzhled, které jsou nedílnou součástí návrhu celého motocyklu. Cílem je konstrukce, která splňuje parametry motoru pro současné malé motocykly.

1.2 Parametry a hlavní rozměry motoru

Zdvihový objem motoru je dán zadáním diplomové práce. Střední efektivní tlak je určen použitým indikátorovým diagramem. Při návrhu hlavních rozměrů jsem vycházel s doporučených hodnot viz tab.1

Zdvihový objem motoru

$$V_z = 80 \quad [\text{cm}^3] \quad (1.1)$$

Taktnost motoru (jde o dvoudobý motor)

$$\tau = 1 \quad [-] \quad (1.2)$$

Počet válců (jedná se o jednoválcový motor)

$$i = 1 \quad [-] \quad (1.3)$$

Střední efektivní tlak

$$p_e = 0,434 \quad [\text{MPa}] \quad (1.4)$$

Jmenovité otáčky motoru

$$n = 8200 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (1.5)$$

Kompresní poměr u dvoudobých motorů je dvojitý: teoretický a skutečný. Skutečný kompresní poměr se u dvoudobého motoru uvažuje proto, že při kompresním zdvihu píst nejprve uzavře výfukový kanál a teprve pak nastává skutečné stlačování směsi. Doporučená hodnota teoretického kompresního poměru je v rozmezí 5 až 10.

Teoretický kompresní poměr

$$\varepsilon = 8.4 \quad [-] \quad (1.6)$$

1.2.1 Výkon motoru

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot n \cdot \tau \cdot i \quad [\text{kW}] \quad (1.7)$$

$$P_e = 4,75 \quad [\text{kW}] \quad (1.8)$$

1.2.2 Objemový (litrový) výkon motoru

$$P_L = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \quad [\text{kW} \cdot \text{L}^{-1}] \quad (1.9)$$

$$P_L = 59,31 \quad [\text{kW} \cdot \text{L}^{-1}] \quad (1.10)$$

1.2.3 Vrtání a zdvih pístu

Pro stanovení vrtání válce potřebuji znát poměr zdvihu Z ku vrtání válce D , bude označen k . Zvolím tento poměr s požadavkem aby motor zůstal „podčtvercový“ tedy $k < 1$.

$$k = \frac{Z}{D} \quad [-] \quad (1.11)$$

$$k = 0,981 \quad [-] \quad (1.12)$$

Vrtání válce

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} \quad [\text{mm}] \quad (1.13)$$

$$D = 47 \quad [\text{mm}] \quad (1.14)$$

Zdvih pístu

$$Z = k \cdot D \quad [\text{mm}] \quad (1.15)$$

$$Z = 46 \quad [\text{mm}] \quad (1.16)$$

Rameno kliky

$$r = \frac{Z}{2} \quad [\text{mm}] \quad (1.17)$$

$$r = 23 \quad [\text{mm}] \quad (1.18)$$

1.2.4 Délka ojnice

Délka ojnice musí splňovat podmínku 1.19, aby se píst v dolní úvrati nedostal do kontaktu s klikovou hřídelí.

$$l_{oj} > r + \frac{D_s}{2} + l_{sp} \quad [\text{mm}] \quad (1.19)$$

Průměr setrvačníku D_s a délka dolní části pístu l_{sp} byli nejprve zvoleny a poté upřesněny při návrhu klikového hřídele a pístu dle doporučených hodnot.

$$D_s = 92 \quad [\text{mm}] \quad (1.20)$$

$$l_{sp} = 21 \quad [\text{mm}] \quad (1.21)$$

Délka ojnice

$$l_{oj} > 90 \quad [\text{mm}] \quad (1.22)$$

1.2.5 Střední pístová rychlost

$$c_s = \frac{Z \cdot n}{30} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1.23)$$

$$c_s = 12,6 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1.24)$$

Provedu kontrolu střední pístové rychlosti pro otáčky motoru odpovídající maximálnímu výkonu. U těchto typů motorů dosahuje střední pístová rychlost u výkonných modelů až $20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Vypočtená pístová rychlost je nižší, tedy v přijatelných mezích. Nebude tak docházet k nedostatečnému mazání, což by mělo za následek zadírávání pístu.

Kontrola je splněna a je tím ukončen návrh hlavních rozměrů pístového motoru.

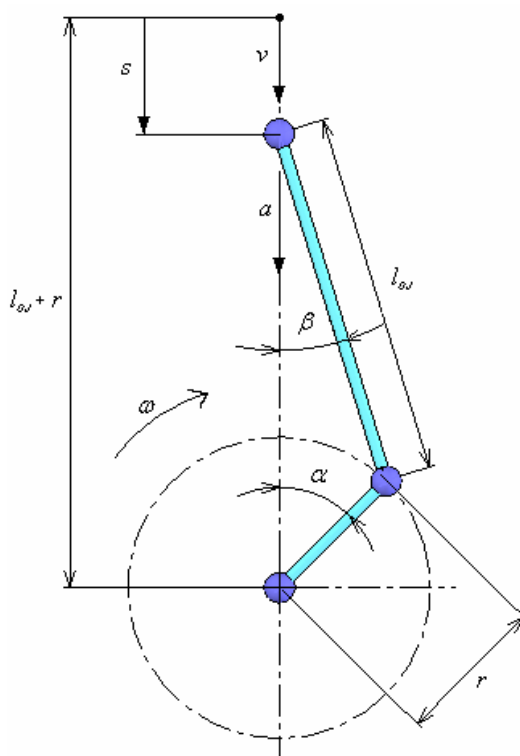
2. Kinematika klikového mechanismu

Pro výpočet kinematiky klikového ústrojí chybí ještě ze základních parametrů klikového ústrojí vypočítat klikový poměr λ .

Klikový poměr

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} \quad [-] \quad (2.1)$$

$$\lambda = 0,253 \quad [-] \quad (2.2)$$



Obr. 9 Kinematické schéma klikového mechanismu

Na obr. 9 je kinematické schéma klikového mechanismu, kde úhlovou rychlost ω vypočítám pro návrhové otáčky klikového hřídele, tedy 8200 otáček za minutu.

Úhlová rychlost klikového hřídele

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2.3)$$

$$\omega = 858,7 \quad [\text{s}^{-1}] \quad (2.4)$$

2.1 Dráha pístu

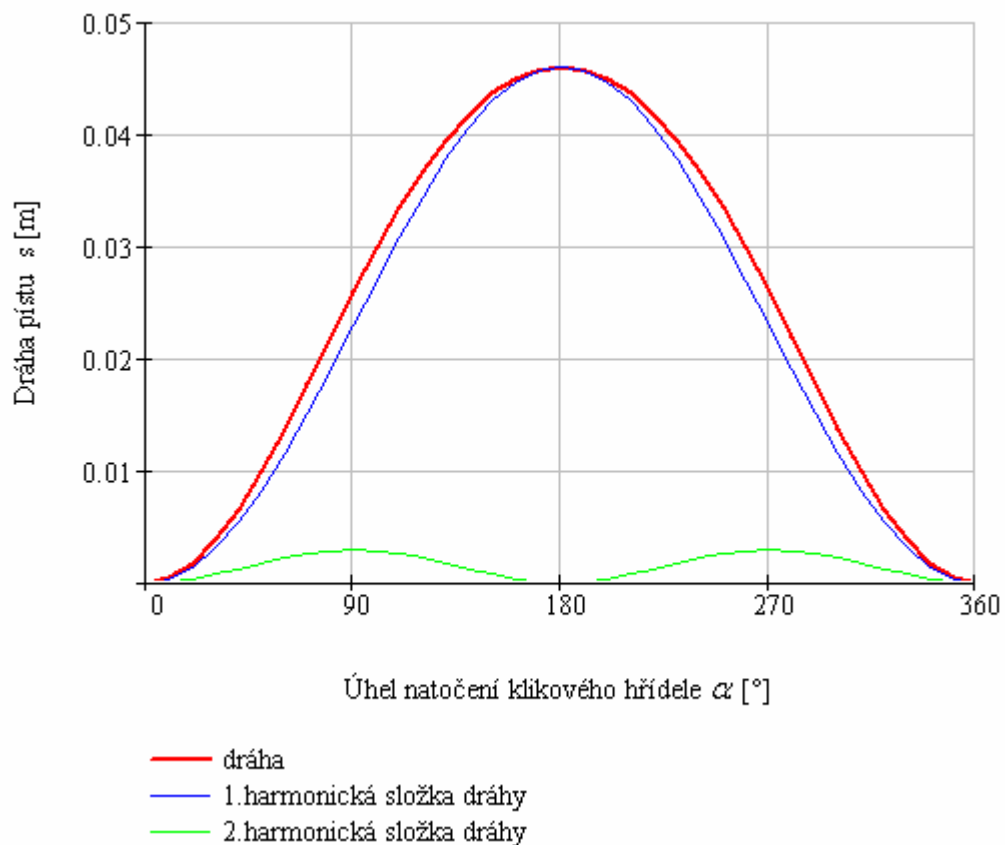
Vztah pro výpočet dráhy pístu

$$s = r \cdot \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right] \quad [\text{m}] \quad (2.5)$$

Harmonické složky 1. a 2. řádu

$$s_1 = r \cdot (1 - \cos \alpha) \quad [\text{m}] \quad (2.6)$$

$$s_2 = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \quad [\text{m}] \quad (2.7)$$



Graf 1 Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.2 Rychlost pístu

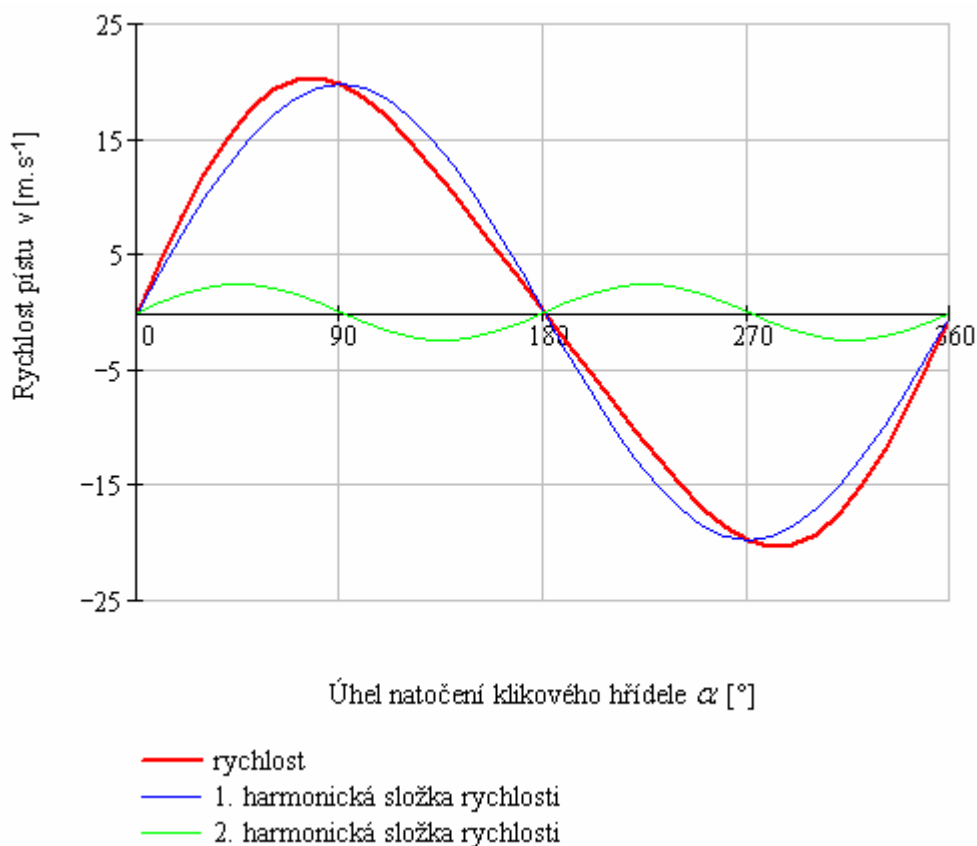
Vztah pro výpočet rychlosti pístu je získán derivací vztahu pro dráhu pístu dle času.

$$v = \omega \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.8)$$

Harmonické složky 1. a 2. řádu

$$v_1 = \omega \cdot r \cdot \sin \alpha \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.9)$$

$$v_2 = \omega \cdot r \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.10)$$



Graf 2 Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.3 Zrychlení pístu

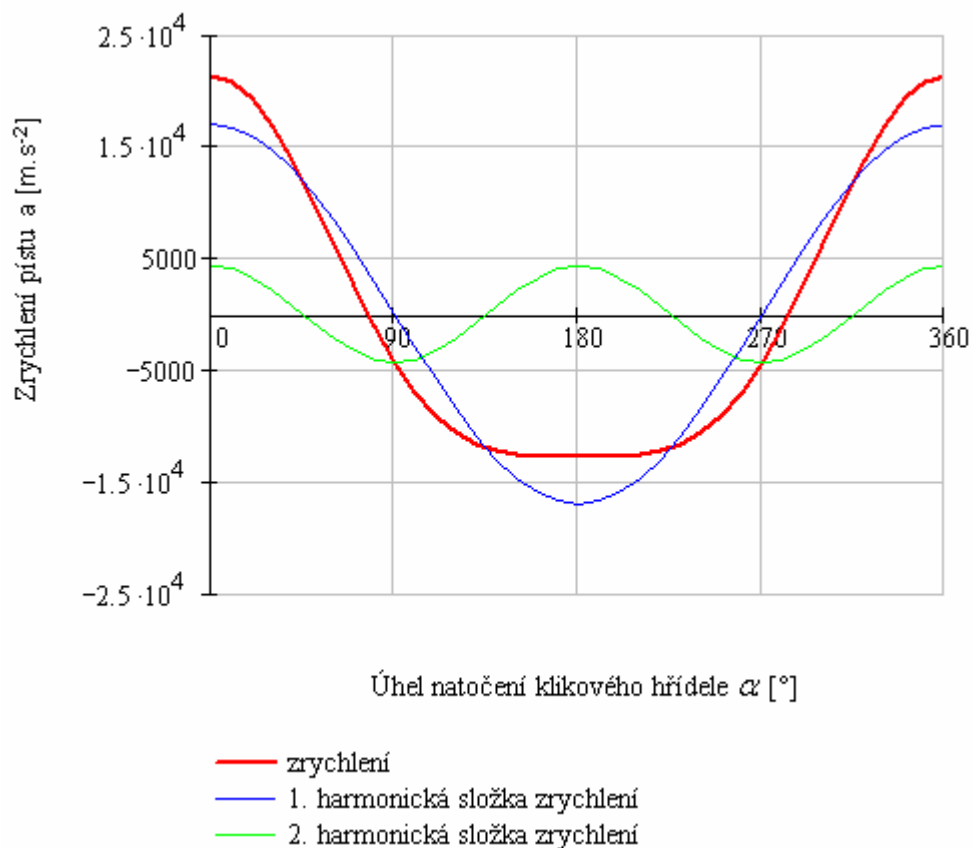
Derivací vztahu pro rychlost pístu dle času získám vztah pro výpočet zrychlení pístu.

$$a = r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2.11)$$

Harmonické složky 1. a 2. řádu

$$a_1 = r \cdot \omega^2 \cos \alpha \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2.12)$$

$$a_2 = r \cdot \omega^2 \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (2.13)$$



Graf 3 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.4 Společný graf výsledné dráhy, rychlosti a zrychlení pístu

S cílem dosáhnout přehlednost grafu byly měřítka os jednotlivých veličin (dráha, rychlost, zrychlení) upraveny.



Graf 4 Průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu během jedné otáčky klikového hřídele

3. p- α a p-V diagramy pracovního oběhu motoru

3.1 p- α diagram pracovního oběhu motoru

Tento diagram charakterizuje průběh tlaku v pracovním prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele. Data pro sestavení indikátorového diagramu, odpovídající navrhovanému motoru, byly dodány ve formě souboru *p_alfa_diagram.txt*.



Graf 5 p- α diagram pracovního oběhu motoru

Maximální tlak v pracovním prostoru je dosažen při natočení klikového hřídele o 14 ° za horní úvratí a dosahuje hodnoty 4,59 MPa.

3.2 p-V diagram pracovního oběhu motoru

Pro sestavení p-V diagramu je nutné určit okamžitý objem spalovacího prostoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Výsledný graf vychází z dat indikátorového diagramu vztažených k tomuto okamžitému objemu.

Plocha pístu

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{cm}^2] \quad (3.1)$$

$$S_p = 17,349 \quad [\text{cm}^2] \quad (3.2)$$

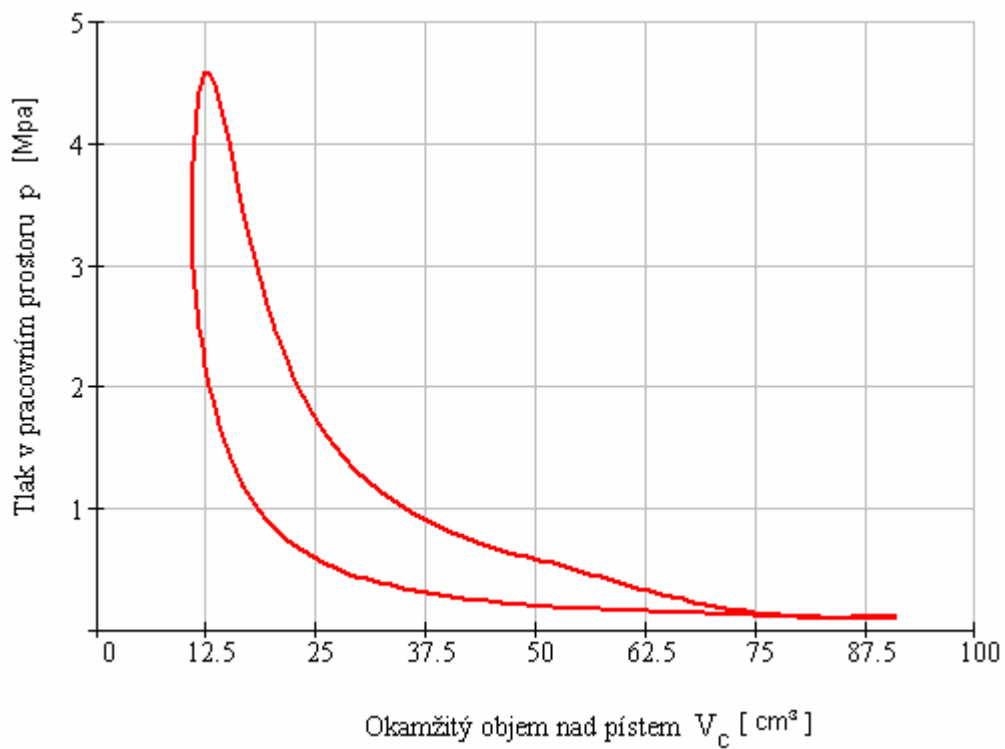
Kompresní objem

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad [\text{cm}^3] \quad (3.3)$$

$$V_k = 10,81 \quad [\text{cm}^3] \quad (3.4)$$

Okamžitý objem

$$V_c = V_k + S_p \cdot s \quad [\text{cm}^3] \quad (3.5)$$



Graf 6 p-V diagram pracovního oběhu motoru

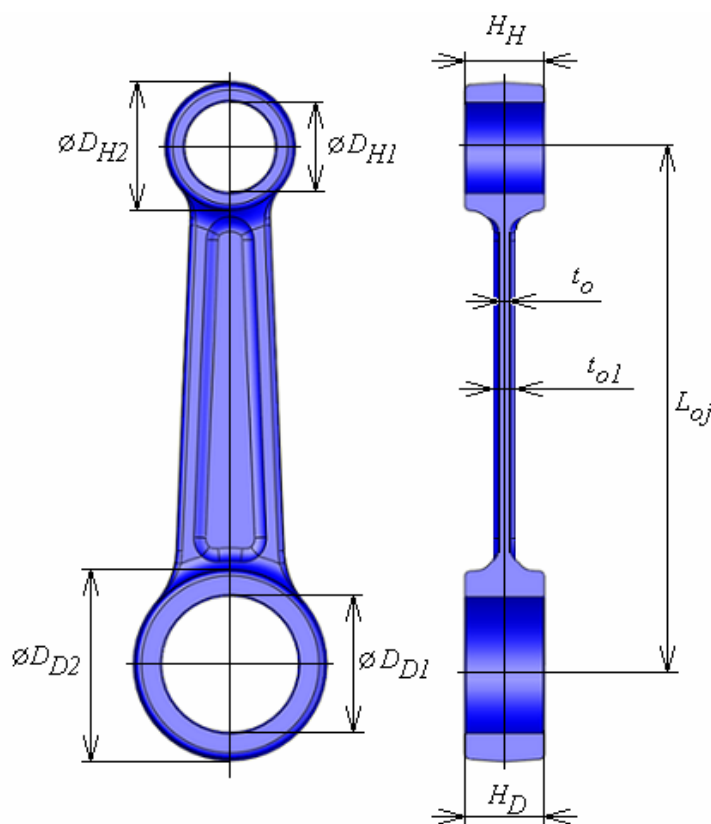
4. Návrh rozměrů prvků klikového mechanismu

Tvorba virtuálních 3D modelů všech prvků umožní zjistit potřebné charakteristiky o jednotlivých prvcích klikového mechanismu. Jedná se převážně o hmotnost, ale v případě ojnice i o další důležité parametry jako je poloha těžiště, moment setrvačnosti a jiné. Tyto modely také umožnily upřesnit jak detaily jednotlivých součástí, tak i jejich funkčnost v celé sestavě. Jednotlivé součásti byly několikrát upravovány, proto se dále budu zabývat pouze konečnými verzemi.

Pro tvorbu virtuálních 3D modelů byly zvoleny programy SolidWorks a ProEngineer. Druhý zmíněný hlavně pro svou schopnost připravit model pro jeho další zpracování ve výpočtovém programu ANSYS, který bude použit pro pevnostní výpočet ojnice.

4.1 Návrh rozměrů ojnice

Ojnice zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovým hřídelem motoru. Ojnice je namáhána časově proměnnými silovými účinky, proto její materiál podléhá únavě. Z důvodu snížení tohoto únavového namáhání se snažím navrhnout ojnici s plynulými přechody zejména v oblasti přechodu mezi okem a dřikem ojnice, kde se předpokládá největší namáhání ojnice. Také kvalita povrchu ojnice má vliv na únavové namáhání.



Obr. 10 Základní rozměry ojnice dvoudobého motoru

Hlavní rozměry ojnice jsem volil dle doporučených hodnot [6]. Přesná délka ojnice l_{oj} byla určena také s ohledem na podmínku viz. 1.22.

PARAMETR	HODNOTA [mm]
l_{oj}	91
$\varnothing D_{H1}$	16
$\varnothing D_{H2}$	23
$\varnothing D_{D1}$	24
$\varnothing D_{D2}$	34
H_H	14
H_D	14
t_{o1}	4
t_o	2

Tab. 6 Hodnoty základních parametrů ojnice

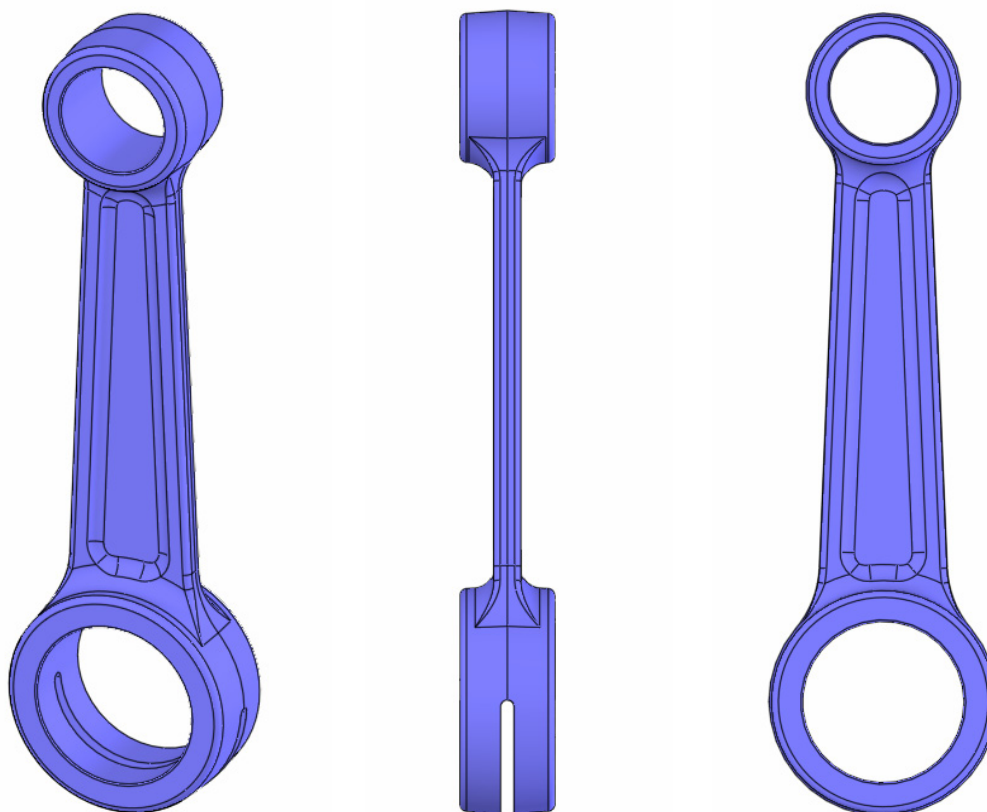
Spodní oko ojnice jsem zvolil nedělené. Tato konstrukční varianta je charakteristická pro většinu dvoudobých motorů. Tomu ovšem musí odpovídat použití skládaného klikového hřídele. Horní a dolní oko ojnice bude tvořit přímo vnější kroužek jehlového ložiska. Proto musí být zvolen odpovídající materiál, jenž umožňuje patřičné tepelné zpracování. Vnitřní povrch oka bývá cementován, kalen a broušen.

Boční plochy spodního oka spolu s vloženými vymešovými podložkami zajišťují axiální vedení ojnice na klikovém hřídeli. Toto provedení si vyžaduje použití mazací drážky zabezpečující průnik olejových kapiček rozptýlených ve směsi palivových par a vzduchu do prostoru ložiska. Z výše uvedeného vyplývá, že jsem si zvolil variantu ztrátového mazání olejem v palivu. Tímto způsobem je umožněno dostatečné mazání navrhovaného motoru.

Při návrhu dřívku ojnice se snažím o co nejtenčí provedení z důvodu zmenšení vzdálenosti mezi rameny klikového hřídele. Tato vzdálenost určuje velikost parazitního objemu, který snižuje účinnost spodní komprese. Dřív ojnice je vzhledem k požadavku na co nejnižší hmotnost odlehčen.

Hmotnost ojnice

$$m_{oj} = 0.091 \quad [\text{kg}] \quad (4.1)$$



Obr. 11 Virtuální 3D model ojnice

Model ojnice byl vytvořen v CAD systému, což umožní získat potřebné charakteristiky ojnice pro další výpočty jako jsou hmotnost, poloha těžiště, moment setrvačnosti a mnohé další. Je třeba také zmínit, že model byl několikrát upravován dle výsledků pevnostních výpočtů či výpočtu pomocí MKP. Výsledný model ojnice již splňuje všechny požadavky.

4.2 Návrh rozměrů prvků pístní skupiny

Do pístní skupiny jsou zahrnuty: ojnicí jehlové ložisko, píst, pístní čep, pístní kroužek a také pojistné kroužky.

4.2.1 Ojnicí ložisko

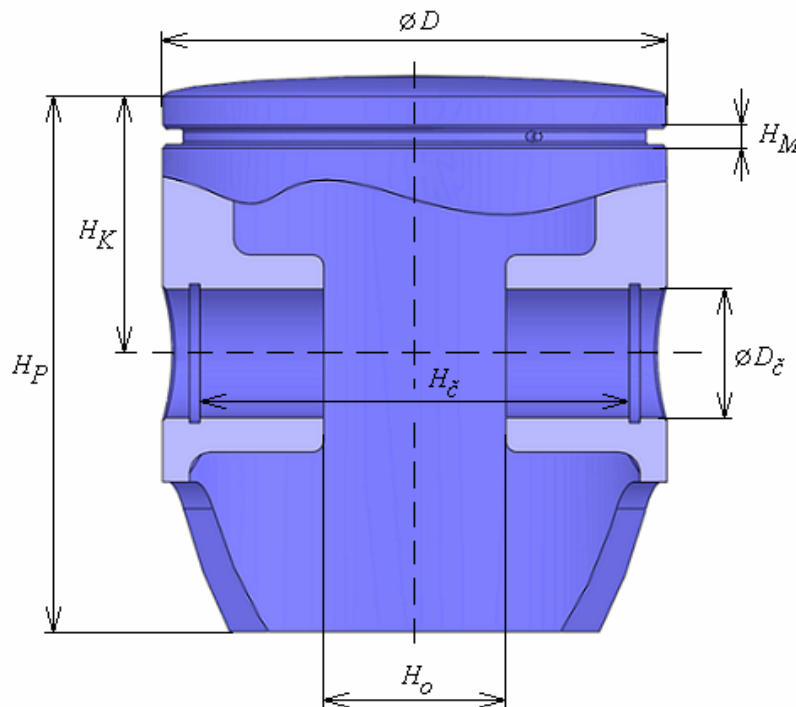
Ojnicí ložisko je namáháno silovými účinky, odstředivými silami či teplem. Tyto účinky jsou časově proměnné a způsobují únavové namáhání ložiska.

Hmotnost ojnicního ložiska

$$m_{loz} = 0,0057 \quad [\text{kg}] \quad (4.2)$$

4.2.2 Píst

Píst se vyznačuje mírně vypouklým tvarem dna pístu, který pomáhá při vratném výplachu usměrnit proud čerstvé náplně a odcházejících výfukových plynů. Zvolil jsem jeden těsnicí kroužek. Ten je proti pootočení pojištěn v místě zámku pomocí kolíku. Toto řešení brání otočení zámku pístního kroužku do prostoru oken válce a následnému poškození tohoto kroužku, pístu a válce motoru. Tvarové vybrání ve spodní části pláště pístu umožňuje konstrukci kratších přepouštěcích kanálů.

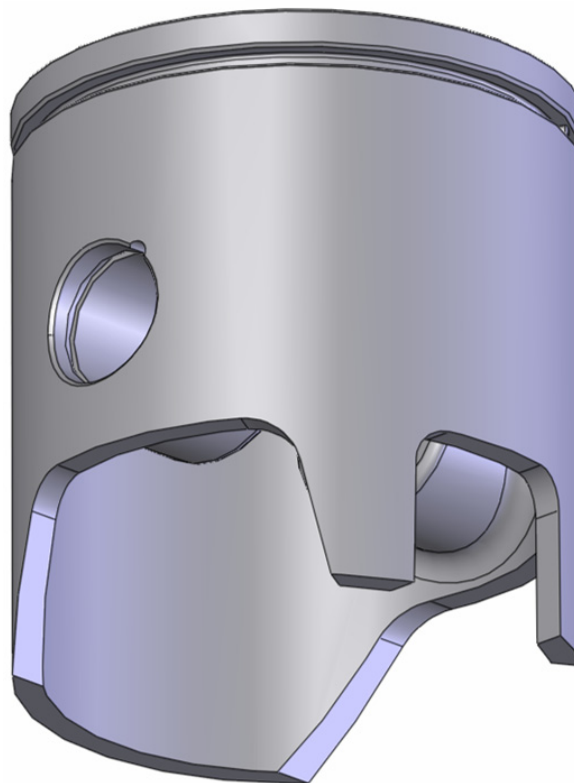


Obr. 12 Základní rozměry pístu dvoudobého motoru

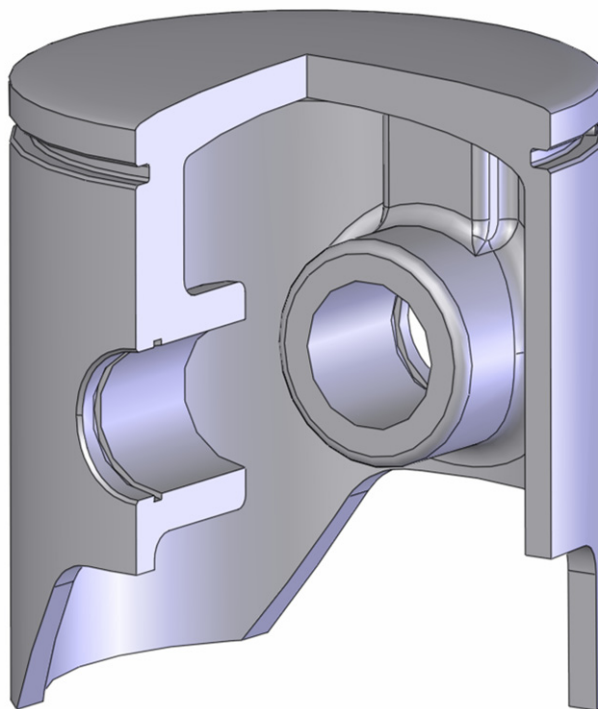
Hlavní rozměry pístu jsem volil dle doporučených hodnot [6].

PARAMETR	HODNOTA [mm]
H_P	50
H_k	24
H_o	17
H_{ξ}	40
H_M	3
D_{ξ}	12

Tab. 7 Hodnoty základních parametrů pístu



Obr. 13 Virtuální 3D model pístu



Obr. 14 Řez virtuálním 3D modelem pístu

Hmotnost pístu

$$m_{\text{pístu}} = 0,0664 \quad [\text{kg}] \quad (4.3)$$

4.2.3 Pístní čep

Pístní čep zabezpečuje přenos silových účinků mezi pístem a ojnicí. Je namáhán časově proměnnými silovými účinky od tlaku plynů a setrvačných hmotností pístu, pístních kroužků a jehlového ložiska. Pístní čep je namáhán únavově. Zvolil jsem řešení “plovoucího” čepu což znamená, že je volně, otočně uložen v nálitcích v pístu. Toto řešení ovšem vyžaduje jeho axiální pojištění.

Povrch válcové části pístního čepu je pro zvolenou koncepci cementován a kalen, poté broušen, lapován a leštěn a to i na bocích pístního čepu, kde bude v kontaktu s pojistnými kroužky. Jako materiál je zvolena cementační ocel.

Hmotnost pístního čepu

$$m_{\text{čepu}} = 0,0214 \quad [\text{kg}] \quad (4.4)$$

4.2.4 Pístní kroužek

Pro svou konstrukci jsem zvolil jeden pístní kroužek těsnící. Zabezpečuje utěsnění spalovacího prostoru a také odvod tepla z pístu do stěn válce. Pístní kroužek zapadá svým zámkem na kolík, čímž je zabráněno pootáčení pístního kroužku v drážce pístu. U dvoudobého motoru je to velmi důležité, protože tím zabráníme konci kroužku natočit se do míst, kde by se při pohybu pístu mohl dostat do oken ve válci motoru a způsobit tak ulomení pístního kroužku či následné poškození pístu a válce motoru.

Hmotnost pístního kroužku

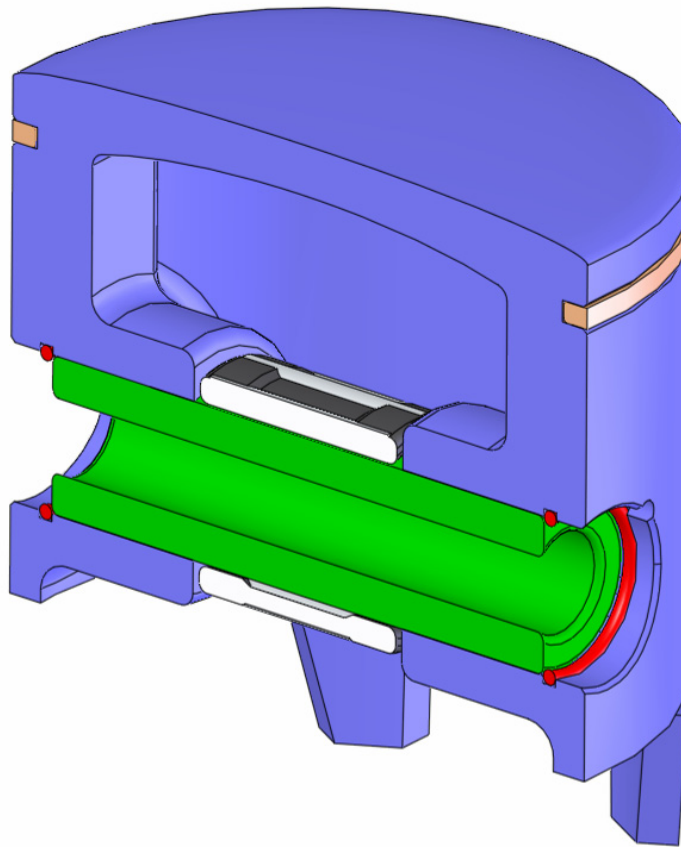
$$m_{\text{krouz}} = 0,0033 \quad [\text{kg}] \quad (4.5)$$

4.2.5 Pojistný kroužek

Pro zajištění axiálního vedení pístního čepu jsem zvolil dva pojistné drátěné kroužky. Pro tento typ kroužků musí být v nálitku pro pístní čep vytvořena vybírací drážka, umožňující demontáž kroužku. Axiální vedení pístního čepu je nutné, aby nedocházelo ke kontaktu pístního čepu a válce motoru, způsobilo by to nadměrný ohřev čepu vlivem tření a píst z hliníkové slitiny by se v místě nálitku pro pístní čep roztavil.

Hmotnost pojistného kroužku

$$m_{\text{poj}} = 0,0002 \quad [\text{kg}] \quad (4.6)$$



Obr. 15 Řez virtuálním 3D modelem pístní skupiny

Pro pozdější výpočet zatížení ojnice je nutné určit celkovou hmotnost pístní skupiny, tedy pístu, pístního kroužku, pístního čepu, jehlového ložiska a pojistných kroužků.

$$m_{pskup} = m_{pistu} + m_{krouz} + m_{čepu} + m_{loz} + 2 \cdot m_{poj} \quad [\text{kg}] \quad (4.7)$$

$$m_{pskup} = 0,0972 \quad [\text{kg}] \quad (4.8)$$

5. Redukce ojnice do hmotných bodů

Ojnice koná pohyb složený. Proto je výhodné, pro usnadnění výpočtů, ojnici rozdělit na části (hmoty) ojnice konající pouze pohyb rotační nebo pohyb posuvný. Při této redukci využijí výhody virtuálního 3D modelu, který umožní zjistit potřebné vstupní parametry. Jedná se především o hmotnost ojnice, geometrickou polohu těžiště či určení momentu setrvačnosti k těžišti ojnice. Aby redukce co nejlépe odpovídala skutečné ojnici musí model splňovat následující základní rovnice.

Základní rovnice

1. Součet hmotností bodů redukované soustavy musí být roven hmotnosti původní ojnice:

$$m_{oj} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (5.1)$$

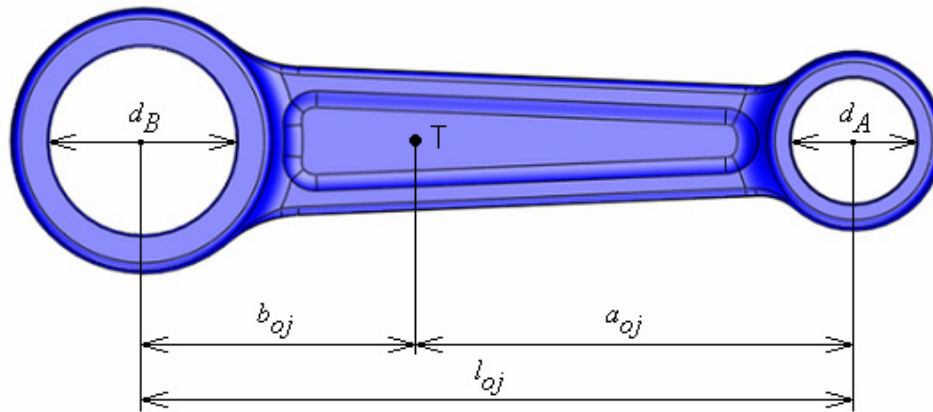
2. Redukovaná soustava hmotných bodů musí mít stejnou polohu těžiště jako původní ojnice:

$$m_1 \cdot a_{oj} = m_2 \cdot b_{oj} \quad (5.2)$$

3. Redukovaná soustava hmotných bodů musí mít stejný moment setrvačnosti k ose těžiště jako původní ojnice:

$$J_T = m_1 \cdot a_{oj}^2 + m_2 \cdot b_{oj}^2 \quad (5.3)$$

Parametry ojnice



Obr. 16 Parametry ojnice pro redukci

Délka ojnice $l_{oj} = 91$ [mm] (5.4)

Průměr horního oka ojnice $d_A = 16$ [mm] (5.5)

Průměr dolního oka ojnice $d_B = 24$ [mm] (5.6)

Hmotnost ojnice $m_{oj} = 0.091$ [kg] (5.7)

Moment setrvačnosti k těžišti $J_T = 144.16$ [kg·mm²] (5.8)

Vzdálenost středu horního oka od těžiště $a_{oj} = 55.82$ [mm] (5.9)

Vzdálenost středu dolního oka od těžiště $b_{oj} = 35.18$ [mm] (5.10)

5.1 Redukce ojnice do 3 hmotných bodů

Z rovnic (5.1), (5.2) a (5.3) si odvodím vztahy pro výpočet redukovaných hmotností ojnice. Tři hmotné body se nacházejí postupně ve středu horního oka, ve středu dolního oka a v těžišti ojnice viz obr. 17.

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice

$$m_1 = \frac{J_T}{a_{oj} \cdot (a_{oj} + b_{oj})} \quad [\text{Kg}] \quad (5.11)$$

$$m_1 = 0,0284 \quad [\text{Kg}] \quad (5.12)$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice

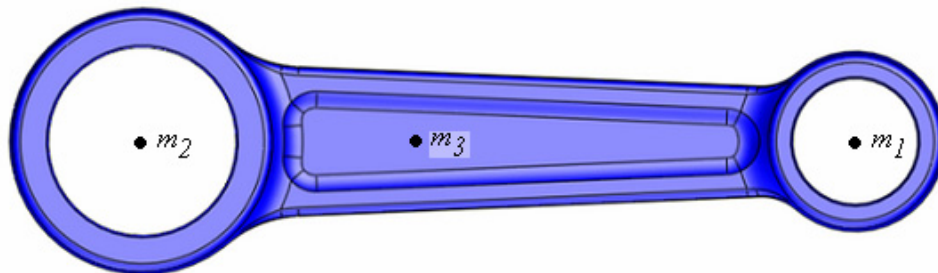
$$m_2 = m_I \cdot \frac{a_{oj}}{b_{oj}} \quad [\text{Kg}] \quad (5.13)$$

$$m_2 = 0,0450 \quad [\text{Kg}] \quad (5.14)$$

Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice

$$m_3 = m_{oj} - m_1 - m_2 \quad [\text{Kg}] \quad (5.15)$$

$$m_3 = 0,0176 \quad [\text{Kg}] \quad (5.16)$$



Obr. 17 Rozložení hmotností ojnice po redukci do tří hmotných bodů

5.2 Přepočet 3- bodové redukce ojnice na redukci 2- bodovou

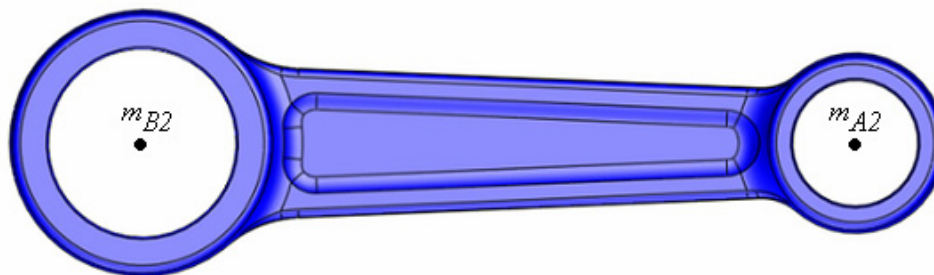
Při přepočtu 3-bodové náhrady ojnice na 2-bodovou se hmotnost m_3 rozdělí v nepřímém poměru délek k hmotnostem m_1 a m_2 .

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice

$$m_{A2} = m_1 + m_3 \cdot \frac{b_{oj}}{l_{oj}} \quad [\text{Kg}] \quad (5.17)$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice

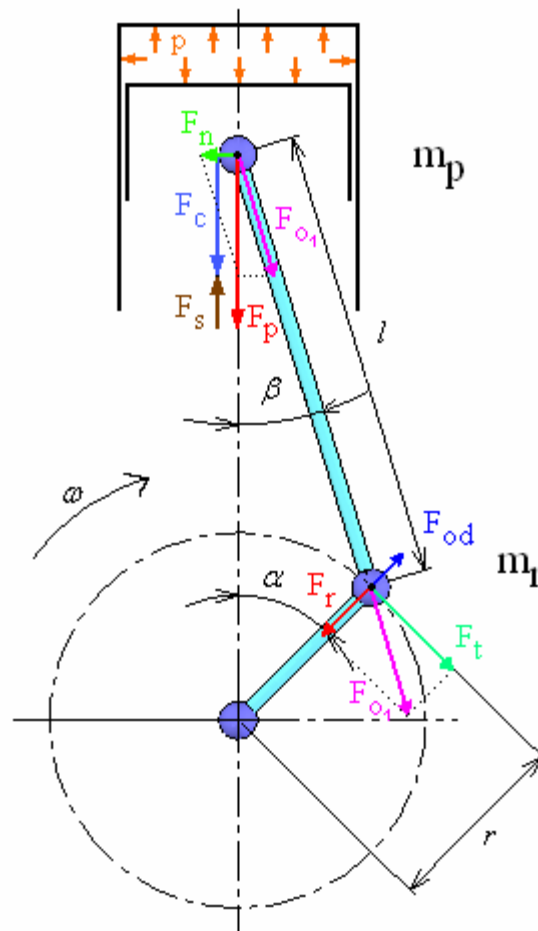
$$m_{B2} = m_2 + m_3 \cdot \frac{a_{oj}}{l_{oj}} \quad [\text{Kg}] \quad (5.18)$$



Obr. 18 Rozložení hmotností ojnice po redukci do dvou hmotných bodů

Nyní je hmotnost ojnice redukována na dva hmotné body m_{A2} a m_{B2} viz obr. 18, což usnadní výpočet sil působících v klikovém mechanismu.

6. Síly působící v klikovém mechanismu



Obr. 19 Síly působící v klikovém mechanismu

Z obr. 19 je patrné, že soustava klikového mechanismu je nyní redukována do dvou bodů m_p a m_r , kde m_p reprezentuje hmotnost všech částí konajících posuvný pohyb a m_r hmotnost částí konajících pohyb rotační.

Hmotnost m_p zahrnuje hmotnost pístu, pístního kroužku, pojistných kroužků, pístního čepu, jehlového ložiska a také redukovanou hmotnost posuvných částí ojnice.

Redukovaná hmotnost zalomení klikového hřídele a redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice je reprezentována hmotností m_r .

Velikosti zátěžných sil jsou počítány pro návrhové otáčky klikového mechanismu.

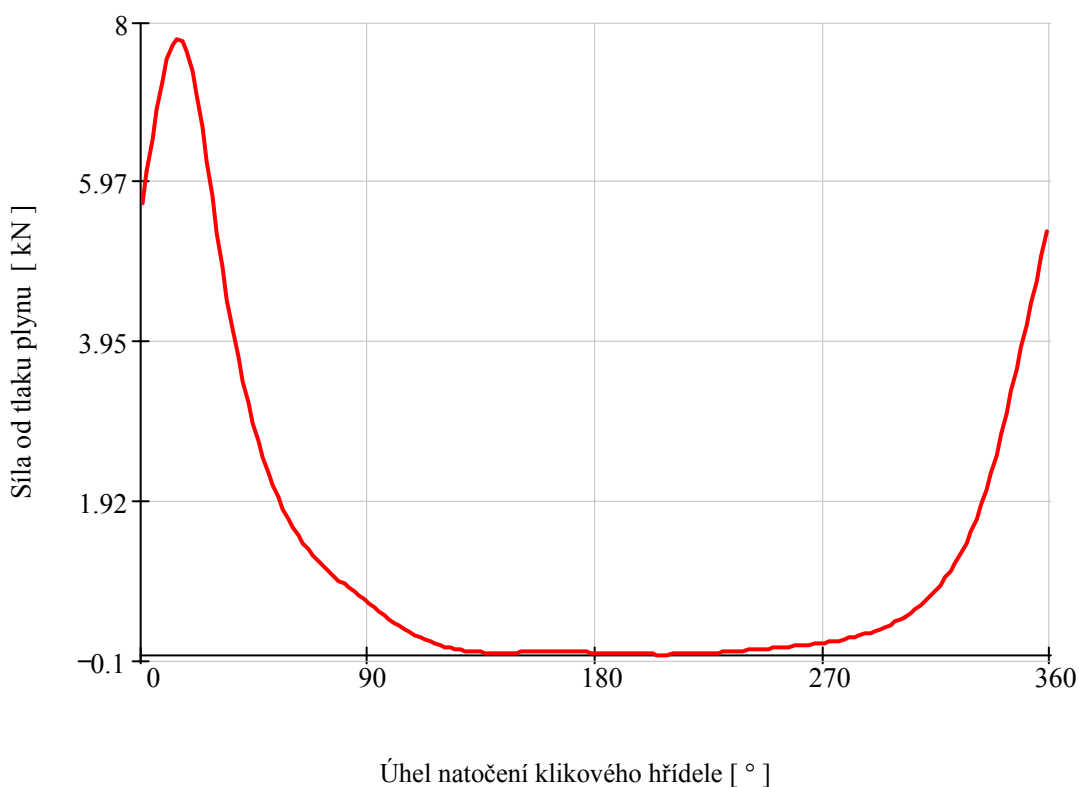
6.1 Síly působící ve směru osy válce

6.1.1 Síla od tlaku plynů, primární, vnitřní

Síla od tlaku plynů je stanovena jako rozdíl mezi tlakem nad pístem a tlakem pod pístem, tedy v klikové skříni motoru. Průběh tlaku v klikové skříni ovšem nemám k dispozici, proto budu jeho hodnotu považovat za rovnou atmosférickému tlaku.

$$P_{atm} = 0,1 \quad [\text{MPa}] \quad (6.1)$$

$$F_p = (p - P_{atm}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{kN}] \quad (6.2)$$

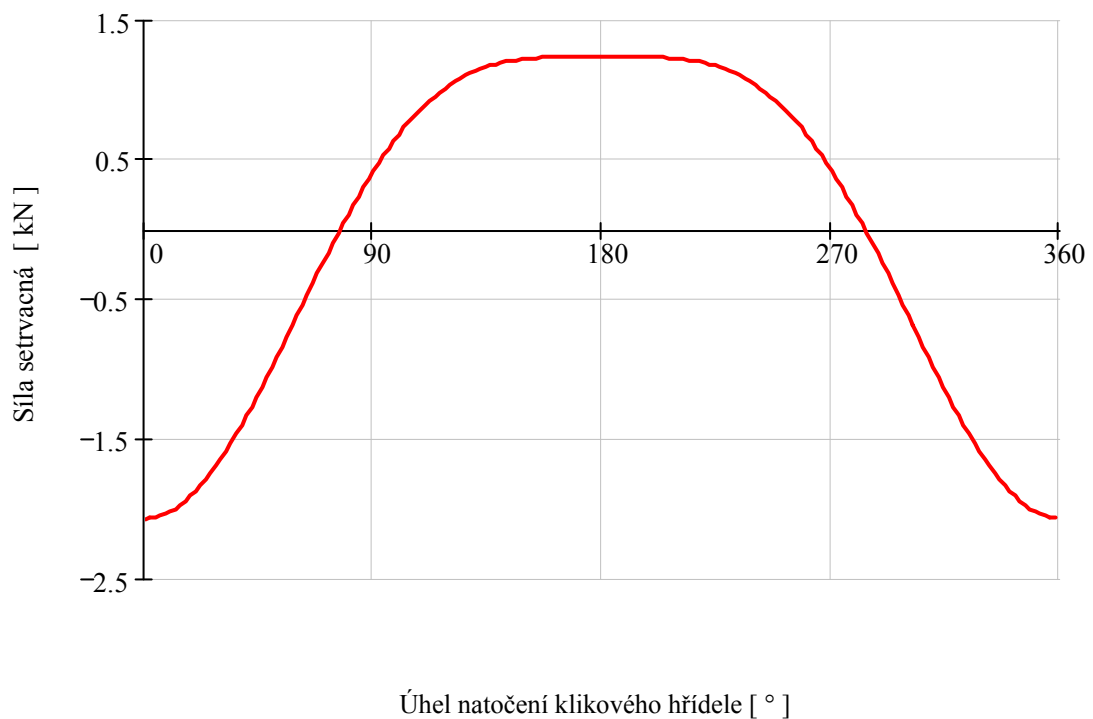


Graf 7 Závislost síly od tlaku plynů na úhlu natočení klikového hřídele

6.1.2 Síla setrvačná, sekundární, vnější

Tato síla působí proti síle od tlaku plynů a je způsobená zrychlením hmoty pístní skupiny.

$$F_s = -m_{pskup} \cdot a \quad [\text{kN}] \quad (6.3)$$

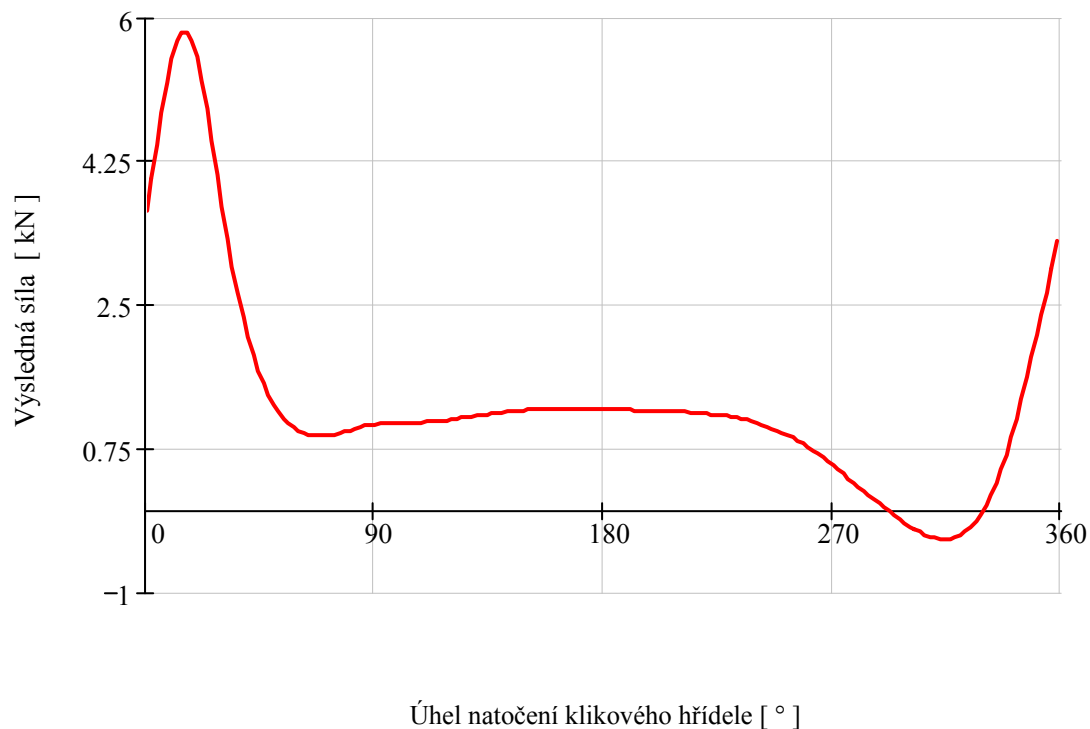


Graf 8 Závislost síly setrvačné na úhlu natočení klikového hřídele

6.1.3 Výsledná síla působící ve směru osy válce

Výsledná síla je získána jako součet síly od tlaku plynů a síly setrvačné. Tato síla působí ve směru osy válce motoru.

$$F_{\text{část}} = F_p + F_s \quad [\text{kN}] \quad (6.4)$$



Graf 9 Závislost výsledné síly působící v ose válce na úhlu natočení klikového hřídele

Celková síla působící ve směru osy válce nabývá maximální hodnoty 5,83 kN.

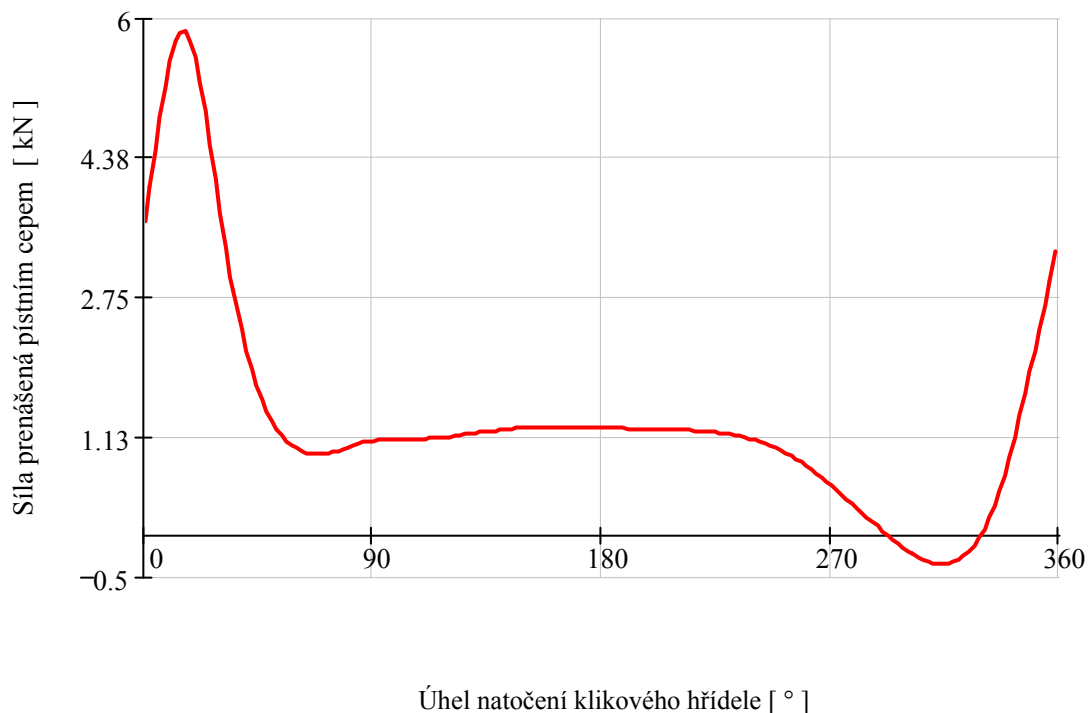
6.2 Síla přenášená pístním čepem

Pro určení této síly je třeba ještě určit závislost úhlu odklonu ojnice β na úhlu natočení klikového hřídele α .

$$\beta = \text{asin}(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad [^\circ] \quad (6.5)$$

SÍLA PŘENÁŠENÁ PÍSTNÍM ČEPEM

$$F_{\text{očást1}} = \frac{F_{\text{cčást}}}{\cos \beta} \quad [\text{kN}] \quad (6.6)$$



Graf 10 Závislost síly přenášené pístním čepem na úhlu natočení klikového hřídele

Síla přenášená pístním čepem nabývá maximální hodnoty 5,84 kN.

6.3 Boční síla na píst

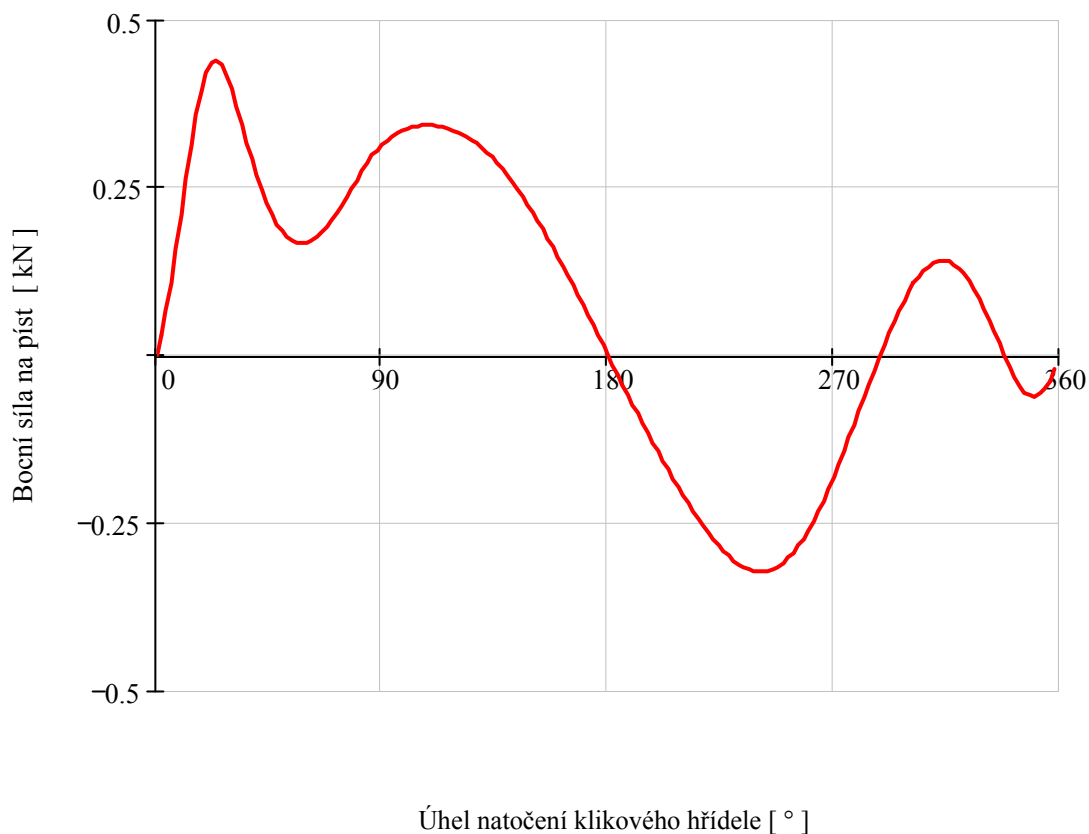
Pro výpočet boční síly na píst (normálové síly) je nutno zvětšit uvažovanou hmotnost m_{pskup} o příspěvek redukované hmotnosti posuvných částí ojnice m_{A2} .

$$F_{scelk} = -(m_{pskup} + m_{A2}) \cdot a \quad [\text{kN}] \quad (6.7)$$

$$F_c = F_p + F_{scelk} \quad [\text{kN}] \quad (6.8)$$

BOČNÍ SÍLA NA PÍST

$$F_n = F_c \cdot \tan \beta \quad [\text{kN}] \quad (6.9)$$



Graf 11 Závislost boční síly na píst na úhlu natočení klikového hřídele

Boční síla na píst nabývá maximální hodnoty 0,44 kN.
Minimální hodnota dosahuje -0,32 kN.

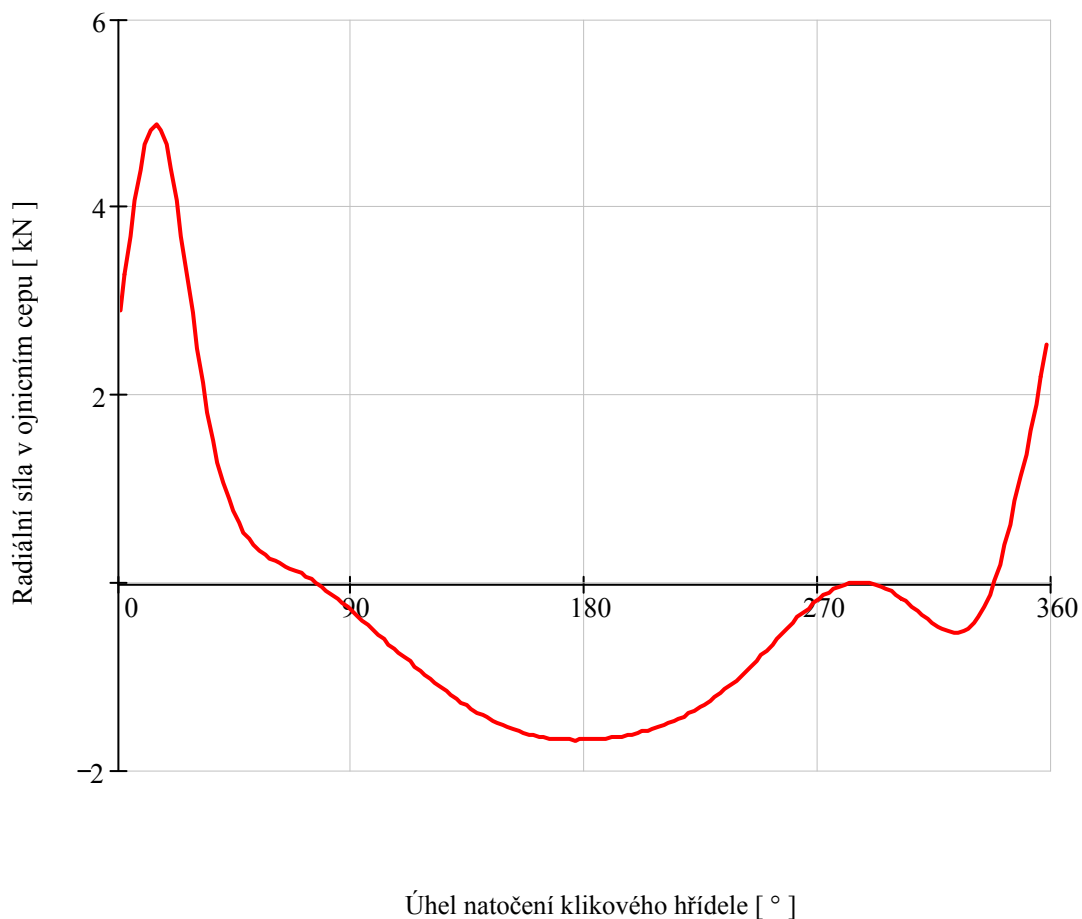
6.4 Radiální síla v ojnicím čepu

OJNIČNÍ SÍLA

$$F_{oI} = \frac{F_c}{\cos\beta} \quad [\text{kN}] \quad (6.10)$$

Průmět ojnicí síly do radiálního směru

$$F_r = F_{oI} \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad [\text{kN}] \quad (6.11)$$



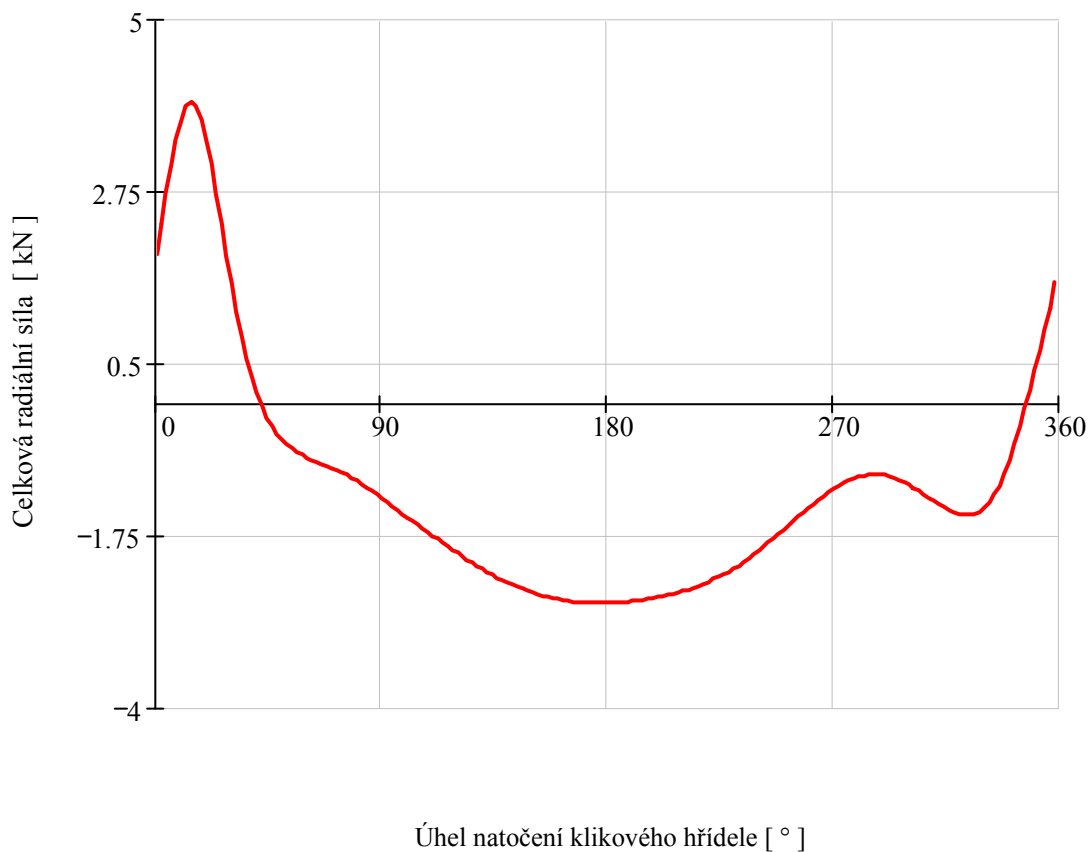
Graf 12 Závislost radiální síly v ojnicím čepu na úhlu natočení klikového hřídele

Odstředivá síla rotační části ojnice

$$F_{od} = \omega^2 \cdot r \cdot m_{B2} \quad [\text{kN}] \quad (6.12)$$

Celková radiální síla

$$F_R = F_r - F_{od} \quad [\text{kN}] \quad (6.13)$$



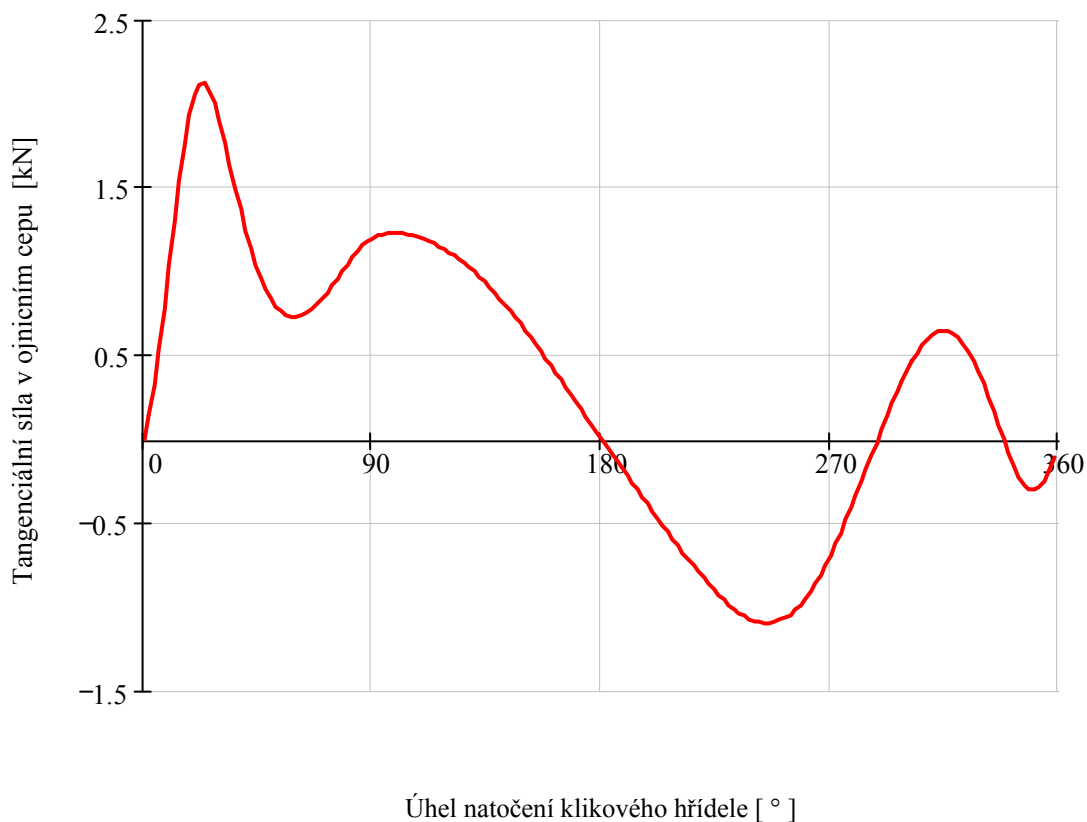
Graf 13 Závislost celkové radiální síly v ojničím čepu na úhlu natočení klikového hřídele

Celková radiální síla v ojničím čepu nabývá maximální hodnoty 3,93 kN. Minimální hodnota dosahuje -2,63 kN.

6.5 Tangenciální síla v ojnicím čepu

Tangenciální síla je složka síly ve směru kolmém k rameni kliky. Tato síla způsobuje kroučící moment motoru.

$$F_t = F_{oI} \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad [\text{kN}] \quad (6.14)$$

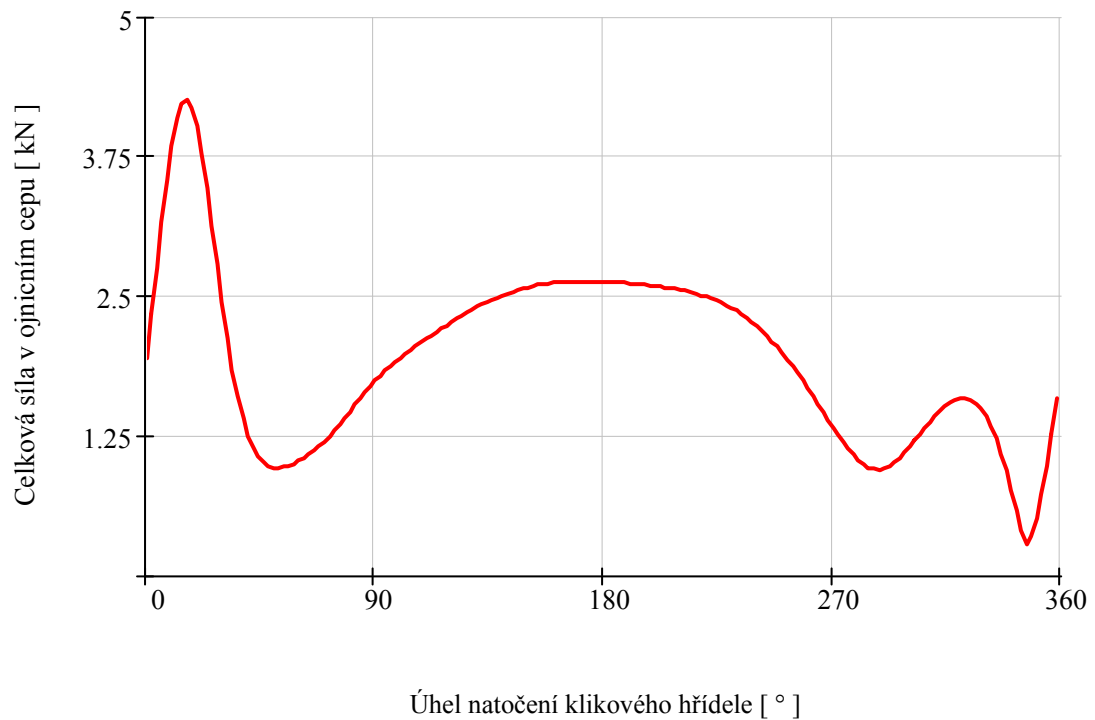


Graf 14 Závislost tangenciální síly v ojnicím čepu na úhlu natočení klikového hřídele

Tangenciální síla v ojnicím čepu nabývá maximální hodnoty 2,12 kN.
Minimální hodnota dosahuje -1,09 kN

6.6 Celková síla v ojnicím čepu

$$F_{oc} = \sqrt{F_R^2 + F_t^2} \quad [\text{kN}] \quad (6.15)$$



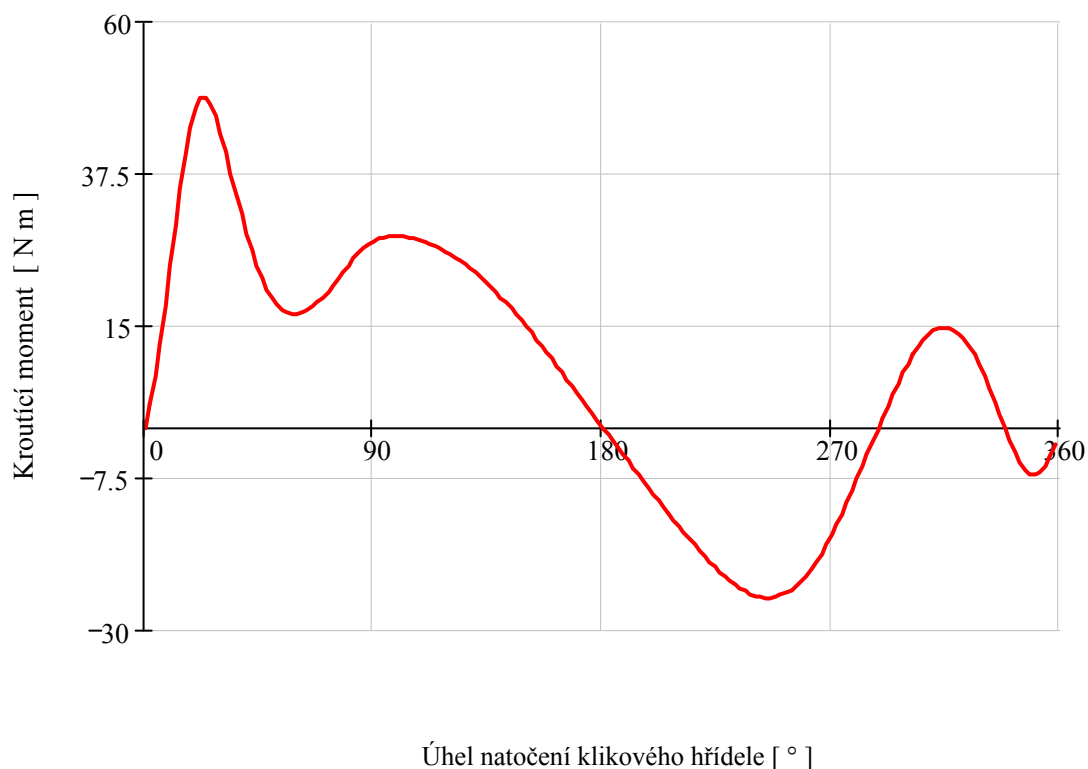
Graf 15 Závislost celkové síly v ojnicím čepu na úhlu natočení klikového hřídele

Celková síla v ojnicím čepu nabývá maximální hodnoty 4,26 kN.

6.7 Průběh krouticího momentu

Krouticí moment motoru je dán silou F_t , která působí na rameni kliky r .

$$M_k = F_t \cdot r \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (6.16)$$



Graf 16 Závislost krouticího momentu na úhlu natočení klikového hřídele

Maximální hodnota krouticího momentu během jedné otáčky klikového hřídele dosahuje hodnoty 48,9 N·m, střední indikovaný moment pak je 3,8 N·m.

7. Kontrolní pevnostní výpočet ojnice

Kontrolní pevnostní výpočet ojnice zahrnuje kontrolu horního a dolního oka ojnice a také kontrolu dříku. Tento výpočet použiji zejména pro kontrolu a případnou úpravu základních rozměrů navržené ojnice, tak aby splňovala všechny pevnostní kontroly.

Dále jsou uvedeny pouze výsledné hodnoty hlavních výpočtů. Dílčí vztahy a postup výpočtu namáhání ojnice je obsažen v příloze 1.

7.1 Volba a vlastnosti materiálu ojnice

Ojnice je namáhána střídavými silami, proto její materiál podléhá únavě. Horní a dolní oko ojnice bude tvořit přímo vnější kroužek jehlového ložiska. Proto musí být zvolen odpovídající materiál jenž umožňuje patřičné tepelné zpracování. Vnitřní povrch oka bývá cementován, kalen a broušen. Musí splňovat požadavky na ložiskový kroužek. Materiál ojnice jsem zvolil ocel ČSN 14 240.

Vlastnosti materiálu zjištěny dle zdroje [7].

Materiál ojnice ČSN 14 240

Mez pevnosti $\sigma_{pt} = 700$ [MPa] (7.1)

$\Psi_{ojnice} = 0.1$ [-] (7.2)

Mez kluzu $\sigma_k = 480$ [MPa] (7.3)

Mez únavy $\sigma_{CO_ojnice} = 300$ [MPa] (7.4)

Ojnice je namáhána setrvačnými silami posuvných hmot v horní úvrati pístu na tah, v dolní úvrati pak na tlak. V horní úvrati je expandujícím plynem namáhána na tlak a dřík ojnice na ohyb dostředivým zrychlením, které působí na jeho vlastní hmotu. Protože u dvoudobých motorů v každé horní úvrati působí na píst tlak plynů, bude ojnice během provozu nejvíce namáhána tlakovým napětím a ohybem.

7.2 Pevnostní kontrola horního oka ojnice

Pro výpočet je nutno si určit potřebné rozměry viz obr. 20 a obr.21.

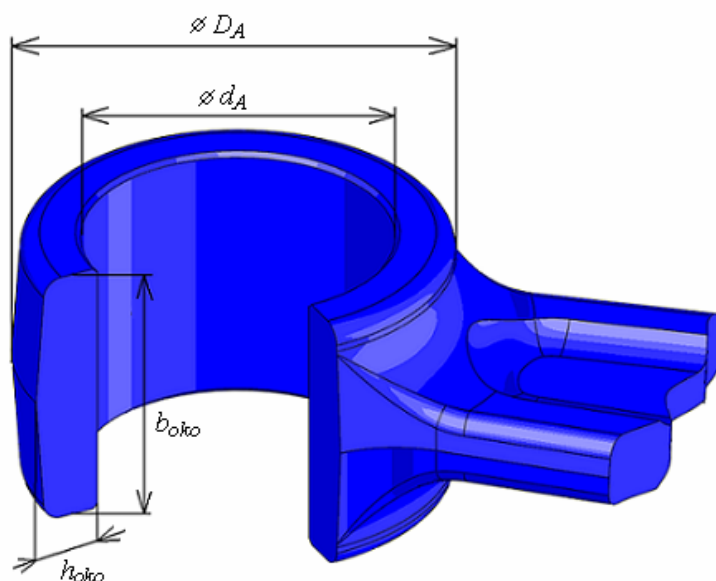
$$\text{Vnitřní průměr horního oka ojnice} \quad d_A = 16 \quad [\text{mm}] \quad (7.5)$$

$$\text{Vnější průměr horního oka ojnice} \quad D_A = 23 \quad [\text{mm}] \quad (7.6)$$

$$\text{Úhel zakotvení oka ojnice} \quad \Phi_z = 130 \quad [^\circ] \quad (7.7)$$

$$\text{Průřez ojnice} \quad b_{oko} = 14 \quad [\text{mm}] \quad (7.8)$$

$$h_{oko} = 3,5 \quad [\text{mm}] \quad (7.9)$$



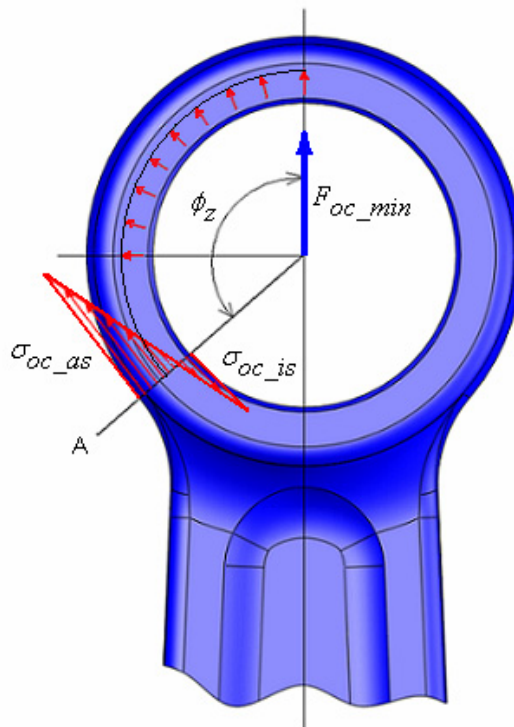
Obr. 20 Základní rozměry horního oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez A označený na obr. 21 a 22 přechodu oka ojnice do dřívku. Jeho namáhání je velmi složité a je vyvoláno zatížením od tlaku plynů působících při spalování na dno pístu a zatížením od setrvačných sil posuvných hmot pístní skupiny.

7.2.1 Namáhání horního oka ojnice tahovou silou

Maximální síla zatěžující průřez tahem

$$F_{oc_min} = 0.355 \quad [\text{kN}] \quad (7.10)$$



Obr. 21 Tahové namáhání horního oka ojnice

Normálové napětí ve vnějším vlákni

$$\sigma_{oc_as} = 11.4 \quad [\text{MPa}] \quad (7.11)$$

Normálové napětí ve vnitřním vlákni

$$\sigma_{oc_is} = -9.2 \quad [\text{MPa}] \quad (7.12)$$

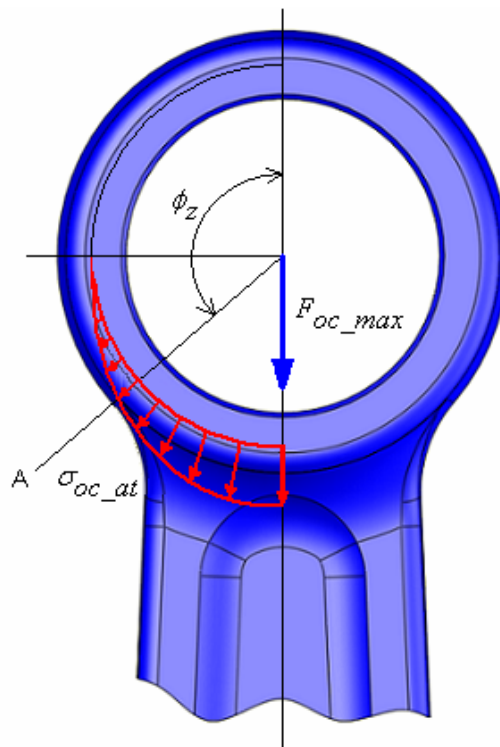
Ojnice je za provozu namáhána převážně tlakem, proto jsou hodnoty normálových napětí, způsobené tahem, velmi malé.

Dovolené napětí je 220 MPa. Normálová napětí tuto hodnotu nepřevyšují.

7.2.2 Namáhání horního oka ojnice tlakovou silou

Maximální tlaková síla zatěžující průřez

$$F_{oc_max} = -5.84 \quad [\text{kN}] \quad (7.13)$$



Obr. 22 Tlakové namáhání horního oka ojnice

Normálové napětí

$$\sigma_{oc_at} = 128.74 \quad [\text{MPa}] \quad (7.14)$$

Dovolené napětí je 220 MPa. Normálové napětí způsobené tlakovou silou tuto hodnotu nepřevyšuje.

7.2.3 Únavové namáhání horního oka ojnice

Parametry cyklu:

maximální napětí cyklu

$$\sigma_{max_HorniOko} = 128.74 \quad [\text{MPa}] \quad (7.15)$$

minimální napětí cyklu

$$\sigma_{min_HorniOko} = -9.21 \quad [\text{MPa}] \quad (7.16)$$

Cyklus má neharmonický průběh, jde o průběh periodický. Z hlediska únavového poškození však lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{m_HorniOko} = 59.76 \quad [\text{MPa}] \quad (7.17)$$

$$\sigma_{a_HorniOko} = 68.97 \quad [\text{MPa}] \quad (7.18)$$

Při stanovení míry bezpečnosti lze vycházet ze skutečnosti, že v místě přechodu z oka do dřívku ojnice není žádný vrub. Proto volím $K_{\sigma_HorniOko} = 1$ a rovněž součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_{\sigma_HorniOko} = 1$.

Míru bezpečnosti ovlivňuje tedy kvalita povrchu v místě přechodu z dřívku do oka ojnice vyjádřená součinitelem kvality povrchu η .

Součinitel kvality povrchu

$$\eta_{HorniOko} = 0.8 \quad [-] \quad (7.19)$$

Mez únavy ojnice

$$\sigma_{CO_HorniOko} = \sigma_{CO_ojnice} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma_HorniOko} \cdot \eta_{HorniOko}}{K_{\sigma_HorniOko}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.20)$$

Hodnota bezpečnosti pro horní oko ojnice (uvažují prosté zatěžování)

$$k_{\sigma 1_HorniOko} = \frac{\sigma_{CO_HorniOko}}{\frac{\sigma_{CO_HorniOko}}{\sigma_{CO_ojnice}} \cdot \psi_{ojnice} \cdot \sigma_{m_HorniOko} + \sigma_{a_HorniOko}} \quad (7.21)$$

$$k_{\sigma 1_HorniOko} = 3.25 \quad [-] \quad (7.22)$$

$$k_{\sigma 2_HorniOko} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{m_HorniOko} + \sigma_{a_HorniOko}} \quad (7.23)$$

$$k_{\sigma 2_HorniOko} = 3.73 \quad [-] \quad (7.24)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti

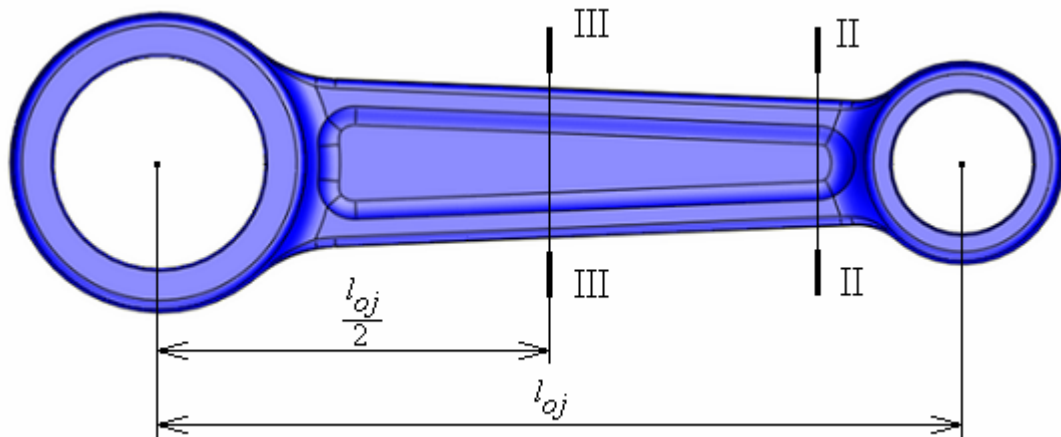
$$k_{\sigma_HorniOko} = \min(k_{\sigma 1_HorniOko}, k_{\sigma 2_HorniOko}) \quad (7.25)$$

$$k_{\sigma_HorniOko} = 3.25 \quad [-] \quad (7.26)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti $k_{\sigma_HorniOko}$ je v rozmezí 2,5 až 5. Tato podmínka je splněna.

7.3 Pevnostní kontrola dříku ojnice

Pevnostní kontrolu dříku ojnice provedu ve dvou různých průřezech ojnice a to v minimálním průřezu II - II a ve středním průřezu III - III viz obr. 23.



Obr. 23 Průřezy pro pevnostní kontrolu dříku ojnice

7.3.1 Kontrola minimálního průřezu dříku ojnice II - II

Jedná se o průřez dříku, který má nejmenší plochu. Tento průřez je namáhán výslednicí sil od tlaku plynů, která je zmenšená o setrvačné síly pístní skupiny a části ojnice nad průřezem II.

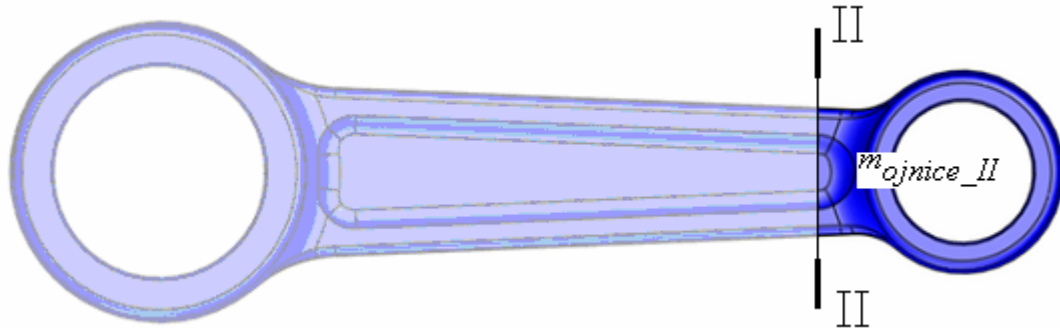
Opět využiji výhody virtuálního 3D modelu ke zjištění potřebných veličin.

Průřez dříku II

$$S_{drik_II} = 42.22 \quad [\text{mm}^2] \quad (7.27)$$

Hmotnost části ojnice nad průřezem dříku II viz obr.24.

$$m_{ojnice_II} = 0.024 \quad [\text{kg}] \quad (7.28)$$



Obr. 24 Část ojnice nad průřezem II

Výsledná síla namáhající minimální průřez díku ojnice II

$$F_{c_drik_II} = \frac{F_p - (m_{pskup} + m_{ojnice_II}) \cdot a}{\cos\beta} \quad [\text{kN}] \quad (7.29)$$

Ze závislosti této síly na otočení klikového hřídele zjistím maximální tlakovou a tahovou sílu a poté maximální tlakové a tahové napětí v průřezu II.

maximální tahové napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{tah_II} = -15.43 \quad [\text{MPa}] \quad (7.30)$$

maximální tlakové napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{tlak_II} = 126.93 \quad [\text{MPa}] \quad (7.31)$$

Dovolené napětí je 220 MPa. Vypočtené tahové ani tlakové napětí v průřezu tuto hodnotu nepřevyšuje.

7.3.2 Únavové namáhání průřezu II-II dříku ojnice

Parametry cyklu:

maximální napětí cyklu

$$\sigma_{max_drik_II} = 126.93 \quad [\text{MPa}] \quad (7.32)$$

minimální napětí cyklu

$$\sigma_{min_drik_II} = -15.43 \quad [\text{MPa}] \quad (7.33)$$

Cyklus má neharmonický průběh, jedná se o průběh periodický. Z hlediska únavového poškození však lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{m_drik_II} = 55.74 \quad [\text{MPa}] \quad (7.34)$$

$$\sigma_{a_drik_II} = 71.18 \quad [\text{MPa}] \quad (7.35)$$

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání průřezu **II-II** lze uvažovat u kované ojnice s neopracovaným povrchem dříku

$$\begin{aligned} K_{\sigma_Dřik_II} &= 1 \\ \varepsilon_{\sigma_Dřik_II} &= 1 \\ \eta_{1_Dřik_II} &= 0.8 \\ \eta_{2_Dřik_II} &= 1 \end{aligned}$$

Mez únavy ojnice

$$\sigma_{CO_drik_II} = \sigma_{CO_ojnice} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma_drik_II} \cdot \eta_{drik_II}}{K_{\sigma_drik_II}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.36)$$

Hodnota bezpečnosti dříku pro průřez II-II ojnice (uvažují prosté zatěžování)

$$k_{\sigma 1_drik_II} = \frac{\sigma_{CO_drik_II}}{\frac{\sigma_{CO_drik_II}}{\sigma_{CO_ojnice}} \cdot \psi_{ojnice} \cdot \sigma_{m_drik_II} + \sigma_{a_drik_II}} \quad (7.37)$$

$$k_{\sigma 1_drik_II} = 3.17 \quad [-] \quad (7.38)$$

$$k_{\sigma 2_drik_II} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{m_drik_II} + \sigma_{a_drik_II}} \quad [-] \quad (7.39)$$

$$k_{\sigma 2_drik_II} = 3.78 \quad [-] \quad (7.40)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti

$$k_{\sigma_drik_II} = \min(k_{\sigma 1_drik_II}, k_{\sigma 2_drik_II}) \quad [-] \quad (7.41)$$

$$k_{\sigma_drik_II} = 3.17 \quad [-] \quad (7.42)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti: $k_{\sigma_Dřik_II}$ je v rozmezí 2 až 2,5.

Minimální průřez vykazuje vyšší hodnotu bezpečnosti. Ta je ovšem nutná, jak se ukázalo při pozdějším pevnostním výpočtu metodou konečných prvků v programu ANSYS.

7.3.2 Kontrola středního průřezu dřívku ojnice III – III

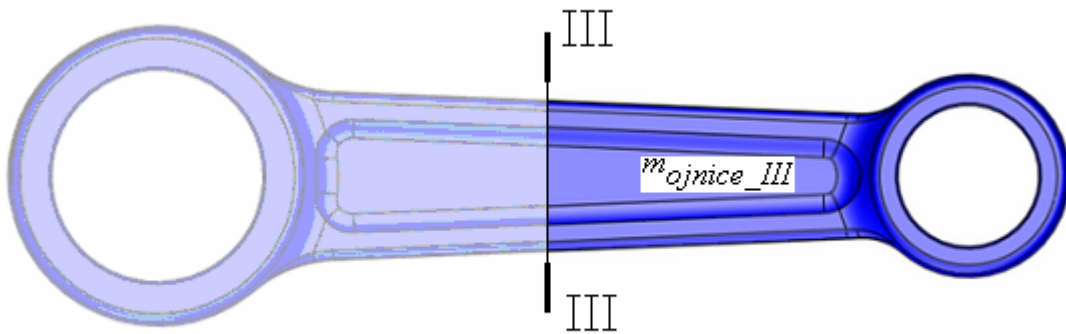
Průřez je namáhán výslednicí sil od tlaku plynů, která je zmenšená o setrvačné síly písní skupiny a části ojnice nad průřezem III.

Průřez dřívku III

$$S_{drik_III} = 47.01 \quad [\text{mm}^2] \quad (7.43)$$

Hmotnost části ojnice nad průřezem dřívku III viz obr.25.

$$m_{ojnice_III} = 0.035 \quad [\text{kg}] \quad (7.44)$$



Obr. 25 Část ojnice nad průřezem III

Nyní vypočítám štíhlost ojnice ζ , jejíž hodnota určí vhodnou výpočtovou metodu.

Osový kvadratický moment středního průřezu III

$$I_{y_drik_III} = 4.01 \cdot 10^{-11} \quad [\text{m}^4] \quad (7.45)$$

Poloměr setrvačnosti středního průřezu ojnice

$$i_{III} = \sqrt{\frac{I_{y_drik_III}}{S_{drik_III}}} \quad [\text{m}] \quad (7.46)$$

Štíhlost ojnice

$$\xi = \frac{l_{oj}}{i_{III}} \quad [-] \quad (7.47)$$

$$\xi = 98.529 \quad [-] \quad (7.48)$$

Pro $40 < \xi < 100$ se jedná o tzv. nepružný vzpěr a kontrolní výpočet se provádí dle metody Tetmayer -Jasiňskýj.

Výsledná síla působící v minimálním průřezu dřívku ojnice

$$F_{c_drik_III} = \frac{F_p - (m_{pskup} + m_{ojnice_III}) \cdot a}{\cos\beta} \quad [\text{kN}] \quad (7.49)$$

Ze závislosti této síly na otočení klikového hřídele zjistím maximální tlakovou sílu a poté maximální tlakové napětí v průřezu III.

maximální tlakové napětí v průřezu III-III

$$\sigma_{tlak_III} = 109.30 \quad [\text{MPa}] \quad (7.50)$$

Nyní určím kritické napětí

$$\sigma_{krit_III} = \left(a_{drik_III} - b_{drik_III} \cdot \frac{l_{oj}}{i_{III}} \right) \quad [\text{MPa}] \quad (7.51)$$

kde součinitele pro zvolený materiál ojnice jsou

$$a_{drik_III} = 461 \quad [\text{MPa}] \quad (7.52)$$

$$b_{drik_III} = 2.26 \quad [\text{MPa}] \quad (7.53)$$

$$\sigma_{krit_III} = 238.32 \quad [\text{MPa}] \quad (7.54)$$

Hodnota bezpečnosti ve středním průřezu ojnice

$$k_{\sigma_drik_III} = \frac{\sigma_{krit_III}}{\sigma_{tlak_III}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.55)$$

$$k_{\sigma_drik_III} = 2.18 \quad [\text{MPa}] \quad (7.56)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti $k_{\sigma_Drik_III}$ je v rozmezí 1,8 až 3. Tato podmínka je splněna.

7.4 Pevnostní kontrola dolního oka ojnice

Pro pevnostní kontrolu horního oka je nutno si určit potřebné rozměry viz obr. 26 a obr.27

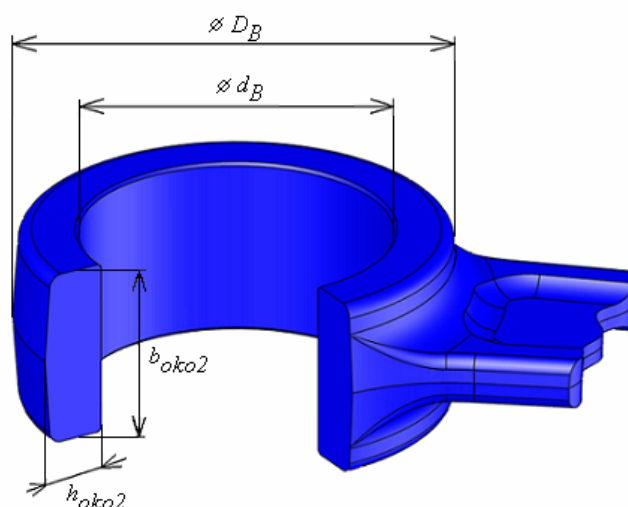
Vnitřní průměr dolního oka ojnice $d_B = 24$ [mm] (7.57)

Vnější průměr dolního oka ojnice $D_B = 23$ [mm] (7.58)

Úhel zakotvení oka ojnice $\Phi_{z2} = 130$ [°] (7.59)

Průřez ojnice $b_{oko2} = 14$ [mm] (7.60)

$$h_{oko2} = 3,5 \quad [\text{mm}] \quad (7.61)$$



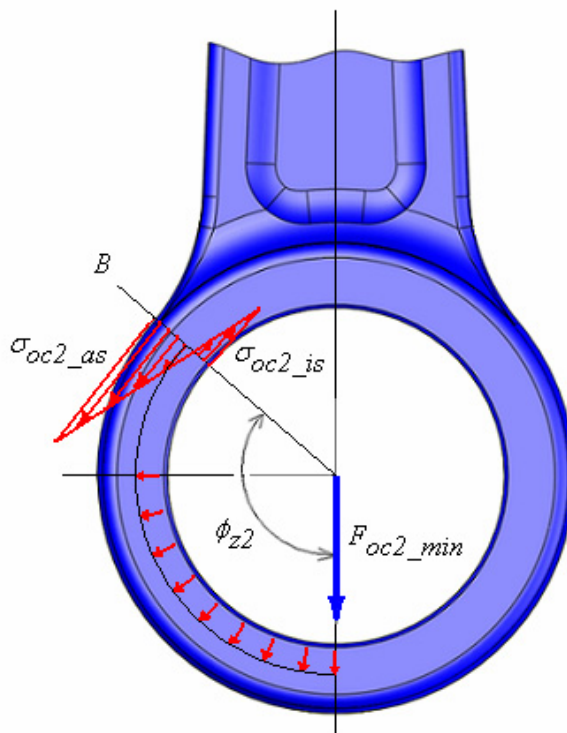
Obr. 26 Základní rozměry dolního oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez B viz obr. 27 a 28 přechodu oka ojnice do dríku. Zde provedu pevnostní kontrolu.

7.4.1 Namáhání dolního oka ojnice tahovou silou

Maximální síla zatěžující průřez tahem

$$F_{oc2_min} = 1.612 \quad [\text{kN}] \quad (7.62)$$



Obr. 27 Tahové namáhání dolního oka ojnice

Normálové napětí ve vnějším vlákně

$$\sigma_{oc2_as} = 49.4 \quad [\text{MPa}] \quad (7.63)$$

Normálové napětí ve vnitřním vlákně

$$\sigma_{oc2_is} = -30.5 \quad [\text{MPa}] \quad (7.64)$$

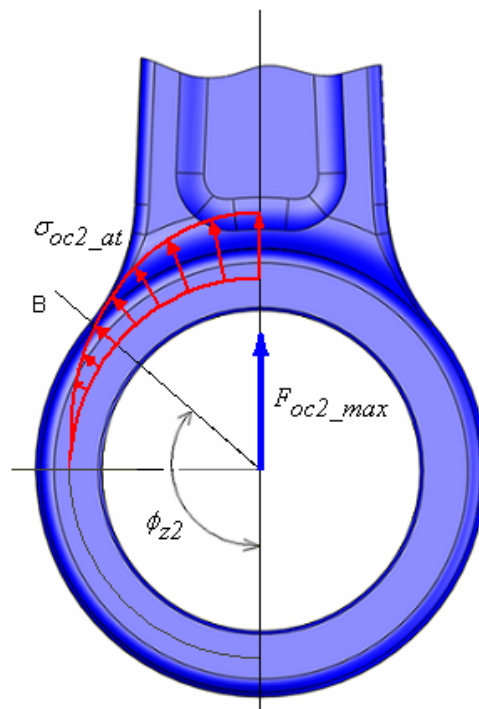
Ojnice je za provozu namáhána převážně tlakem, proto jsou hodnoty normálových napětí, způsobené tahem, malé.

Dovolené napětí je 220 MPa. Normálová napětí tuto hodnotu nepřevyšují.

7.4.2 Namáhání dolního oka ojnice tlakovou silou

Maximální tlaková síla zatěžující průřez

$$F_{oc2_max} = -4.207 \quad [\text{MPa}] \quad (7.65)$$



Obr. 28 Tlakové namáhání dolního oka ojnice

Normálové napětí

$$\sigma_{oc2_at} = 67.9 \quad [\text{MPa}] \quad (7.66)$$

Dovolené napětí je 220 MPa. Normálové napětí způsobené tlakovou silou tuto hodnotu nepřevyšuje.

7.4.3 Únavové namáhání dolního oka ojnice

Parametry cyklu:

maximální napětí cyklu

$$\sigma_{max_DolniOko} = 67.91 \quad [\text{MPa}] \quad (7.67)$$

minimální napětí cyklu

$$\sigma_{min_DolniOko} = -30.45 \quad [\text{MPa}] \quad (7.68)$$

I zde má cyklus neharmonický průběh, jde o průběh periodický. Z hlediska únavového namáhání však lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{m_DolniOko} = 18.73 \quad [\text{MPa}] \quad (7.69)$$

$$\sigma_{a_DolniOko} = 49.18 \quad [\text{MPa}] \quad (7.70)$$

Při stanovení míry bezpečnosti lze vycházet ze skutečnosti, že v místě přechodu z oka do dřívku ojnice není žádný vrub. Proto volím $K_{\sigma_DolniOko} = 1$ a rovněž součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_{\sigma_DolniOko} = 1$.

Míru bezpečnosti ovlivňuje tedy kvalita povrchu v místě přechodu z dřívku do oka ojnice vyjádřená součinitelem kvality povrchu η .

Součinitel kvality povrchu

$$\eta_{DolniOko} = 0.8 \quad [-] \quad (7.71)$$

Mez únavy ojnice

$$\sigma_{CO_DolniOko} = \sigma_{CO_ojnice} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma_DolniOko} \cdot \eta_{DolniOko}}{K_{\sigma_DolniOko}} \quad [\text{MPa}] \quad (7.72)$$

Hodnota bezpečnosti pro dolní oko ojnice (uvažují prosté zatěžování)

$$k_{\sigma 1_DolniOko} = \frac{\sigma_{CO_DolniOko}}{\frac{\sigma_{CO_DolniOko}}{\sigma_{CO_ojnice}} \cdot \psi_{ojnice} \cdot \sigma_{m_DolniOko} + \sigma_{a_DolniOko}} \quad (7.73)$$

$$k_{\sigma 1_DolniOko} = 4.74 \quad [-] \quad (7.74)$$

$$k_{\sigma 2_DolniOko} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{m_DolniOko} + \sigma_{a_DolniOko}} \quad (7.75)$$

$$k_{\sigma 2_DolniOko} = 7.07 \quad [-] \quad (7.76)$$

Výsledná hodnota bezpečnosti

$$k_{\sigma_DolniOko} = \min(k_{\sigma 1_DolniOko}, k_{\sigma 2_DolniOko}) \quad (7.77)$$

$$k_{\sigma_DolniOko} = 4.74 \quad [-] \quad (7.78)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti $k_{\sigma_DolniOko}$ je v rozmezí 2,5 až 5. Tato podmínka je splněna.

Dolní oko ojnice obsahuje mazací drážku umožňující přístup oleje obsaženého v palivu do prostoru jehlového ložiska. Tato drážka oko oslabuje a její vliv není zahrnut v kontrolním výpočtu, proto jsem oko dimenzoval na hodnotu bezpečnosti blížíící se horní doporučené.

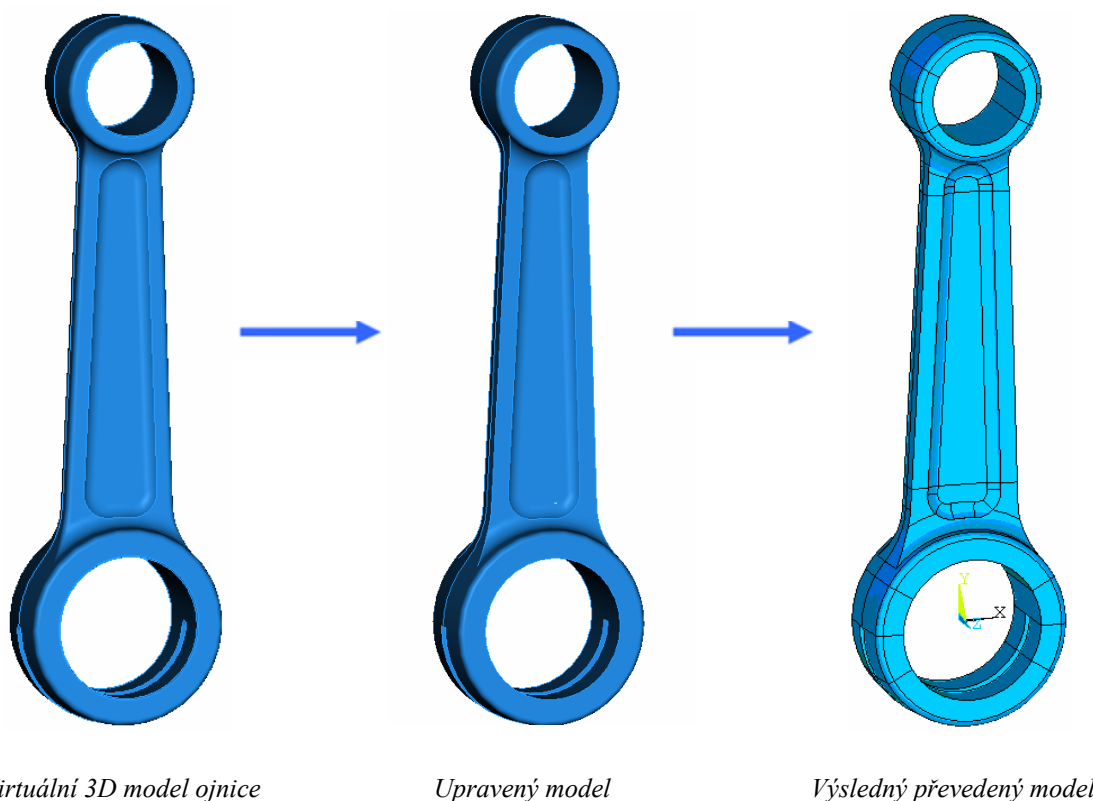
8. Pevnostní výpočet ojnice metodou konečných prvků

V předchozí kapitole jsem provedl kontrolní pevnostní výpočet ojnice. Ten umožnil ověřit si základní navržené parametry ojnice z hlediska jejího namáhání a také kontrolu nejvíce namáhaných míst. Nyní provedu pevnostní výpočet metodou konečných prvků, čímž získám přesnější informaci o namáhání ojnice. Tato metoda je dnes nejčastěji používanou. Pro výpočet využiji výpočtového programu ANSYS.

8.1 Převod modelu

Nyní s výhodou opět využiji virtuální 3D model ojnice vytvořený v CAD systému Pro/Engineer. Tento program umožňuje přímý převod geometrie do prostředí programu ANSYS.

Na obr.29 je virtuální model ojnice, který se chystám převést. Ještě před samotným převodem je vhodné tento kompletní a detailní model upravit, zjednodušit, abych později bez potíží mohl s modelem pracovat. Tyto úpravy usnadní především tvorbu sítě či prutových náhrad čepů ojnice. Změny modelu provedu tak, abych neovlivnil základní parametry ojnice a tím také samozřejmě výsledek pevnostního výpočtu. Nyní mohu CAD model exportovat do prostředí programu ANSYS.

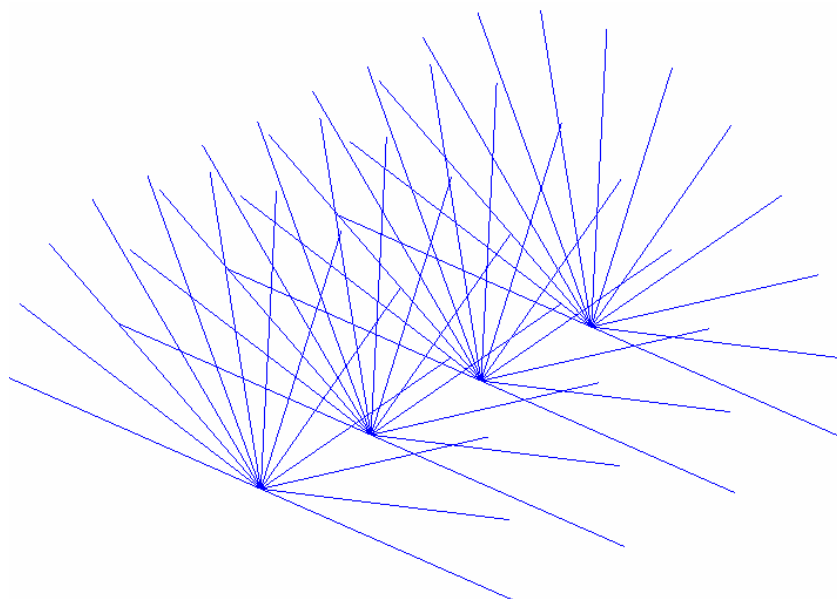


Obr. 29 Převod modelu ojnice

8.2 Prutová náhrada čepů ojnice

Ojnice je v horním i dolním oku uchycena pomocí čepu a jehlového ložiska. Při pohybu ojnice dochází k relativnímu pohybu mezi jehlami ložiska, čepem a samotnou ojnici. To způsobuje velmi složité vzájemné působení těchto elementů na oko ojnice, které nejsem schopen přesně simulovat. Proto si toto působení na ojnici pro výpočet zjednoduším a nahradím jej prutovou náhradou.

Náhrada je provedena soustavou prutů vycházejících ze středu čepu a opírajících se o vnitřní povrch oka ojnice. Pro přehlednost je na obr.30 zobrazena pouze horní polovina této prutové náhrady.



Obr. 30 Prutová náhrada čepů ojnice

Abych se touto náhradou co nejvíce přiblížil skutečnosti, je třeba vhodně rozložit silové působení prutů na vnitřní povrch oka při přenosu zatížení. Toho dosáhnu volbou počtu prutů a také jejich tuhosti. Tuhost ovlivním volbou průřezu prutu. Navíc použité prutové náhrady jsou nastaveny tak, aby umožňovaly přenášet pouze tlakové namáhání, čímž se ještě více přiblížím reálné situaci.

Základní podmínkou pro výpočet odpovídajícího průřezu prutů je snaha o dosažení stejné deformace prutové náhrady a příslušného čepu. Tím se přiblížím stejnému silovému působení na vnitřní povrch oka ojnice.

Podmínka pro výpočet průřezu prutu prutové náhrady

$$\Delta r_{prut} = \Delta r_{cep} \quad [\text{mm}] \quad (8.1)$$

Z toho požadavku si odvodím vztah pro výpočet průřezu jednotlivých prutů.

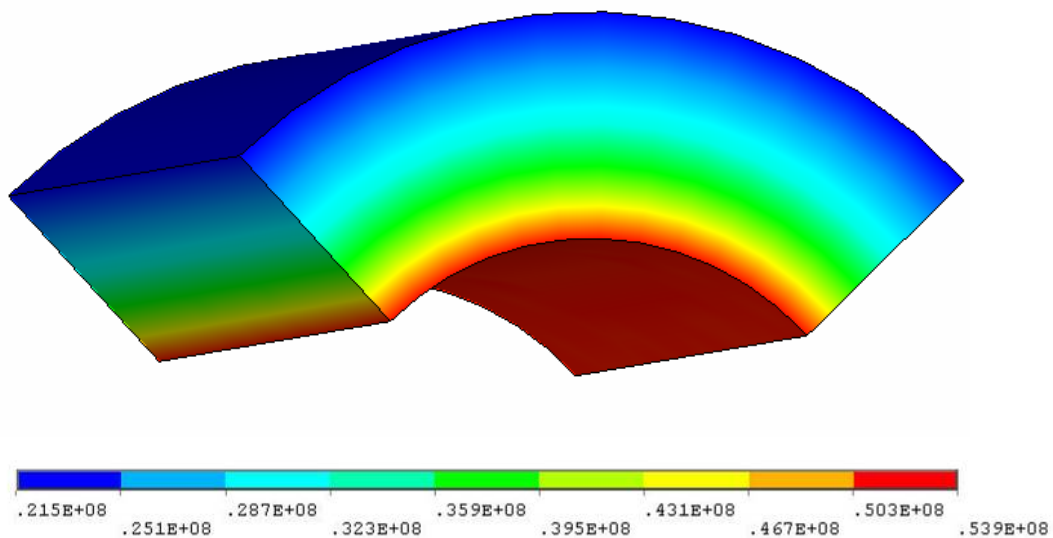
Průřez prutu

$$S_{prut} = \frac{P_{cep} \cdot S_{cep} \cdot r_{cep}}{\Delta r_{cep} \cdot E_{cep} \cdot n_{prut}} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.2)$$

Nyní je třeba získat vstupní parametry do vztahu 8.2. Za tímto účelem byly vytvořeny virtuální modely jednotlivých čepů a poté následoval převod do prostředí ANSYS, kde byly provedeny výpočty radiálních deformací jednotlivých čepů Δr_{cep} . Nyní pro případ náhrady pístního čepu uvedu postup, jak získat potřebné neznámé. Výpočet průřezu prutových náhrad pístního a ojnicního čepu se nachází v příloze 2.

8.2.1 Prutová náhrada pístního čepu

Z důvodu symetrie čepu stačí uvažovat pouze jednu čtvrtinu jeho geometrie. Vnější povrch čepu byl rovnoměrně zatížen tlakem o zvolené hodnotě P_{cep} . Na obr.31 vidíme rozložení napětí v pístním čepu horního oka ojnice.

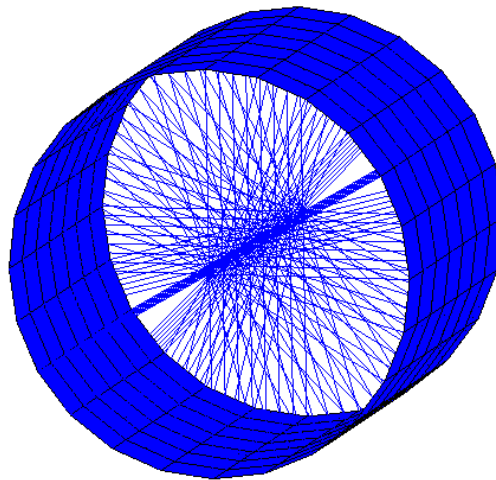


Obr. 31 Rozložení napětí v pístním čepu

Toto zatížení vyvolalo jistou radiální deformaci čepu Δr_{cep} . Plocha zatížená působícím tlakem je ve vztahu 8.2 označena S_{cep} , vnější poloměr čepu pak r_{cep} . Ten také odpovídá délce jednotlivých prutů. Materiál pro prutovou náhradu jsem si zvolil stejný jako je materiál čepu, proto si odpovídají i hodnoty modulů pružnosti E . Poslední neznámou je počet prutů obsažených v prutové náhradě n_{prut} .

Pro horní oko ojnice jsem zvolil 192 prutů. V každé rovině kolmé na osu oka ojnice je po obvodě rovnoměrně rozděleno 24 prutů a těchto rovin je 8 viz obr.32.

Pro tyto pruty jsem použil element typu LINK 10, jedná se o element obsahující dva uzly. Tento prvek je tzv. „bilineární“, to znamená, že může přenášet tlak nebo tah, dle nastavení. Tato vlastnost je výhodná, protože při nastavení elementu pouze pro přenos tlakového napětí, pruty namáhané tlakem zatížení na ojnici přenesou, ale pruty zatížené tahem nepřenesou žádné zatížení a tím neovlivní deformaci oka ojnice.



Obr. 32 Prutová náhrada pístního čepu

Průřez prutu pro prutovou náhradu pístního čepu

$$S_{p_prut} = \frac{p_{cep} \cdot S_{p_cep} \cdot r_{p_cep}}{n_{p_prut} \cdot E_{cep} \cdot \Delta r_{p_cep}} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.3)$$

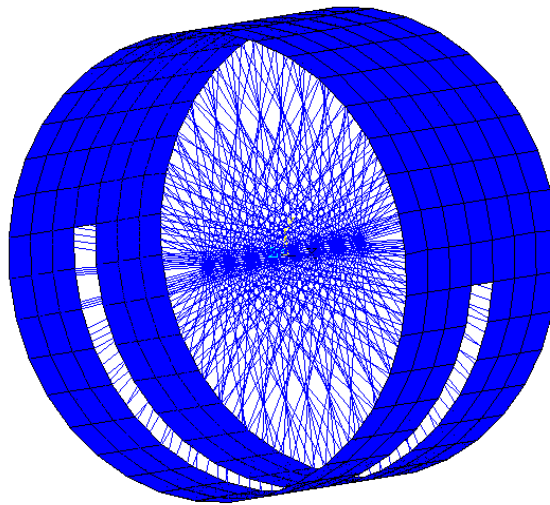
$$S_{p_prut} = 1.6 \quad [\text{mm}^2] \quad (8.4)$$

8.2.1 Prutová náhrada ojničního čepu

Postup výpočtu je shodný jako v případě náhrady pístního čepu, proto se budu zabývat pouze odlišnostmi, které jsou charakteristické pro tuto náhradu.

Dolní oko ojnice obsahuje mazací drážku. Rozložení prvků prutové náhrady je tedy vhodně zvoleno, abych rovnoměrně pokryl funkční povrch oka ojnice a přitom se vyhnul umístění prutů do míst mazací drážky jak je vidět na obr.33.

Pro dolní oko ojnice jsem zvolil 288 prutů. V každé rovině kolmé na osu oka ojnice je po obvodě rovnoměrně rozděleno 36 prutů a těchto rovin je 8.



Obr. 33 Prutová náhrada ojničního čepu

Průřez prutu pro prutovou náhradu ojničního čepu

$$S_{o_prut} = \frac{p_{cep} \cdot S_{o_cep} \cdot r_{o_cep}}{n_{o_prut} \cdot E_{cep} \cdot \Delta r_{o_cep}} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.5)$$

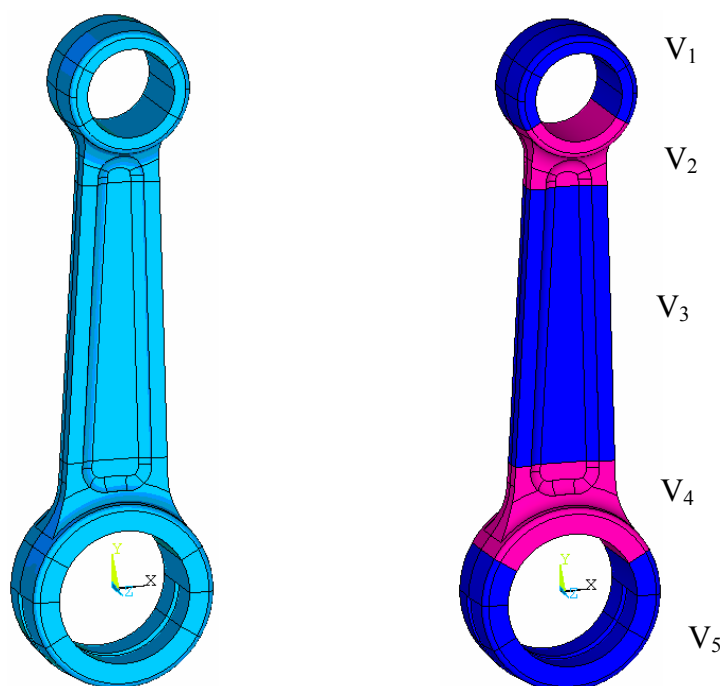
$$S_{o_prut} = 1.5 \quad [\text{mm}^2] \quad (8.6)$$

8.3 Tvorba sítě ojnice

Cílem je za pomoci počítačového programu pro přípravu vstupních dat (*preprocessor*) vytvořit geometrický model tělesa, který se spojitě, tj. beze zbytku, rozdělí na prvky konečných rozměrů. Tyto prvky vytvářejí síť, jejíž hustota je rozhodující pro přesnost výsledků. V případě příliš husté sítě trvá řešení značně dlouho, naopak příliš řídká síť může vést k podhodnocení napětí v tělese.

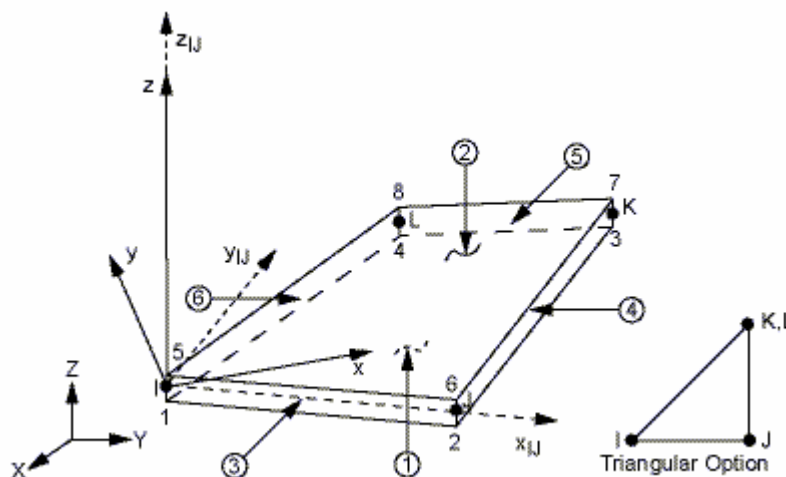
Tvorbu sítě můžeme uskutečnit dvěma hlavními způsoby. Jedná se o volné síťování (*free meshing*) a síťování mapované (*mapped meshing*). Každý ze způsobů má své výhody, ale také nevýhody. Volné síťování je vhodné pro libovolnou geometrii, je poměrně rychlé, nevyžaduje téměř žádnou přípravu, ale jeho nevýhodou je velký počet elementů což zpomalí následný výpočet. V případě mapovaného síťování je nutná důkladná příprava jednotlivých geometrií, navíc nelze vytvořit síť na geometrii libovolné. Hlavní výhodou ovšem je velmi malý počet elementů ve srovnání s použitím volného mapování, čímž se sníží celková výpočtová doba. Dalším způsobem tvorby sítě je vytažení sítě (*sweep*). Tento způsob je vhodný i pro některé nepravidelné geometrie, ale současně vytváří malé množství elementů. Při síťování ojnice budu využívat všechny tyto tři typy tvorby sítě.

Ojnice jako celek tvoří nepravidelný tvar, jedinou možností by tedy bylo použití volného síťování. Pokud ovšem objem ojnice rozdělím na vhodné dílčí objemy, budu moci využít i výhody mapovaného a taženého síťování. Výsledná síť bude obsahovat mnohem méně elementů, což umožní zmenšit velikost elementů v nejvíce namáhaných místech a dosáhnout tak přesnějších výsledků, přičemž celková doba výpočtu se také zkrátí. Na obr. 34 je ojnice rozdělena na dílčí objemy. Nyní mohu na dřívku a také na obou ocích ojnice vytvořit síť tažením (jedná se o objemy V_1 , V_3 a V_5). Pouze v oblasti přechodu dřívku do ok ojnice (V_2 a V_4) musím použít síťování volné.



Obr. 34 Převedená geometrie ojnice (vlevo) a ojnice rozdělená na dílčí objemy

Po rozdělení objemu ojnice je dalším krokem tvorba pomocné sítě v horním a dolním oku ojnice. Síť vytvoří body (uzly) pro následné uchycení prvků prutové náhrady. Použijí mapované síťování. Je proto nutno připravit si geometrii, v tomto případě se jedná o rovnoměrné rozdělení úseček v této ploše tak, aby následně vznikla pravidelná síť jako je tomu na obr. 32 a 33. Pro síť použijí element typu SHELL 63. Jedná se o element se čtyřmi uzly.



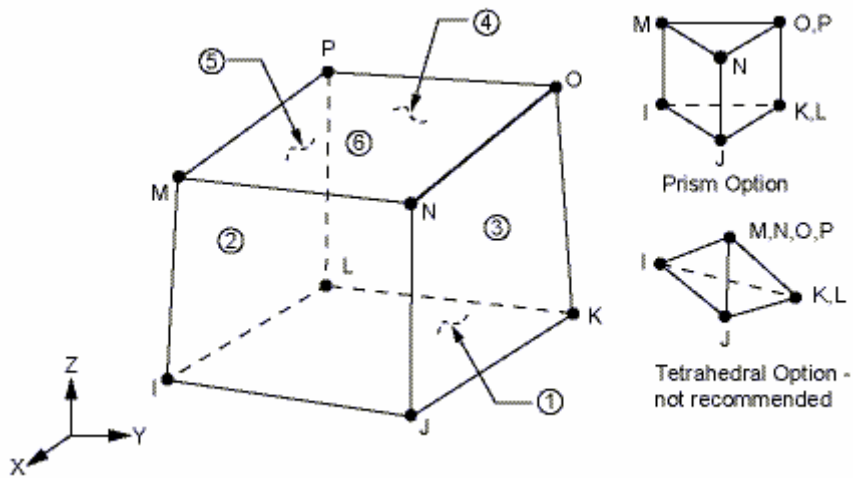
Obr. 35 Geometrie elementu SHELL 63

Zvolený element umožňuje zadání jeho tloušťky, není-li zadána, platí automaticky přednastavená hodnota 1. Proto musíme tuto pomocnou síť před samotným výpočtem odstranit. Jinak by tato nadbytečná síť vlivem své tloušťky ovlivnila výpočet. Působila by zde jako výstužný kroužek uvnitř oka ojnice.

Po vytvoření pomocné sítě mohou nyní vytvořit prutovou náhradu obou čepů. Potřebné průřezy prutů jsem si určil v kapitole 8.2, počet prutů je dán pomocnou mapovanou sítí. Pro usnadnění tvorby této náhrady využijí dodaného makra *jezek.mac*. Tímto způsobem si ulehčím práci a nemusím jednotlivé pruty vytvářet jednotlivě. Na obrázcích 32 a 33 je již hotová pomocná síť i s prutovými náhradami pístitního a ojníčního čepu.

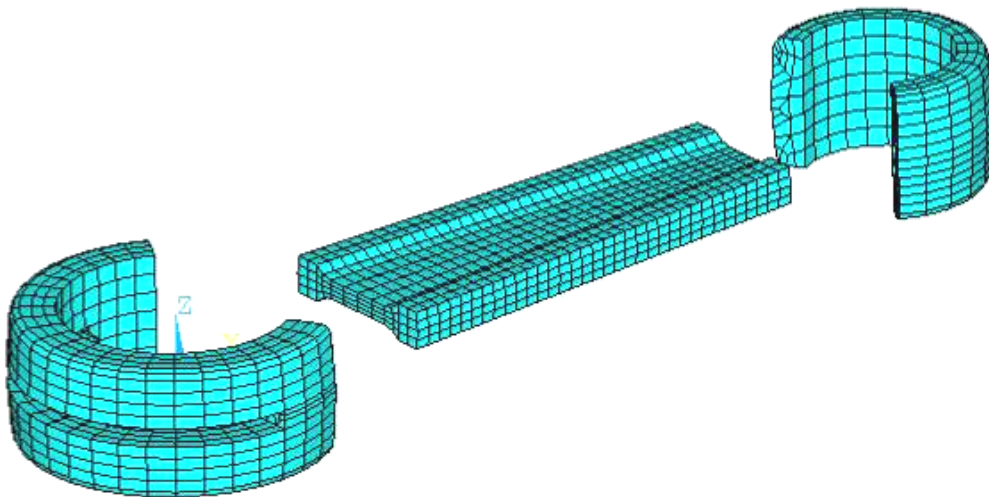
Všem prvkům sítě je třeba zadat parametry materiálu, pro izotropní lineárně elastický materiál se jedná o modul pružnosti, Poissonovo číslo a také hustotu.

Nyní se pustím do tvorby sítě v ocích ojnice a také v objemu dříku. Pro tyto dílčí objemy s výhodou využijí taženou síť. Velikost elementu nastavím na 1,5 mm. Pro tento typ sítě použijí element typu SOLID 185 viz obr.36. V pravé části tohoto obrázku jsou znázorněny další možné tvary, které je prvek při tvorbě sítě schopen zaujmout. Některé z těchto tzv. degenerovaných tvarů ovšem nejsou doporučeny. Jedná se o element s osmi uzly.



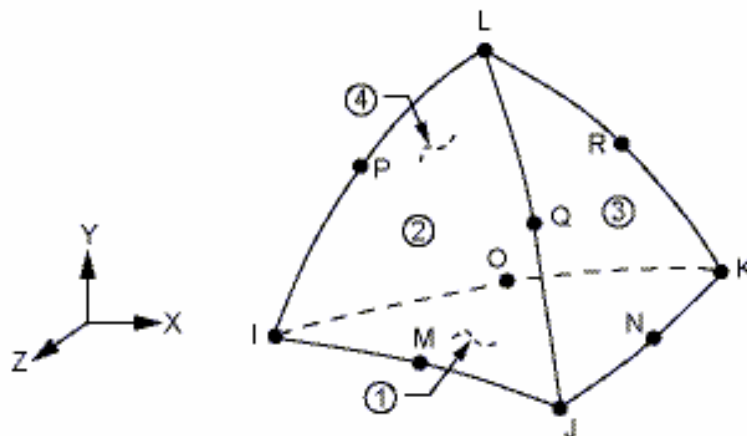
Obr. 36 Geometrie elementu SOLID 185

Ještě je třeba dodat že dílčí objem V_5 (dolní oko ojnice) z obrázku 34 je stále ještě příliš složitý pro přímou tvorbu sítě tažením, proto byl rozčleněn na další menší objemové celky, vhodné pro tvorbu sítě tažením. Na obrázku níže jsou již zobrazeny výsledky síťování částí ojnice touto metodou.



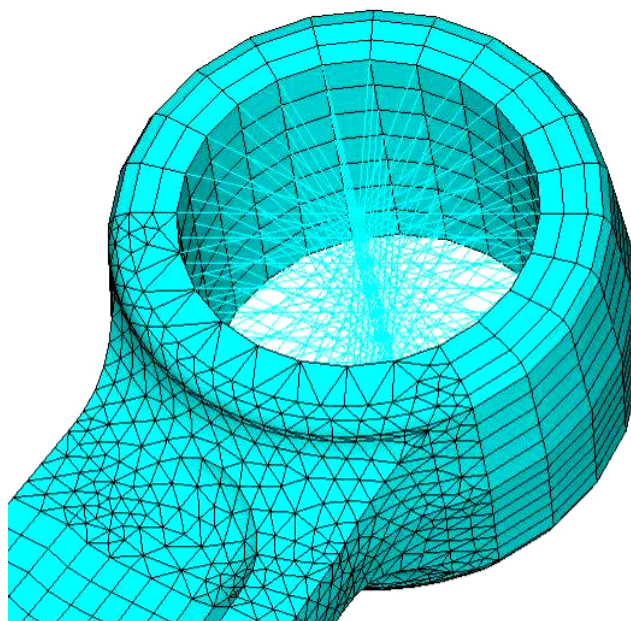
Obr. 37 Síťování dílčích objemů

Dalším krokem je tvorba sítě v oblastech, kde dřík ojnice přechází v oka. Tyto objemy jsou relativně složité, proto zde vytvořím síť metodou volného síťování. Vhodným elementem je element typu SOLID 187. Jeho základní geometrie je na obr. 38. Jedná se o element s deseti uzly a je vhodný pro tvorbu nepravidelné sítě.



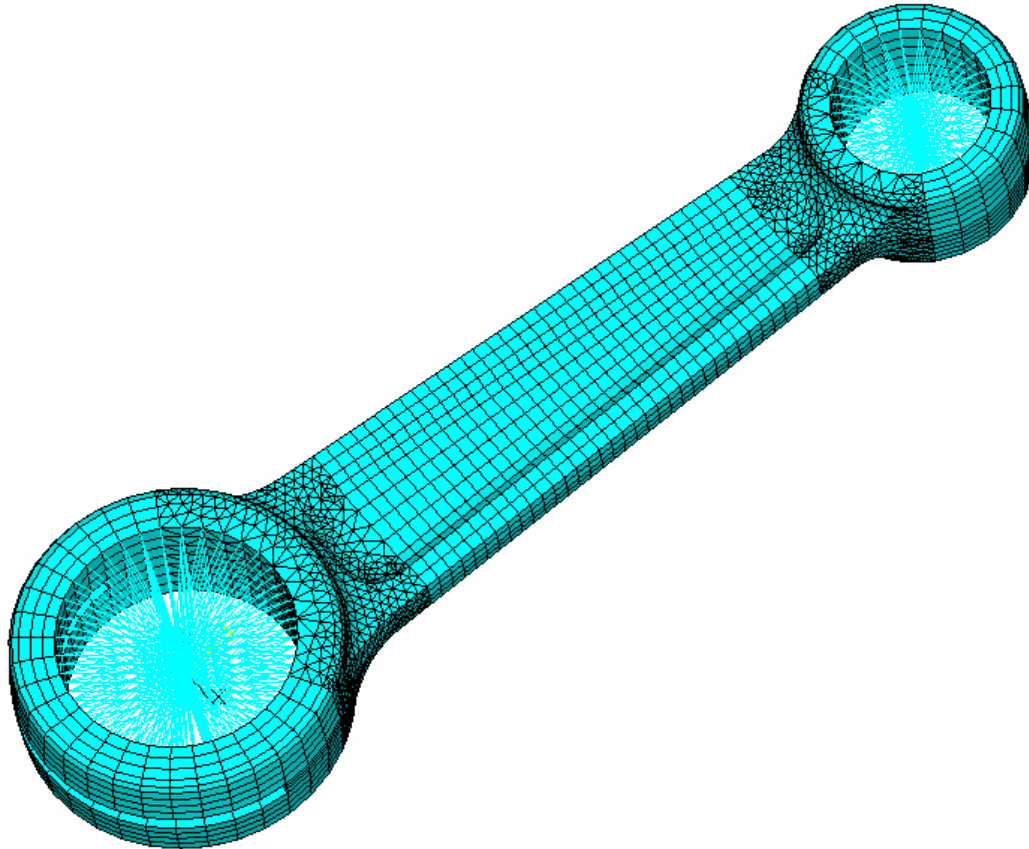
Obr. 38 Geometrie elementu SOLID 187

Protože v místech přechodu dříku do ok ojnice se předpokládá největší namáhání ojnice, zvolím pro síť těchto objemů menší velikost elementů. Tím dosáhnu přesnějších výsledků. Velikost elementu tedy snížím na 1,2 mm. Důležité také je, aby na sebe tyto dva typy sítě plynule navazovaly a tvořily tak kompaktní celek.



Obr. 39 Volné síťování přechodu dříku v oko ojnice

Nyní je tvorba sítě kompletní. Ojnice je rozdělena na 17 906 konečných prvků.



Obr. 40 Kompletní síťování ojnice

8.4 Okrajové podmínky

Dalším krokem je definice okrajových podmínek, tedy vazeb a zatížení, které pro statickou úlohu musí zajistit jednoznačnou polohu tělesa v prostoru.

Ve středu dolního oka ojnice, tedy ve středu prutové náhrady ojnicního čepu, zamezím bodům v pohybu všemi směry (x , y a z). V případě horního oka provedu vazby obdobným způsobem, pouze bodům odeberu možnost pohybu pouze ve směru x a y . Tím umožním pohyb středu horního oka pouze ve směru osy válce motoru, tedy v ose z . Navíc vybraným bodům na čele spodního a horního oka zamezím v pohybu kolmém na osu ok (axiální pohyb). Tímto způsobem je dána jednoznačná poloha ojnice v prostoru.

Pro určení parametrů zátěžných stavů ojnice určím závislost úhlové rychlosti a zrychlení ojnice na úhlu natočení klikového hřídele.

Úhlová rychlost pohybu ojnice

$$\omega_{oj} = \omega \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2}} \quad [s^{-1}] \quad (8.7)$$

Úhlové zrychlení pohybu ojnice

$$\varepsilon_{oj} = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \left[\left(1 + \frac{\lambda^2}{8} \right) \cdot \sin \alpha - \frac{3}{8} \cdot \lambda^2 \cdot \sin(3 \cdot \alpha) \right] \quad [s^{-2}] \quad (8.8)$$

Ojnice je během provozu nejvíce namáhána tlakem a ohybem, způsobeným dostředivým zrychlením, které působí na její vlastní hmotu. Při natočení klikového hřídele o 46° před horní úvratí je ojnice namáhána také na tah. Tahová síla ovšem dosahuje své maximální hodnoty pouhých 25N. Z tohoto důvodu se již tahovým namáháním ojnice nebudu dále podrobněji zabývat.

Maximální namáhání ojnice

Ojnice je nejvíce namáhána tlakem při natočení klikového hřídele o 16° za horní úvratí. Tomuto natočení odpovídají následující hodnoty charakterizující polohu a zatížení, které poslouží jako vstupní data pro pevnostní výpočet.

úhlové natočení klikového hřídele

$$\alpha_{16} = 16 \quad [^\circ] \quad (8.9)$$

úhel odklonu ojnice

$$\beta_{16} = 4 \quad [^\circ] \quad (8.10)$$

tlaková síla

$$F_{tlak} = 7816 \quad [N] \quad (8.11)$$

úhlová rychlost

$$\omega_{oj_{16}} = 209.62 \quad [s^{-1}] \quad (8.12)$$

úhlové zrychlení

$$\varepsilon_{oj_{16}} = -48561.5 \quad [s^{-2}] \quad (8.13)$$

Zrychlení ojnice rozložíme do složek ve směru osy x a y.

zrychlení ve směru osy x

$$a_{tlak_x} = 1396 \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (8.14)$$

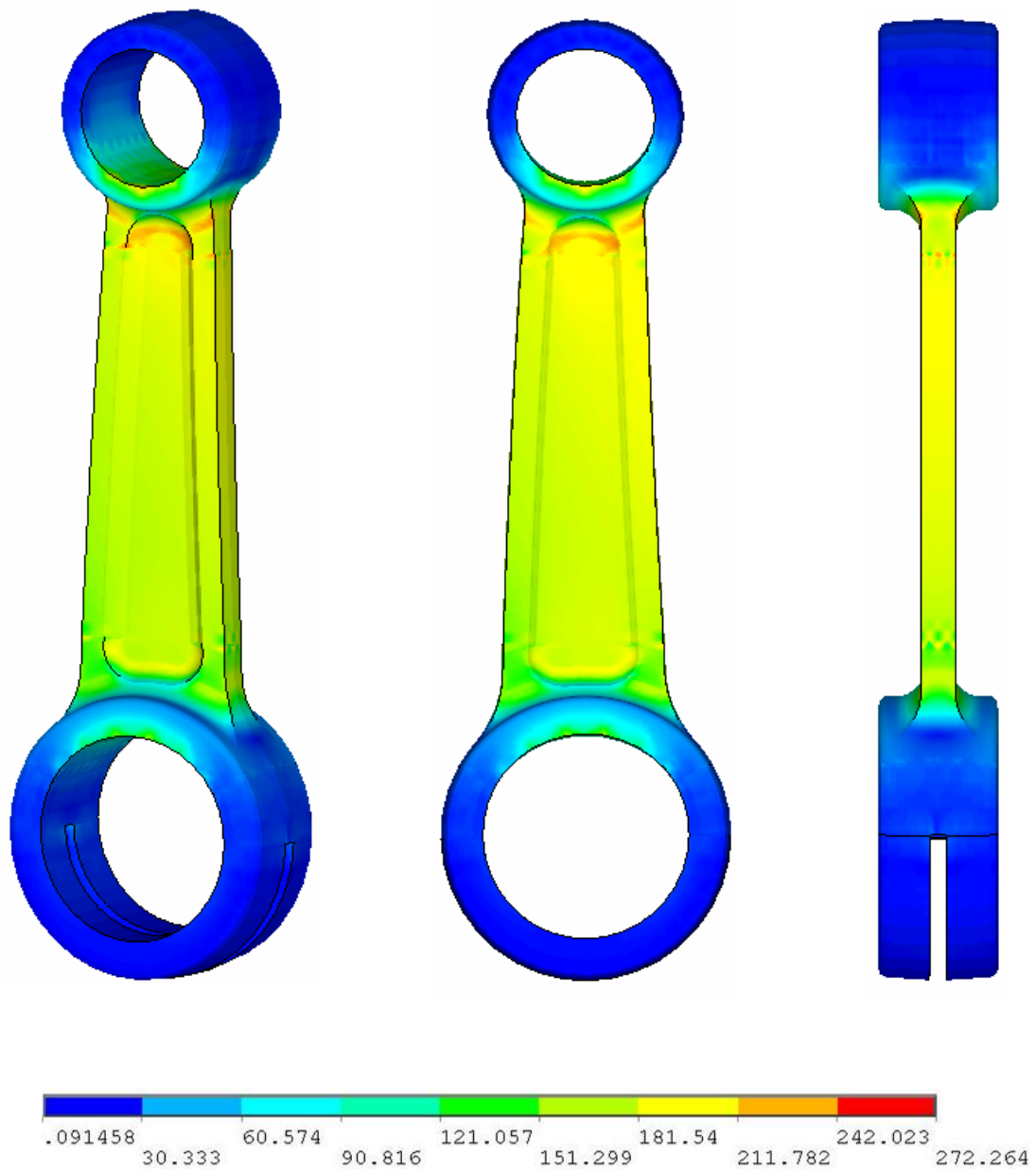
zrychlení ve směru osy y

$$a_{tlak_y} = 19943.7 \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (8.15)$$

Zatížení ojnice je provedeno tak, že dolní oko je uchyceno pomocí prutové náhrady. To umožňuje natáčení oka ojnice kolem ojničního čepu. Zatěžující síla, působící ve středu horního oka, se pomocí prutové náhrady pístitního čepu přenáší na vnitřní povrch horního oka ojnice. Proto také musím celkovou zatěžující sílu o velikosti 7816 N rozdělit rovnoměrně na středy této prutové náhrady. V tomto případě se jedná o rozdělení do 8 uzlů. Na hmotu ojnice působí také síla setrvačná způsobená pohybem ojnice.

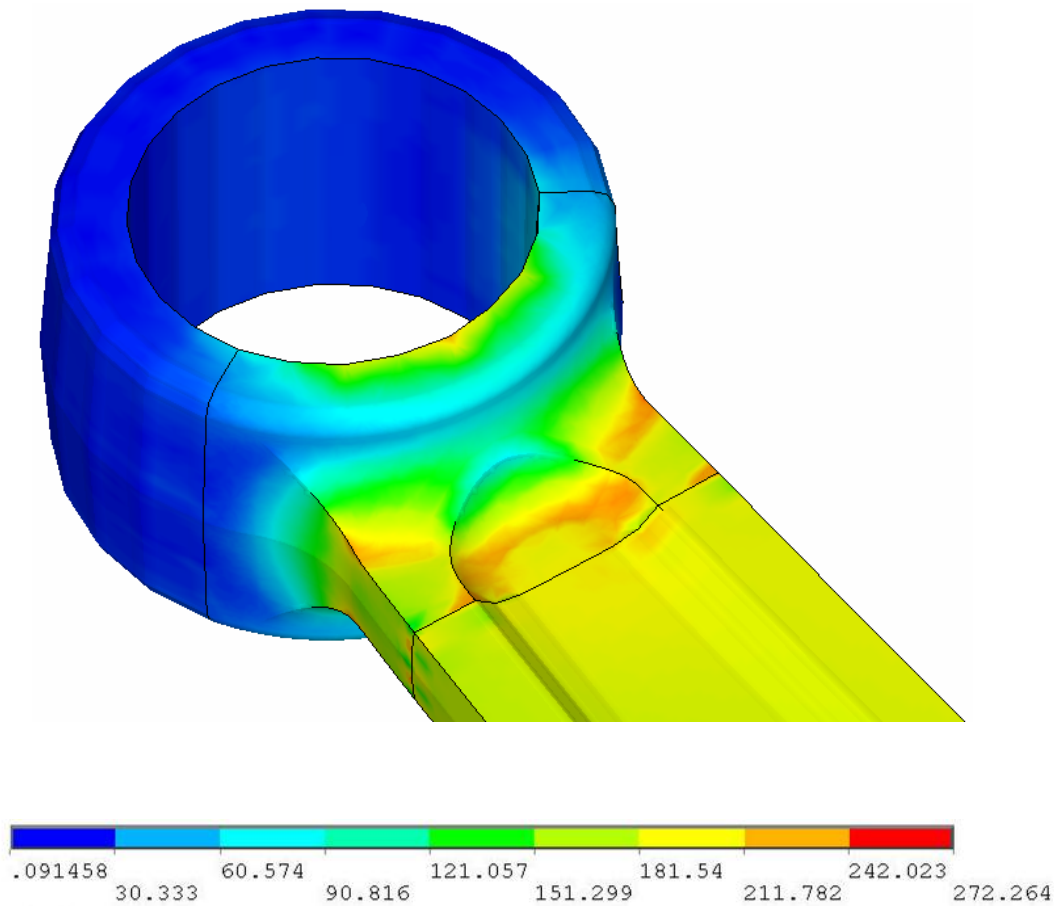
Nyní již může následovat spuštění řešiče (*solver*), což je program, který na základě vstupních hodnot sestaví a vyřeší soustavu rovnic s neznámými posuvy a z nich spočítá přetvoření a napětí.

Pro zobrazení výsledků je využito programu pro zpracování výsledků (*postprocessor*). Ten umožňuje v nejrůznějších podobách znázornit rozložení neznámých parametrů v tělese. Výsledné hodnoty jsou zobrazeny na obrázku 41 ve formě redukovaného napětí.



Obr. 41 Rozložení napětí při maximálním namáhání ojnice
Hodnoty napětí jsou uvedeny v [MPa]

Výpočet ukazuje, že nejvíce namáhané místo ojnice je přechod díku do horního oka ojnice. Obr. 42 ukazuje detailnější pohled na rozložení napětí právě v tomto místě.



Obr. 42 Detailní pohled na nejvíce zatížené místo ojnice.

Redukované napětí dosáhlo své maximální hodnoty σ_{max} 272,264 [MPa]

Hodnota bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti

$$k_{oj} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max}} \quad [-] \quad (8.16)$$

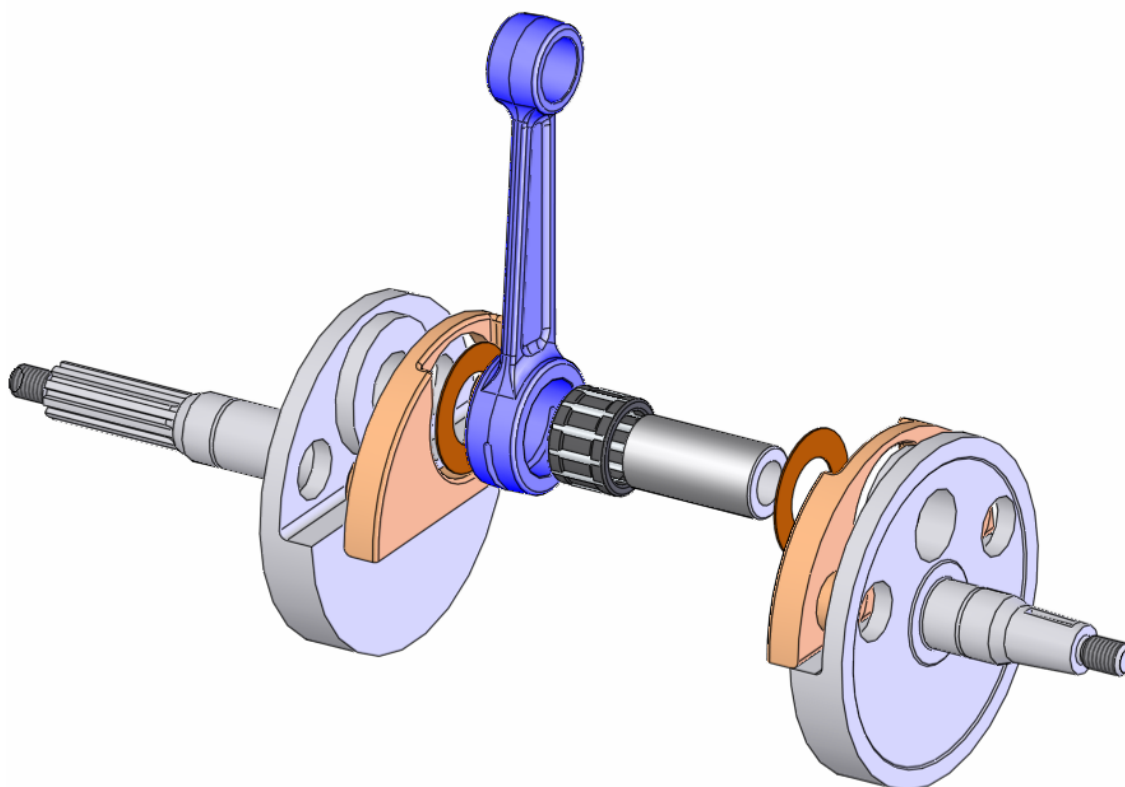
$$k_{oj} = 1.76 \quad [-] \quad (8.17)$$

9. Návrh součástí virtuálního modelu motoru

Dříve byl proveden návrh rozměrů prvků klikového mechanismu a nyní se zaměřím na základní návrh dalších hlavních součástí motoru jako jsou klikový hřídel, válec motoru, hlava válce motoru a také kliková skříň. Tyto modely poté využiji pro tvorbu příčného řezu motoru. Všechny parametry jsem volil v rozmezí doporučených hodnot dle [6].

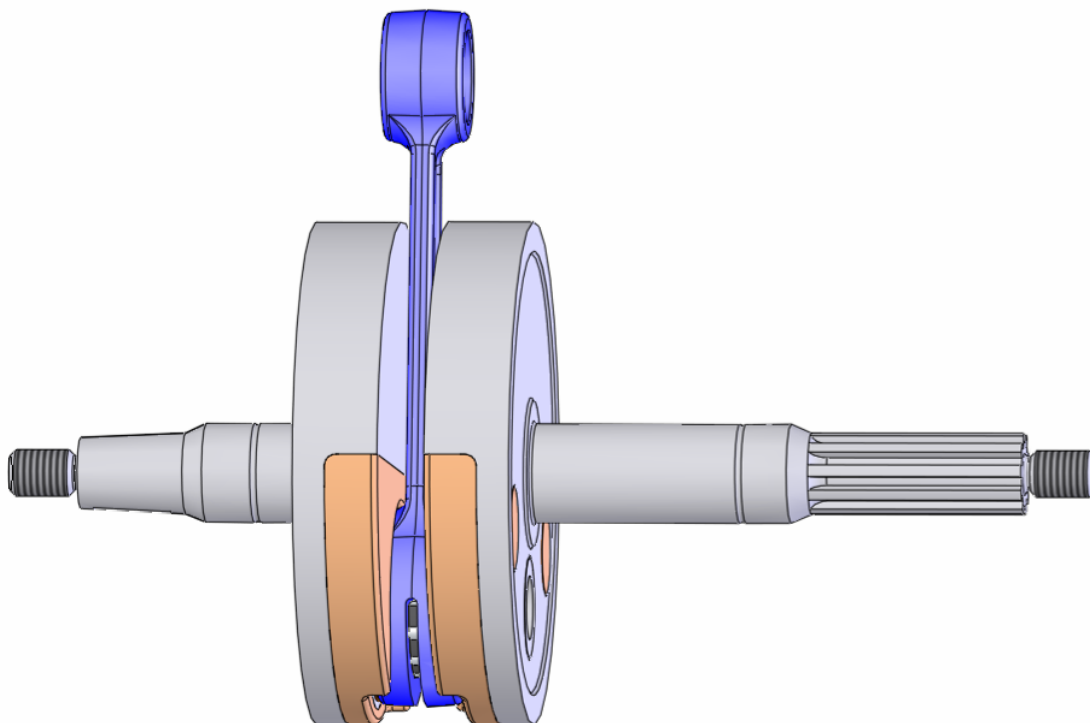
9.1 Klikový hřídel

Klikový hřídel zabezpečuje spolu s ojnici kinematický převod přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Klikový hřídel je skládaný (viz obr.43), což umožnilo použít nedělené dolní oko ojnice, jako je tomu u současných konstrukcí. Ojnice je uložena na dutém ojněčném čepu na jehlovém ložisku. Povrch ojněčného čepu tvoří přímo vnitřní kroužek jehlového ložiska. Axiální vedení ojnice je zabezpečeno pomocí vymezovacích podložek.



Obr. 43 Sestava jednotlivých dílů před slisováním klikového hřídele

Ramena klikového hřídele jsou vyrobena vcelku s hlavním čepem. Z důvodu snížení velikosti parazitního objemu musí ramena co nejlépe vyplňovat prostor klikové skříně. Současně však musí zabezpečit i částečné vyvážení rotačních hmot (obvykle z 50 – 70 %). Toho je dosaženo použitím speciálně tvarovaných vložek, které umožňují splnění obou požadavků. Všechny tyto díly klikového hřídele jsou po montáži slisovány v jeden celek jako je tomu na obrázku 44.

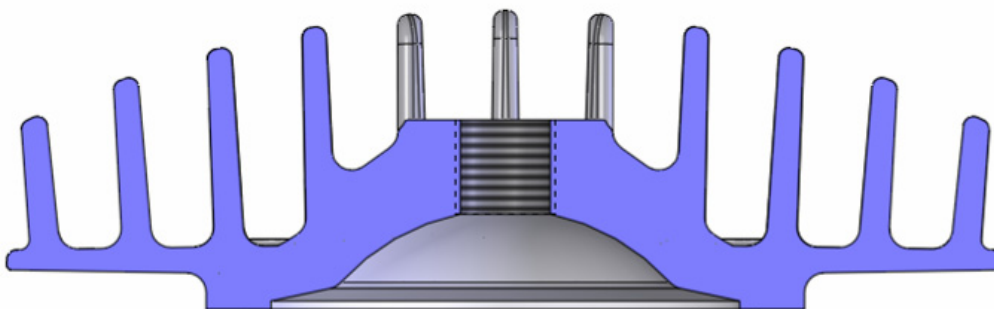


Obr. 44 Sestava jednotlivých dílů po slisování klikového hřídele

Klikový hřídel je uložen v klikové skříně pomocí jednořadých radiálních kuličkových ložisek. Ty se nachází v prostoru spodní komprese a jsou tedy mazána pomocí jemných olejových kapiček, které jsou přiváděny v palivové směsi. Prostor klikové skříně je oddělen od vnějšího prostředí těsníci kroužky.

9.2 Hlava válce motoru

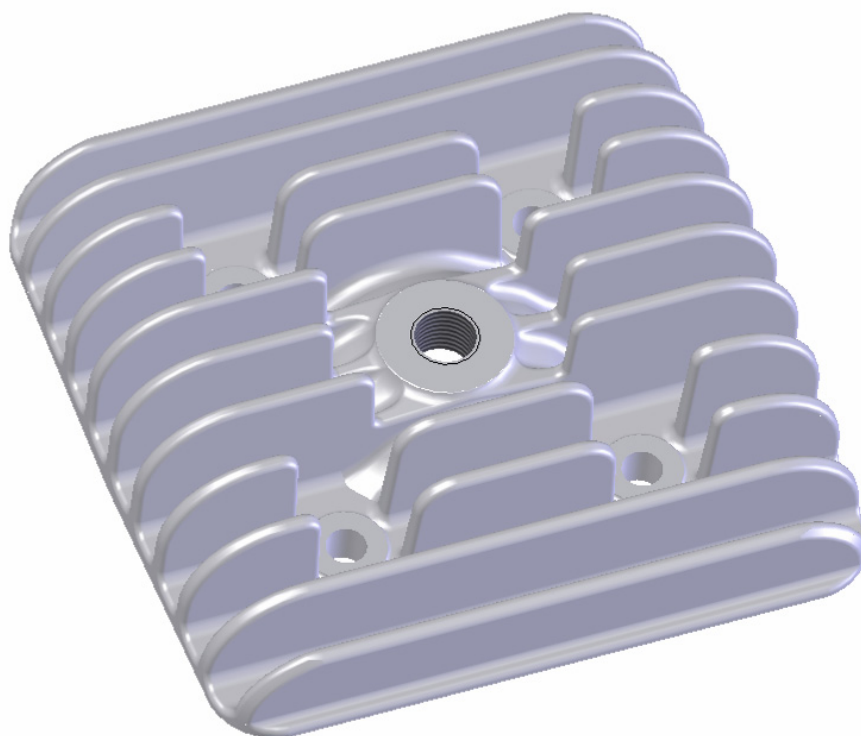
Hlava válce motoru tvoří společně se dnem pístu vhodně tvarovaný spalovací prostor v němž probíhá rozhodující fáze spalování paliva se vzduchem. S cílem dosáhnout optimálního spalovacího prostoru je jeho průměr menší než vrtání válce. Při doběhu pístu do horní úvratí tak ovšem vzniká úzká mezera mezi dnem pístu a hlavou válce motoru, která může způsobovat vznik detonačního hoření. Proto musí být její výška vhodně zvolena, obvykle v rozmezí 0,8 až 1,5 mm. Hrana přechodu ze spalovacího prostoru do antidetonační štěrbiny je zaoblena a vyleštěna stejně jako celý spalovací prostor, protože rozžhavené ostré hrany, vrypy a usazené částice karbonu mohou být příčinou předzápalů. Potlačení detonačního hoření také dosáhneme dostatečným odvodem tepla do stěn. Na obrázku 45 je řez hlavou válce motoru s centrálně umístěným, symetrickým, čočkovitým spalovacím prostorem.



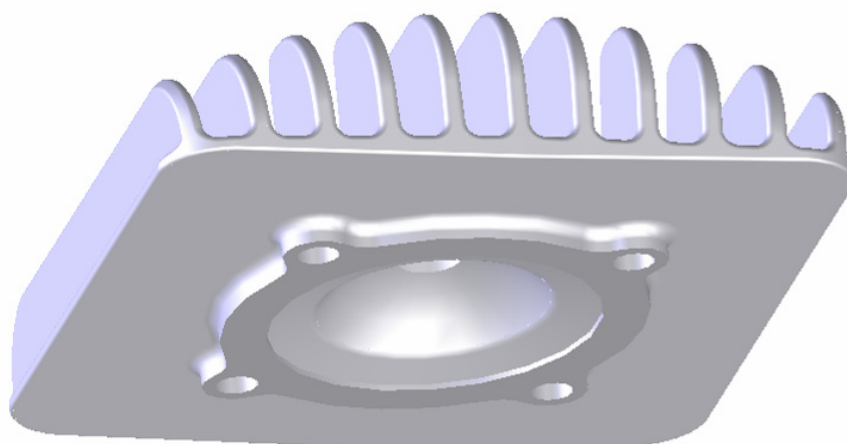
Obr. 45 Řez modelu hlavy válce motoru

Závit pro zapalovací svíčku je umístěn v ose válce. Hlava válce motoru je vyrobena z hliníkové slitiny, která zabezpečuje dostatečný odvod tepla ze spalovacího prostoru do chladicích žebor. Jedná se tedy o hlavu válce chlazenou přímo, vzduchem.

Těsnění pod hlavou válce je velmi důležité a jsou na něj kladeny mnohé požadavky jako jsou například dokonalé utěsnění spalovacího prostoru, odolnost vůči tepelnému zatížení či chemická stálost při kontaktu s palivem a spalinami. U navrhovaného motoru je použito těsnění z měděného plechu.



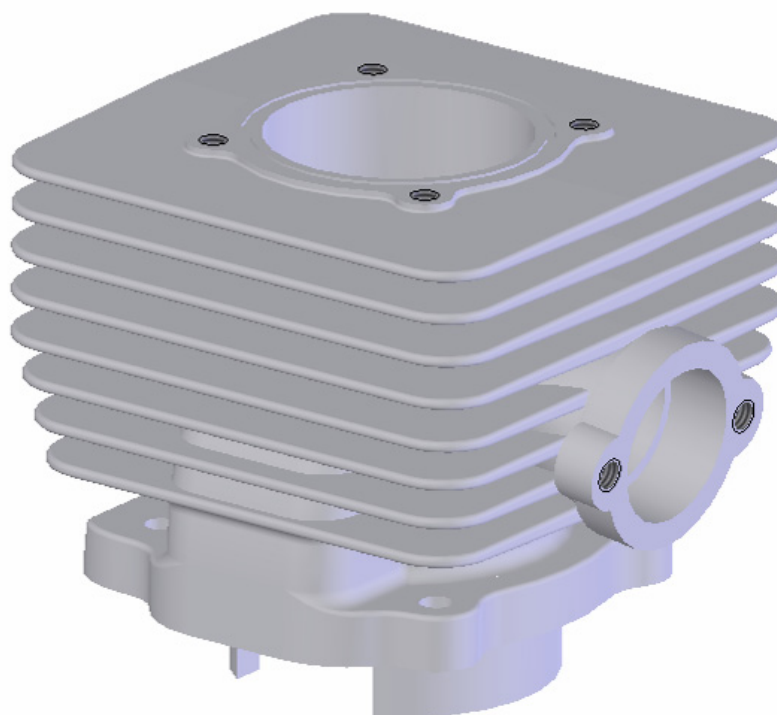
Obr. 46 Virtuální 3D model hlavy válce motoru, pohled shora



Obr. 47 Virtuální 3D model hlavy válce motoru

9.3 Válec motoru

Válec motoru ohraničuje spalovací prostor, zabezpečuje vedení pístu a zachycuje síly klikového mechanismu. Povrch válce také musí umožnit vytvoření a udržení olejového filmu při všech režimech práce motoru a vytvořit tak vhodnou kluznou plochu pro pohyb pístu. Pracovní plocha je vhodným způsobem upravena a je tvořena přímo materiálem válce motoru, jedná se tedy o monolitický válec. Je vyroben z hliníkové slitiny což napomáhá dostatečnému chlazení. Teplo je odváděno do chladících žeborů, jde o válec chlazený vzduchem.

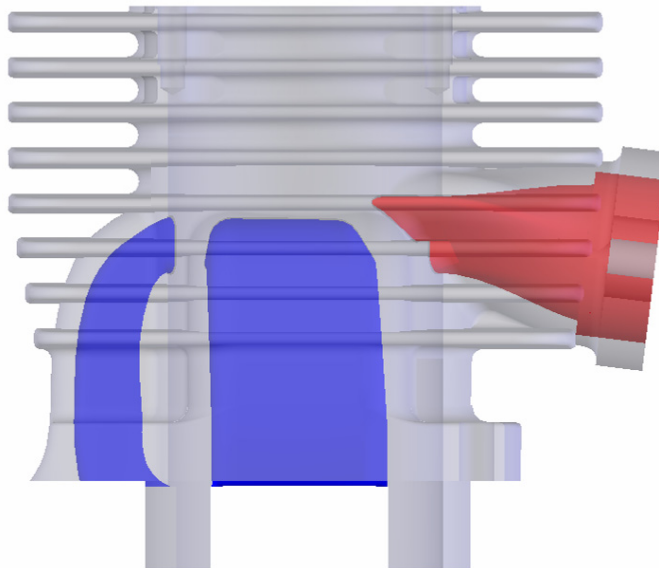


Obr. 48 Virtuální 3D model válce motoru

Válec je velmi důležitým dílem dvoudobého motoru, protože ovlivňuje jeho účinnost, průběh výkonu či kroutícího momentu.

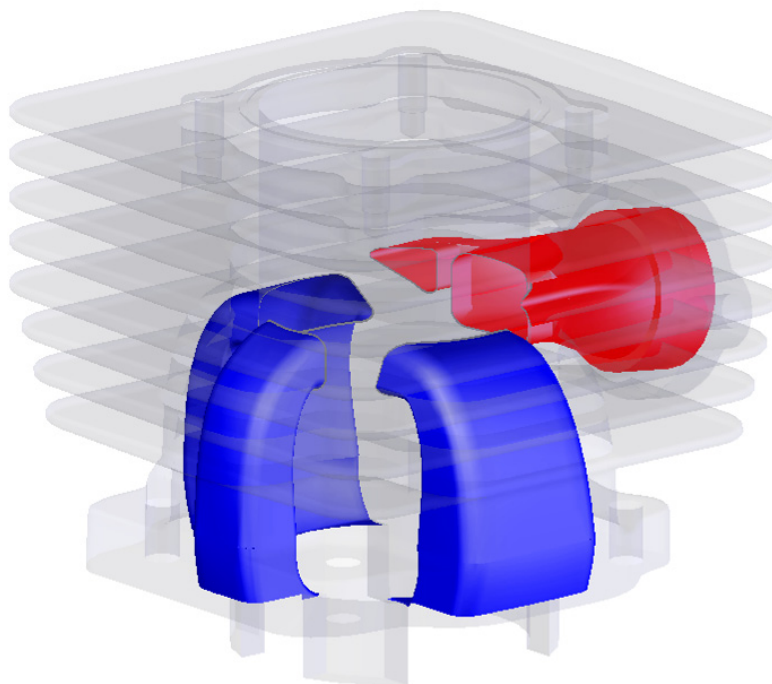
Válec motoru obsahuje okna pro přepouštěcí a výfukový kanál. Otevření těchto kanálů je řízeno horní hranou pístu. Jedná se tedy o symetrický rozvod přepouštění a sání. Na obrázku 49 a 50 jsou přepouštěcí kanály zvýrazněny modrou barvou, výfukový kanál pak barvou červenou.

Při pohybu pístu z horní úvratí dochází nejdříve k otevření výfukového kanálu, to způsobí pokles tlaku spalin ve válci motoru. Ve vhodném okamžiku, teoreticky kdy tento tlak poklesne pod úroveň přetlaku směsi v klikové skříni, se otvírají kanály přepouštěcí. Stlačená směs paliva se vzduchem je tak přepuštěna do spalovacího prostoru nad píst a výfukové spaliny odchází do výfukového potrubí.



Obr. 49 Rozmístění kanálů ve válci motoru, boční pohled

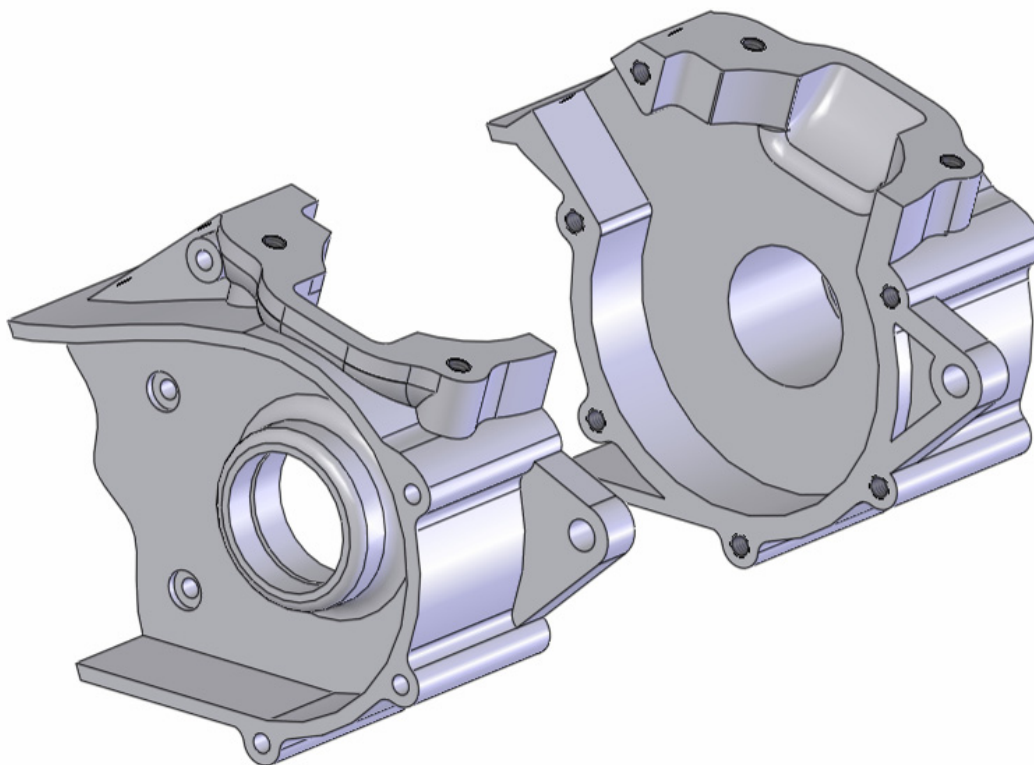
Tvar, průřez a uspořádání kanálů určuje směr proudění spalin a čerstvé náplně. Nejdokonalejšího výplachu spalin z válce motoru a také naplnění válce čerstvou směsí se dosáhne pomocí vratného vyplachování. Okna přepouštěcích kanálů zabezpečují nejen přívod čerstvé směsi ze spodního kompresního prostoru v klikové skříni, ale také její vhodné nasměrování do prostoru nad pístem tak, aby se objem pracovního prostoru válce co nejlépe vypláchnul a přitom se minimalizovaly ztráty odchodem čerstvé směsi do výfukového kanálu.



Obr. 50 Rozmístění kanálů ve válci motoru

9.4 Kliková skříň

Kliková skříň motoru slouží k uložení klikového hřídele a je odlita vcelku s převodovou skříní. Konstrukční řešení převodové skříně není obsahem této diplomové práce, proto se zaměřím pouze na prvky charakterizující celkovou koncepci klikové skříně. Na obrázku 51 jsou obě poloviny klikové skříně se svislou dělicí rovinou. Vzájemná poloha obou částí je ustavena pomocí kolíků a šroubů. Utěsnění klikové skříně je zabezpečeno plochým těsněním.

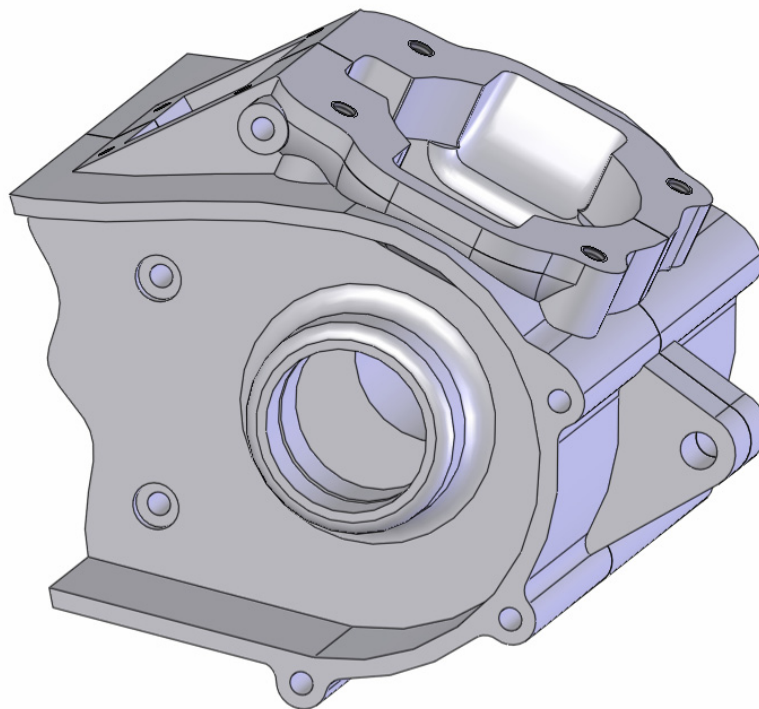


Obr. 51 Virtuální 3D model obou polovin klikové skříně

Klikový hřídel je uložen v klikové skříní pomocí tří ložisek, která jsou zalisována do vývrtů v obou polovinách skříně. Prostor klikové skříně je oddělen od vnějšího prostředí těsníci kroužky. Odlitek klikové skříně obsahuje také části přepouštěcích kanálů.

Sání je řízeno jazýčkovým ventilem. Výhoda tohoto řešení spočívá v úplném zamezení vzniku pulsací v sacím systému motoru, dochází ke zlepšení průběhu točivého momentu motoru a také umožňuje téměř libovolné umístění karburátoru u klikové skříně. Tvar navržené klikové skříně je tedy uzpůsoben pro použití jazýčkového ventilu.

Kliková skříň musí splňovat požadavky na dostatečně tuhé uložení klikového mechanismu a také na co největší utlumení vnitřního hluku a vibrací motoru. Kliková skříň rovněž umožňuje upevnění celého motoru do rámu motocyklu.

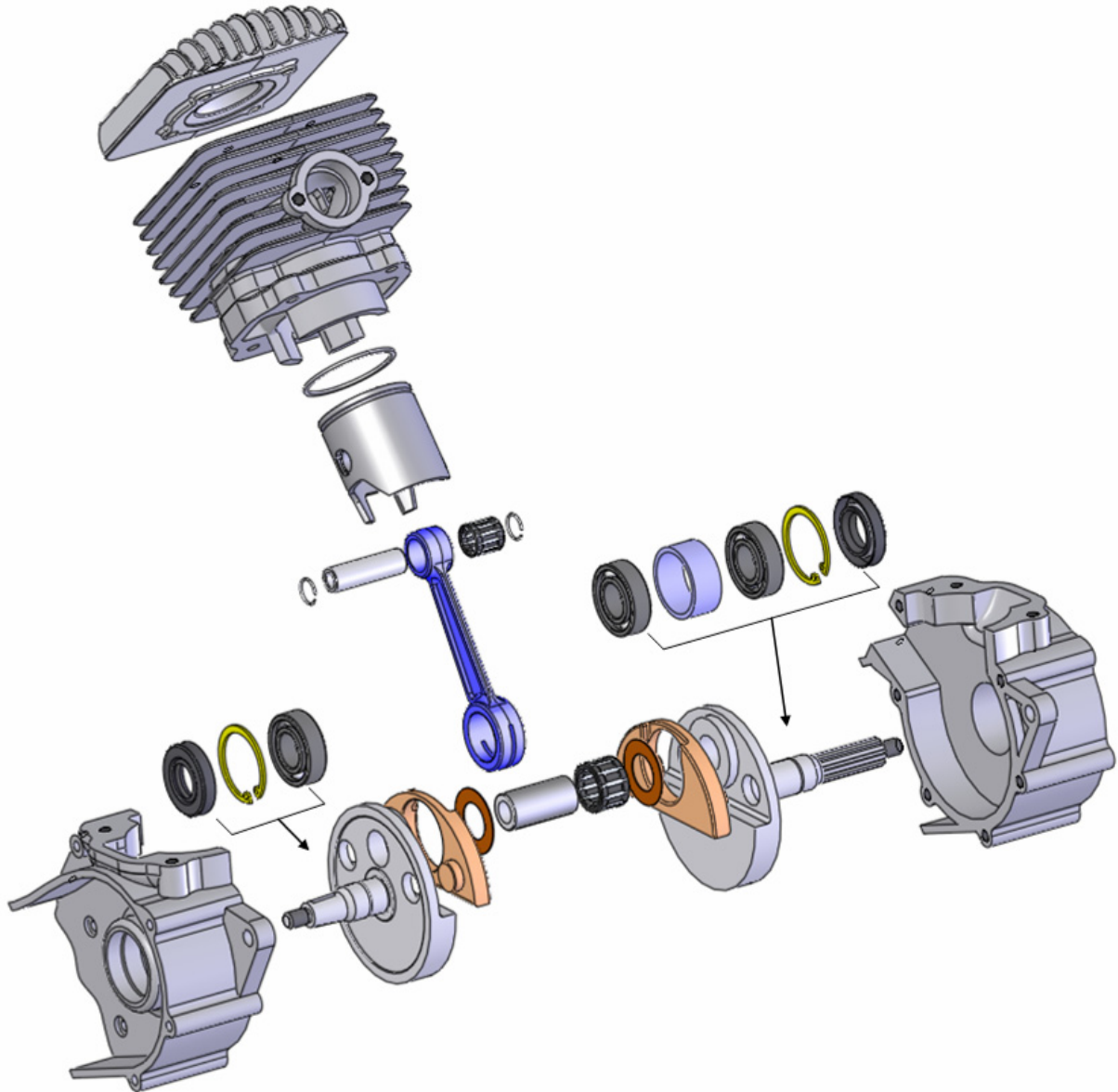


Obr. 52 Virtuální 3D model klikové skříně

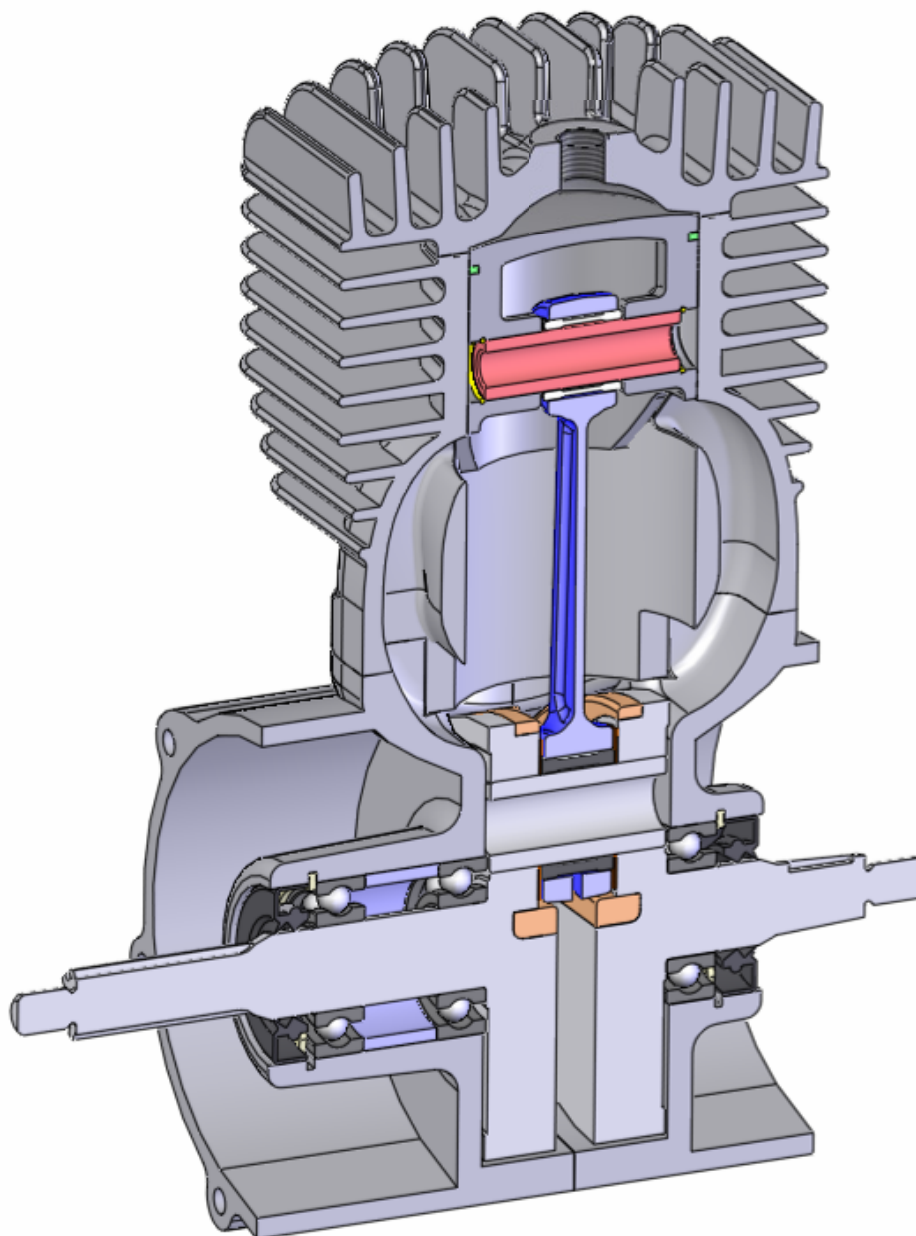
Cílem diplomové práce je také tvorba příčného řezu motoru. Virtuální 3D modely jednotlivých jeho částí nyní opět s výhodou použijí. Na obrázcích dále je zobrazen virtuální 3D model části navrhovaného dvoudobého motoru pro malý motocykl. Slouží pouze k upřesnění celkové koncepce motoru, jeho vzhledu a také umožňuje kontrolu součinnosti jednotlivých prvků.

Požadovaný příčný řez motoru je vytvořen v programu AutoCad a je obsažen v příloze 3.

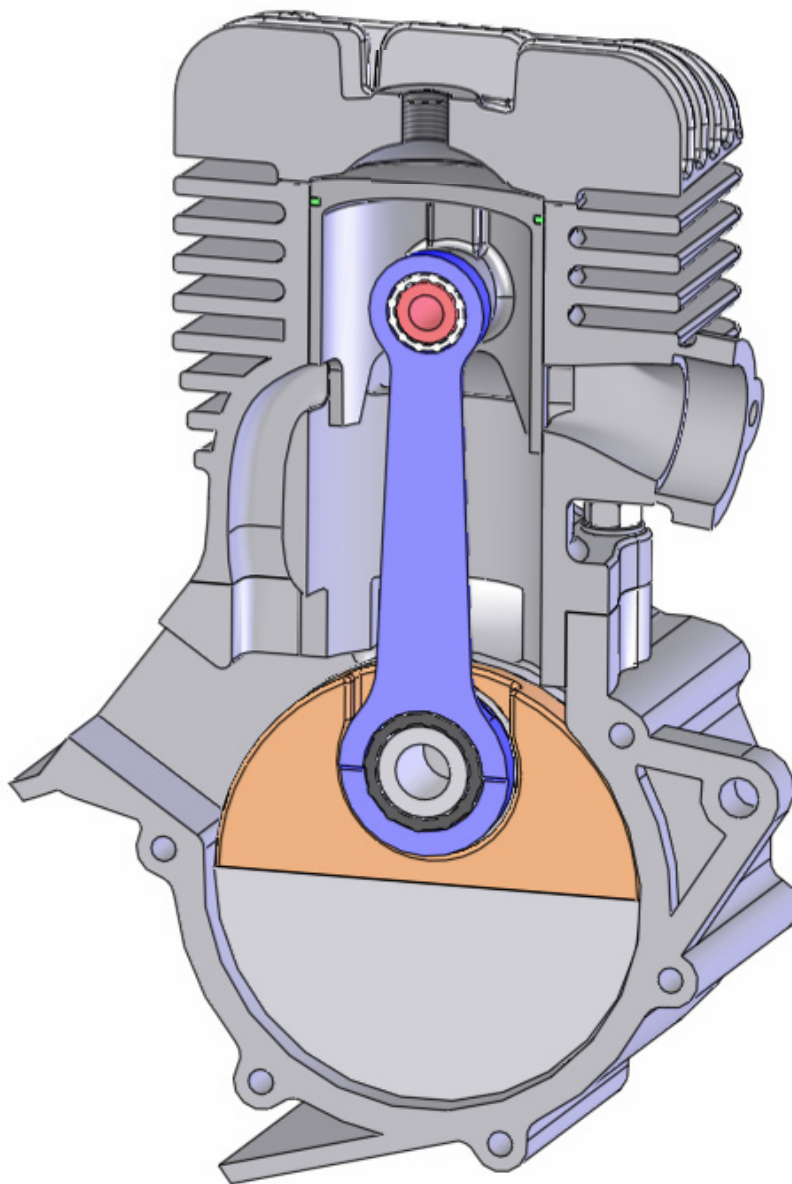
9.5 Virtuální 3D model navrhované části motoru



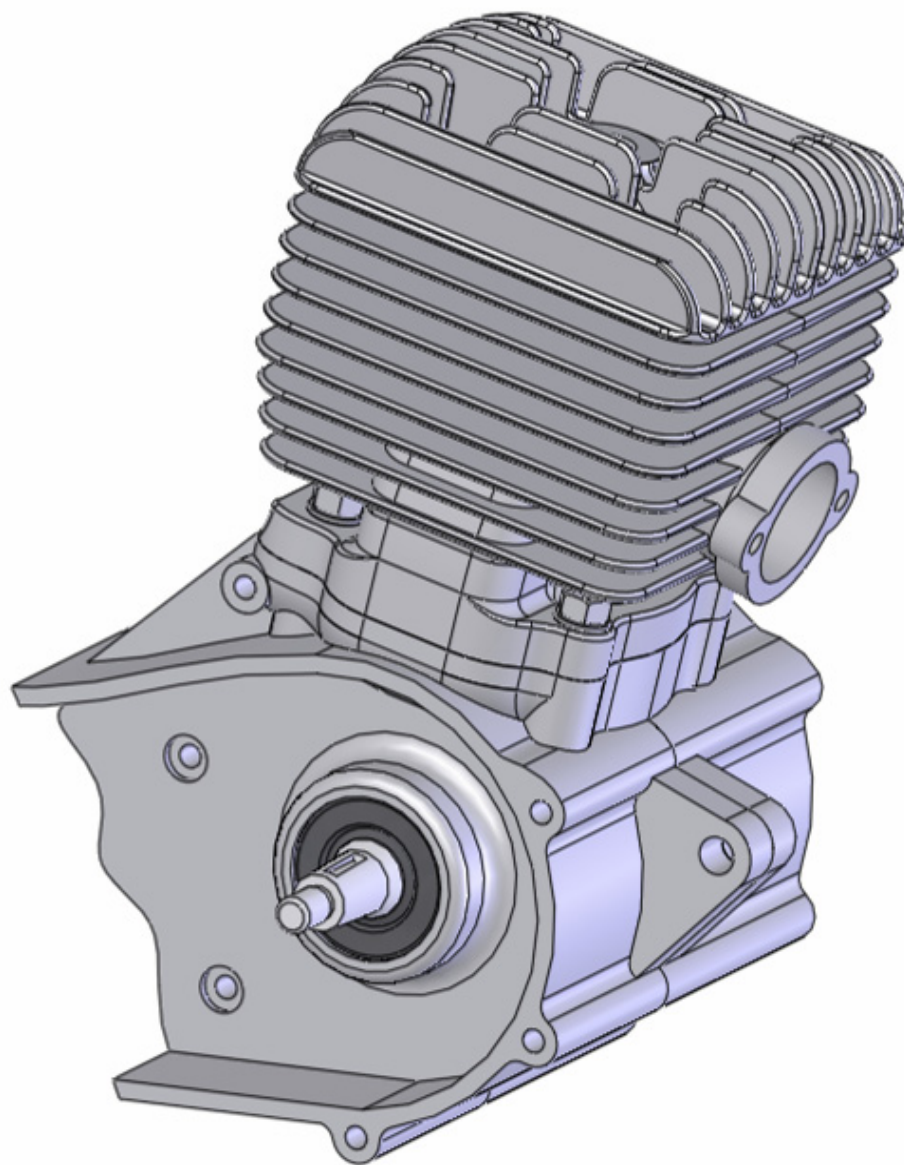
Obr. 53 Rozložená sestava navrhované části motoru



Obr. 54 Podélný řez virtuálním 3D modelem



Obr. 55 Příčný řez virtuálním 3D modelem



Obr. 56 Virtuální 3D model navrhované části motoru

10. Závěr

V úvodu diplomové práce byla provedena rešerše současných malých motocyklů s motory o objemu blízcím se zadané hodnotě 80ccm. Tato kategorie je charakterizována jednak motocykly s nižšími výkony, které jsou určeny pro nejmenší jezdce, ale také skupinou vysoce výkonných modelů. Rešerše byla provedena na základě podkladů předních světových výrobců motocyklů.

V první části výpočtů byla snaha se vhodnou volbou základních parametrů přiblížit méně výkonným, současně vyráběným, dvoudobým motocyklovým motorům. Vysoce výkonné motocyklové motory jsou z hlediska své konstrukce již velmi složité a jejich návrh značně komplikovaný a rozsáhlý.

Po návrhu základních parametrů všech prvků klikového mechanismu byly určeny síly na něj působící. Dále byl proveden kontrolní pevnostní výpočet ojnice, který umožnil ověřit základní navržené parametry ojnice z hlediska jejího namáhání a také kontrolu nejvíce namáhaných míst. Výsledky výpočtů byly použity pro případnou úpravu rozměrů ojnice. Výsledný model ojnice splňuje všechny požadavky kontrolního pevnostního výpočtu.

Přesnější informace o namáhání celé ojnice byly zjištěny pevnostním výpočtem metodou konečných prvků. Ukázalo se, že kritickým místem ojnice je přechod dřívku do horního oka. Nejnižší koeficient bezpečnosti k meznímu stavu pružnosti zde dosáhl hodnoty 1,76.

Součástí diplomové práce je také návrh dalších součástí motoru, které pomáhají upřesnit zvolenou koncepci navrhovaného motocyklového dvoudobého motoru. Jedná se o válec motoru, hlavu válce, klikovou hřídel a v neposlední řadě také o klikovou skříň motoru. Velmi důležitými součástmi dvoudobého motoru jsou také sací a výfukový systém. Jejich vhodný návrh značně zlepšuje jeho výkonové parametry. Při použití tzv. laděného výfukového potrubí se dosáhne navýšení maximální hodnoty kroutícího momentu a výkonu, ale lze jím vhodně upravit také jejich průběh. Soustava tvořená výfukovou přívěrou, potrubím a rezonátorem totiž ovlivňuje průběh tlaku ve výfukovém otvoru válce motoru a zlepšuje tak plnění válce a rovněž snižuje ztráty čerstvé směsi odchodem do výfukového potrubí. Návrh těchto systémů je ovšem již značně komplikovaný a není cílem této diplomové práce. Všechny navrhované části dvoudobého motoru byly použity pro tvorbu virtuálního 3D modelu. Ten umožnil upřesnit nejen detaily jednotlivých součástí, ale také jejich funkčnost v celé sestavě. Model byl využit i při následné tvorbě příčného řezu motoru, který byl jedním z cílů této práce.

Na závěr je třeba zmínit, že při tvorbě diplomové práce docházelo k neustálým změnám v konstrukci navrhovaného motoru tak, aby splňoval nejen všechny funkční parametry na něj kladené, ale také představu o designu motocyklového motoru. S cílem zachovat přehlednost jsou v práci zmíněny pouze výsledné podoby jednotlivých prvků.

Výsledkem této diplomové práce je tedy návrh koncepce a konstrukčního řešení dvoudobého motoru pro malý motocykl o zdvihovém objemu 80ccm splňující všechny požadavky na něj kladené v průběhu tvorby celé práce.

11. Seznam použitých zdrojů

- [1] RAUSCHER, J.: Ročníkový projekt, studijní opory, FSI VUT Brno 2005
- [2] RAUSCHER, J.: Vozidlové motory, studijní opory, FSI VUT Brno 2003
- [3] RÁFL, J.-RITSCHL, E.: Dvoudobý benzínový motor. SNTL, Praha 1964
- [4] ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., JANÍČEK, P.: Mechanika těles pružnost a pevnost II, skripta VUT FSI, Brno 2002
- [5] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. : Strojnické tabulky, rozšířené vydání, Scientia, Praha 2000
- [6] JAROŠ, K. : Spalovací motory II. Konstrukce spalovacích motorů, Brno 1990
- [7] Internetové stránky Mat Web, poslední revize 21.3.2008, <http://www.Matweb.com>
- [8] Oficiální internetové stránky firmy Suzuki, poslední revize 7.5.2008, <http://www.suzuki.com>
- [9] Oficiální internetové stránky firmy Honda, poslední revize 7.5.2008, <http://www.honda.com>
- [10] Oficiální internetové stránky firmy Kawasaki, poslední revize 7.5.2008, <http://www.kawasaki.com>
- [11] Oficiální internetové stránky firmy Yamaha, poslední revize 7.5.2008, <http://www.yamaha.com>
- [12] Internetové stránky Total Motorcycle Website , poslední revize 7.5.2008, <http://www.totalmotorcycle.com>
- [13] Oficiální internetové stránky firmy Pivotal Engineering Ltd, poslední revize 1.4.2008, <http://www.pivotalengine.com>

12. Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu
a _{oj}	[mm]	Vzdálenost středu horního oka od těžiště ojnice
a ₁	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu (harmonická složka 1. řádu)
a ₂	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu (harmonická složka 2. řádu)
b _{oj}	[mm]	Vzdálenost středu dolního oka od těžiště ojnice
b _{oko}	[mm]	Šířka horního oka ojnice
b _{oko2}	[mm]	Šířka dolního oka ojnice
c _s	[m·s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
d _A	[mm]	Průměr horního oka ojnice
d _B	[mm]	Průměr dolního oka ojnice
D	[mm]	Vrtání válce
D _A	[mm]	Vnější průměr horního oka ojnice
D _B	[mm]	Vnější průměr dolního oka ojnice
D _S	[mm]	Průměr setrvačnicku
E _{cep}	[MPa]	Modul pružnosti materiálu čepu
F _c	[kN]	Výsledná síla působící ve směru osy válce (celková)
F _{cčást}	[kN]	Výsledná síla působící ve směru osy válce
F _{c_drik_II}	[kN]	Výsledná síla namáhající průřez II-II dřívku ojnice
F _{c_drik_III}	[kN]	Výsledná síla namáhající průřez III-III dřívku ojnice
F _n	[kN]	Boční síla na píst
F _{oc}	[kN]	Celková síla v ojnicím čepu
F _{očást1}	[kN]	Síla přenášená pístním čepem
F _{oc_max}	[kN]	Maximální tlaková síla zatěžující průřez (horní oko)
F _{oc_min}	[kN]	Maximální tahová síla zatěžující průřez (horní oko)
F _{oc2_max}	[kN]	Maximální tlaková síla zatěžující průřez (dolní oko)
F _{oc2_min}	[kN]	Maximální tahová síla zatěžující průřez (dolní oko)

F_{od}	[kN]	Odstředivá síla rotační části ojnice
F_{o1}	[kN]	Ojniční síla
F_p	[kN]	Síla od tlaku plynů
F_r	[kN]	Průmět ojniční síly do radiálního směru
F_R	[kN]	Celková radiální síla
F_S	[kN]	Síla setrvačná
F_{scelk}	[kN]	Celková síla setrvačná
F_t	[kN]	Tangenciální síla
h_{oko}	[mm]	Tloušťka průřezu horního oka ojnice
h_{oko2}	[mm]	Tloušťka průřezu dolního oka ojnice
i	[-]	Počet válců
i_{III}	[m]	Poloměr setrvačnosti průřezu III-III dřívku
$I_{y_drik_III}$	[m ⁴]	Osový kvadratický moment průřezu III-III dřívku
J_T	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti k těžišti
k	[-]	Zdvihový poměr
$k_{\sigma_DolniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti pro dolní oko
$k_{\sigma_drik_II}$	[-]	Hodnota bezpečnosti pro dřív (průřez II-II)
$k_{\sigma_drik_III}$	[-]	Hodnota bezpečnosti pro dřív (průřez III-III)
$k_{\sigma_HorniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti pro horní oko
$k_{\sigma1_DolniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi únavy pro dolní oko
$k_{\sigma1_drik_II}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi únavy dřívku (II-II)
$k_{\sigma1_HorniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi únavy pro horní oko
$k_{\sigma2_DolniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi pružnosti pro dolní oko
$k_{\sigma2_drik_II}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi pružnosti dřívku (II-II)
$k_{\sigma2_HorniOko}$	[-]	Hodnota bezpečnosti k mezi pružnosti pro horní oko
$K_{\sigma_DolniOko}$	[-]	Součinitel vrubu (dolní oko)
$K_{\sigma_drik_II}$	[-]	Součinitel vrubu (průřez dřívku II-II)
$K_{\sigma_HorniOko}$	[-]	Součinitel vrubu (horní oko)

l_{oj}	[mm]	Délka ojnice
l_{sp}	[mm]	Délka dolní části pístu
m_{A2}	[Kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice
m_{B2}	[Kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
$m_{\text{čepu}}$	[Kg]	Hmotnost pístního čepu
m_{krouz}	[Kg]	Hmotnost pístního kroužku
m_{loz}	[Kg]	Hmotnost ojnicního ložiska
m_{oj}	[Kg]	Hmotnost ojnice
$m_{\text{ojnice_II}}$	[Kg]	Hmotnost části ojnice nad průřezem II-II
$m_{\text{ojnice_III}}$	[Kg]	Hmotnost části ojnice nad průřezem III-III
$m_{\text{pístu}}$	[Kg]	Hmotnost pístu
m_{poj}	[Kg]	Hmotnost pojistného kroužku
m_{pskup}	[Kg]	Hmotnost pístní skupiny
m_1	[Kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice
m_2	[Kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
m_3	[Kg]	Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice
M_k	[N·m]	Kroutící moment motoru
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
$n_{\text{o_prut}}$	[-]	Počet prutů prutové náhrady ojnicního čepu
n_{prut}	[-]	Počet prutů prutové náhrady
$n_{\text{p_prut}}$	[-]	Počet prutů prutové náhrady pístního čepu
P_{atm}	[MPa]	Atmosférický tlak
P_{cep}	[MPa]	Tlak zatěžující povrch čepu
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
P_e	[kW]	Výkon motoru
P_L	[kW·l ⁻¹]	Objemový výkon motoru
r	[mm]	Rameno kliky
r_{cep}	[mm]	Vnější poloměr čepu

r_{o_cep}	[mm]	Vnější poloměr ojnicního čepu
r_{p_cep}	[mm]	Vnější poloměr pístního čepu
r_{os}	[mm]	Poloměr těžiště příčného průřezu (horní oko)
r_{os2}	[mm]	Poloměr těžiště příčného průřezu (dolní oko)
s	[m]	Dráha pístu
s_1	[m]	Dráha pístu (harmonická složka 1. řádu)
s_2	[m]	Dráha pístu (harmonická složka 2. řádu)
S_{cep}	[mm ²]	Plocha čepu zatížená tlakem
S_{drik_II}	[mm ²]	Průřez dřívku II
S_{drik_III}	[mm ²]	Průřez dřívku III
S_{o_cep}	[mm ²]	Plocha ojnicního čepu zatížená tlakem
S_{o_prut}	[mm ²]	Průřez prutu prutové náhrady ojnicního čepu
S_p	[cm ²]	Plocha dna pístu
S_{prut}	[mm ²]	Průřez prutu prutové náhrady
S_{p_cep}	[mm ²]	Plocha povrchu pístního čepu zatížená tlakem
S_{p_prut}	[mm ²]	Průřez prutu prutové náhrady pístního čepu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu
v_1	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu (harmonická složka 1. řádu)
v_2	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu (harmonická složka 2. řádu)
V_c	[cm ³]	Okamžitý objem
V_k	[cm ³]	Kompresní objem
V_z	[cm ³]	Zdvihový objem motoru
Z	[mm]	Zdvih pístu
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	Úhel odklonu ojnice
Δr_{cep}	[mm]	Radiální deformace čepu
Δr_{o_cep}	[mm]	Radiální deformace ojnicního čepu
Δr_{prut}	[mm]	Radiální deformace prutu prutové náhrady
Δr_{p_cep}	[mm]	Radiální deformace pístního čepu

ε	[-]	Teoretický kompresní poměr
ε_{oj}	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení pohybu ojnice
$\varepsilon_{\sigma_DolniOko}$	[-]	Součinitel velikosti (dolní oko)
$\varepsilon_{\sigma_drik_II}$	[-]	Součinitel velikosti (průřez dřívku II-II)
$\varepsilon_{\sigma_HorniOko}$	[-]	Součinitel velikosti (horní oko)
$\eta_{DolniOko}$	[-]	Součinitel kvality povrchu (dolní oko)
η_{drik_II}	[-]	Součinitel kvality povrchu (průřez dřívku II-II)
$\eta_{HorniOko}$	[-]	Součinitel kvality povrchu (horní oko)
λ	[-]	Klikový poměr
ξ	[-]	Štíhlost ojnice
π	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma_{a_dolniOko}$	[MPa]	Amplituda cyklu (dolní oko)
$\sigma_{a_drik_II}$	[MPa]	Amplituda cyklu (průřez dřívku II-II)
$\sigma_{a_HorniOko}$	[MPa]	Amplituda cyklu (horní oko)
σ_{CO_ojnice}	[MPa]	Mez únavy materiálu ojnice
$\sigma_{CO_DolniOko}$	[MPa]	Mez únavy ojnice (dolní oko)
$\sigma_{CO_drik_II}$	[MPa]	Mez únavy ojnice (průřez dřívku II-II)
$\sigma_{CO_HorniOko}$	[MPa]	Mez únavy ojnice (horní oko)
σ_k	[MPa]	Mez kluzu materiálu ojnice
σ_{krit_III}	[MPa]	Kritické napětí (průřez III-III dřívku)
$\sigma_{max_DolniOko}$	[MPa]	Maximální napětí cyklu (dolní oko)
$\sigma_{max_drik_II}$	[MPa]	Maximální napětí cyklu (průřez dřívku II-II)
$\sigma_{max_HorniOko}$	[MPa]	Maximální napětí cyklu (horní oko)
$\sigma_{min_DolniOko}$	[MPa]	Minimální napětí cyklu (dolní oko)
$\sigma_{min_drik_II}$	[MPa]	Minimální napětí cyklu (průřez dřívku II-II)
$\sigma_{min_HorniOko}$	[MPa]	Minimální napětí cyklu (horní oko)
$\sigma_m_DolniOko$	[MPa]	Střední hodnota cyklu (dolní oko)
$\sigma_m_drik_II$	[MPa]	Střední hodnota cyklu (průřez dřívku II-II)
$\sigma_m_HorniOko$	[MPa]	Střední hodnota cyklu (horní oko)

σ_{oc_as}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákně (horní oko)
σ_{oc_at}	[MPa]	Normálové tlakové napětí (horní oko)
σ_{oc_is}	[MPa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákně (horní oko)
σ_{oc2_as}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákně (dolní oko)
σ_{oc2_at}	[MPa]	Normálové tlakové napětí (dolní oko)
σ_{oc2_is}	[MPa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákně (dolní oko)
σ_{pt}	[MPa]	Mez pevnosti materiálu ojnice
σ_{tah_II}	[MPa]	Maximální tahové napětí v průřezu II-II
σ_{tlak_II}	[MPa]	Maximální tlakové napětí v průřezu II-II
σ_{tlak_III}	[MPa]	Maximální tlakové napětí v průřezu III-III
τ	[-]	Taktnost motoru
φ_z	[deg]	Úhel zakotvení horního oka ojnice
φ_{z2}	[deg]	Úhel zakotvení dolního oka ojnice
Ψ_{ojnice}	[-]	Únavový koeficient
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost klikového hřídele
ω_{oj}	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost pohybu ojnice

13. Seznam příloh

- Příloha 1 : Kontrolní pevnostní výpočet ojnice
- Příloha 2 : Výpočet průřezů prutových náhrad pístního a ojnicního čepu
- Příloha 3 : Příčný řez motoru
- Příloha 4 : Kompaktní disk, vložen v kapse desek diplomové práce

Příloha 1: Kontrolní pevnostní výpočet ojnice

Materiál ojnice	ČSN 14 240
Mez pevnosti	$\sigma_{pt} := 700 \cdot \text{MPa}$
Mez kluzu	$\sigma_k := 480 \cdot \text{MPa}$
Mez únavy	$\sigma_{CO_ojnice} := 300 \text{MPa}$

1 Pevnostní kontrola horního oka ojnice

Vnitřní průměr horního oka ojnice	$d_A = 16 \text{ mm}$
Vnější průměr horního oka ojnice	$D_A := 23 \cdot \text{mm}$
Úhel zakotvení oka ojnice.....	$\phi_Z := 130 \cdot \text{deg}$

Průřez ojnice: $b_{oko} := 14 \text{ mm}$
 $h_{oko} := 3.5 \text{ mm}$

Poloměr těžiště příčného průřezu:

$$r_{os} := \frac{D_A + d_A}{4}$$

Oko ojnice nemá zalisované pouzdro kluzného ložiska $k_1 := 1$

1.1 Namáhání horního oka ojnice tahovou silou

Maximální síla zatěžující průřez tahem:

$$F_{oc_min} := -1 \cdot \min(F_{očást1}) \quad F_{oc_min} = 0.355 \text{ kN}$$

Dílčí vztahy:

$$M_{os} := F_{oc_min} \cdot r_{os} \cdot \left(0.00033 \cdot \frac{\phi_Z}{\text{deg}} - 0.0297 \right)$$

$$F_{nos} := F_{oc_min} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \frac{\phi_Z}{\text{deg}} \right)$$

$$M_s := M_{os} + F_{nos} \cdot r_{os} \cdot (1 - \cos(\phi_Z)) - 0.5 \cdot F_{oc_min} \cdot r_{os} \cdot (\sin(\phi_Z) - \cos(\phi_Z))$$

$$F_{ns} := F_{nos} \cdot \cos(\phi_Z) + 0.5 \cdot F_{oc_min} \cdot (\sin(\phi_Z) - \cos(\phi_Z))$$

Normálové napětí ve vnějším vlákne:

$$\sigma_{oc_as} := \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r_{os} + h_{oko}}{h_{oko} \cdot (2 \cdot r_{os} + h_{oko})} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko} \cdot h_{oko}} \quad \sigma_{oc_as} = 11.4 \text{ MPa}$$

Normálové napětí ve vnitřním vlákně:

$$\sigma_{oc_is} := \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r_{os} + h_{oko}}{h_{oko} \cdot (2 \cdot r_{os} - h_{oko})} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko} \cdot h_{oko}} \quad \sigma_{oc_is} = -9.2 \text{ MPa}$$

Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně:

$$\sigma_{oc_as} = 11.366 \text{ MPa} \quad \sigma_{oc_is} = -9.213 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí $\sigma_{dov} = 220 \text{ MPa}$.

vyhovuje

1.2 Namáhání horního oka ojnice tlakovou silou

Maximální tlaková síla zatěžující průřez:

$$F_{oc_max} := -1 \cdot \max(F_{očást1}) \quad F_{oc_max} = -5.84 \text{ kN}$$

Dílčí vztahy:

Pro úhel zakotvení ojnice 130°

$$a_{oko1} := 0.0085$$

$$a_{oko2} := -0.0030$$

$$J_{oko} := \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\frac{\phi_z}{\text{rad}}}{2} \right) \cdot \sin(\phi_z) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\phi_z)$$

$$M_t := F_{oc_max} \cdot r_{os} \cdot \left[a_{oko2} + a_{oko1} \cdot (1 - \cos(\phi_z)) - \frac{\pi}{2} \cdot J_{oko} \right]$$

$$F_{nt} := F_{oc_max} \cdot \left(a_{oko1} \cdot \cos(\phi_z) + \frac{2}{\pi} \cdot J_{oko} \right)$$

Normálové tlakové napětí:

$$\sigma_{oc_at} := \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r_{os} + h_{oko}}{h_{oko} \cdot (2 \cdot r_{os} + h_{oko})} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko} \cdot h_{oko}} \quad \sigma_{oc_at} = 128.7 \text{ MPa}$$

Normálové napětí:

$$\sigma_{oc_at} = 128.74 \text{ MPa}$$

Dovolené tlakové napětí $\sigma_{dov} = 220 \text{ MPa}$.

vyhovuje

1.3 Únavové namáhání horního oka ojnice

Parametry cyklu:

$$\sigma_{\max_HorniOko} := \sigma_{oc_at} \quad \text{maximální napětí cyklu} \quad \sigma_{\max_HorniOko} = 128.745 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min_HorniOko} := \sigma_{oc_is} \quad \text{minimální napětí cyklu} \quad \sigma_{\min_HorniOko} = -9.213 \text{ MPa}$$

Cyklos má neharmonický průběh, jde o průběh periodický. Z hlediska únavového poškození lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{m_HorniOko} := \frac{\sigma_{\max_HorniOko} + \sigma_{\min_HorniOko}}{2} \quad \sigma_{m_HorniOko} = 59.766 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_HorniOko} := \frac{\sigma_{\max_HorniOko} - \sigma_{\min_HorniOko}}{2} \quad \sigma_{a_HorniOko} = 68.979 \text{ MPa}$$

Při stanovení míry bezpečnosti lze vycházet ze skutečnosti, že v místě přechodu z oka do dřívku ojnice není žádný vrub. Proto volím $K_\sigma = 1$ a rovněž součinitel vlivu absolutní velikosti $\epsilon_\sigma = 1$.

Míru bezpečnosti ovlivňuje tedy kvalita povrchu v místě přechodu z dřívku do oka ojnice vyjádřená součinitelem kvality povrchu η .

Součinitel vrubu..... $K_{\sigma_HorniOko} := 1$

Součinitel velikosti..... $\epsilon_{\sigma_HorniOko} := 1$

Součinitel kvality povrchu:

$$\eta_{1_HorniOko} := 0.8$$

$$\eta_{2_HorniOko} := 1$$

$$\eta_{HorniOko} := \eta_{1_HorniOko} \cdot \eta_{2_HorniOko}$$

Součinitel kvality povrchu..... $\eta_{HorniOko} = 0.8$

Mez únavy $\sigma_{CO_ojnice} = 300 \text{ MPa}$

Mez kluzu $\sigma_k = 480 \text{ MPa}$

$$\Psi_{ojnice} := 0.1$$

Mez únavy ojnice:

$$\sigma_{CO_HorniOko} := \sigma_{CO_ojnice} \cdot \frac{\epsilon_{\sigma_HorniOko} \cdot \eta_{HorniOko}}{K_{\sigma_HorniOko}}$$

Hodnota bezpečnosti pro horní oko ojnice (uvažují prosté zatěžování):

$$k_{\sigma 1_HorniOko} := \frac{\sigma_{CO_HorniOko}}{\frac{\sigma_{CO_HorniOko}}{\sigma_{CO_ojnice}} \cdot \psi_{ojnice} \cdot \sigma_{m_HorniOko} + \sigma_{a_HorniOko}}$$

$$k_{\sigma 1_HorniOko} = 3.25$$

$$k_{\sigma 2_HorniOko} := \frac{\sigma_k}{\sigma_{m_HorniOko} + \sigma_{a_HorniOko}}$$

$$k_{\sigma 2_HorniOko} = 3.73$$

$$k_{\sigma_HorniOko} = \min(k_{\sigma 1_HorniOko}, k_{\sigma 2_HorniOko})$$

$$k_{\sigma_HorniOko} := k_{\sigma 1_HorniOko}$$

$$k_{\sigma_HorniOko} = 3.25$$

Doporučená hodnota bezpečnosti: $k_{\sigma} = 2,5$ až 5

vyhovuje

2 Pevnostní kontrola dříku ojnice

Pevnostní kontrola dříku ojnice se provádí v minimálním průřezu **II - II** a ve středním průřezu **III - III**

2.1 Minimální průřez dříku ojnice II - II

Průřez je namáhán výslednicí sil od tlaku plynů, která je zmenšená o setrvačné síly písní skupiny a části ojnice nad průřezem II.

Průřez dříku	$S_{drik_II} := 42.22 \text{ mm}^2$
Hmotnost písní skupiny.....	$m_{pskup} = 0.097 \text{ kg}$
Hmotnost ojnice nad průřezem II-II.....	$m_{ojnice_II} := 0.024 \cdot \text{kg}$

Výsledná síla působící v minimálním průřezu dříku ojnice:

$$m_{pro_II} := m_{pskup} + m_{ojnice_II}$$

$$F_{c_drik_IIj} := \frac{F_{p_i} + (-m_{pro_II} \cdot a(\alpha_i))}{\cos(\beta_i)}$$

maximální tahová síla v průřezu **II-II**

$$F_{tah_II} := \min(F_{c_drik_II})$$

$$F_{tah_II} = -0.652 \text{ kN}$$

maximální tahové napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{\text{tah_II}} := \frac{F_{\text{tah_II}}}{S_{\text{drik_II}}} \quad \sigma_{\text{tah_II}} = -15.434 \text{ MPa}$$

maximální tlaková síla v průřezu II-II

$$F_{\text{tlak_II}} := \max(F_{\text{c_drik_II}}) \quad F_{\text{tlak_II}} = 5.359 \text{ kN}$$

maximální tlakové napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{\text{tlak_II}} := \frac{F_{\text{tlak_II}}}{S_{\text{drik_II}}} \quad \sigma_{\text{tlak_II}} = 126.932 \text{ MPa}$$

Maximální tahová a tlaková napětí v průřezu II:

$$\sigma_{\text{tah_II}} = -15.434 \text{ MPa} \quad \sigma_{\text{tlak_II}} = 126.932 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí $\sigma_{\text{dov}} = 220 \text{ MPa}$.

vyhovuje

Únavové namáhání průřezu II-II dříku ojnice:

Parametry cyklu:

$$\sigma_{\text{max_drik_II}} := \sigma_{\text{tlak_II}} \quad \text{maximální napětí cyklu} \quad \sigma_{\text{max_drik_II}} = 126.932 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min_drik_II}} := \sigma_{\text{tah_II}} \quad \text{minimální napětí cyklu} \quad \sigma_{\text{min_drik_II}} = -15.434 \text{ MPa}$$

Cyklus má neharmonický průběh, jde o průběh periodický. Z hlediska únavového poškození lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{\text{m_drik_II}} := \frac{\sigma_{\text{max_drik_II}} + \sigma_{\text{min_drik_II}}}{2} \quad \sigma_{\text{m_drik_II}} = 55.749 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{a_drik_II}} := \frac{\sigma_{\text{max_drik_II}} - \sigma_{\text{min_drik_II}}}{2} \quad \sigma_{\text{a_drik_II}} = 71.183 \text{ MPa}$$

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání průřezu II-II uvažuji u kované ojnice s neopracovaným povrchem dříku $K_{\sigma} = 1$, $\varepsilon_{\sigma} = 1$, $\eta_1 = 0.8$ a $\eta_2 = 1$

$$\text{Součinitel vrubu} \dots \dots \dots K_{\sigma_drik_II} := 1$$

$$\text{Součinitel velikosti} \dots \dots \dots \varepsilon_{\sigma_drik_II} := 1$$

Součinitel kvality povrchu:

$$\eta_{1_drik_II} := 0.8$$

$$\eta_{2_drik_II} := 1$$

$$\eta_{\text{drik_II}} := \eta_{1_drik_II} \cdot \eta_{2_drik_II}$$

Součinitel kvality povrchu.....	$\eta_{\text{drik_II}} = 0.8$
Mez únavy pro slitinovou ocel.....	$\sigma_{\text{CO_ojnice}} = 300 \text{ MPa}$
Mez kluzu pro slitinovou ocel.....	$\sigma_k = 480 \text{ MPa}$
	$\Psi_{\text{ojnice}} = 0.1$

Mez únavy ojnice:

$$\sigma_{\text{CO_drik_II}} := \sigma_{\text{CO_ojnice}} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma_drik_II} \cdot \eta_{\text{drik_II}}}{K_{\sigma_drik_II}}$$

Hodnota bezpečnosti dříku pro průřez II-II ojnice (uvažují prosté zatěžování):

$$k_{\sigma 1_drik_II} := \frac{\sigma_{\text{CO_drik_II}}}{\frac{\sigma_{\text{CO_drik_II}}}{\sigma_{\text{CO_ojnice}}} \cdot \Psi_{\text{ojnice}} \cdot \sigma_{\text{m_drik_II}} + \sigma_{\text{a_drik_II}}} \quad k_{\sigma 1_drik_II} = 3.17$$

$$k_{\sigma 2_drik_II} := \frac{\sigma_k}{\sigma_{\text{m_drik_II}} + \sigma_{\text{a_drik_II}}} \quad k_{\sigma 2_drik_II} = 3.78$$

$$k_{\sigma_drik_II} = \min(k_{\sigma 1_drik_II}, k_{\sigma 2_drik_II})$$

$$k_{\sigma_drik_II} := k_{\sigma 1_drik_II} \quad k_{\sigma_drik_II} = 3.17$$

Doporučená hodnota bezpečnosti: $k_{\sigma} = 2$ až $2,5$

vyhovuje

2.2 Střední průřez dříku ojnice III - III

Průřez je namáhán výslednicí sil od tlaku plynů, která je zmenšená o setrvačné síly písní skupiny a části ojnice nad průřezem III.

Určím štíhlost ojnice a poté vliv vzpěrného namáhání.

$$\text{Průřez dříku} \dots\dots\dots S_{\text{drik_III}} := 47.01 \text{ mm}^2$$

$$\text{Hmotnost písní skupiny} \dots\dots\dots m_{\text{pskup}} = 0.097 \text{ kg}$$

$$\text{Hmotnost ojnice nad průřezem III-III} \dots\dots\dots m_{\text{ojnice_III}} := 0.035 \cdot \text{kg}$$

Osový kvadratický momenty středního průřezu III-III

$$I_{y_drik_III} := 4.01 \cdot 10^{-11} \cdot \text{m}^4$$

Poloměr setrvačnosti středního průřezu ojnice:

$$i_{III} := \sqrt{\frac{I_{y_drik_III}}{S_{drik_III}}}$$

Štíhlost ojnice:

$$\xi := \frac{l_{oj}}{i_{III}} \quad \xi = 98.529$$

Pro $40 < \xi < 100$ se jedná o tzv. nepružný vzpěr a kontrolní výpočet se provádí dle metody Tetmayer -Jasiňskýj.

Výsledná síla působící v minimálním průřezu dřívku ojnice:

$$m_{pro_III} := m_{pskup} + m_{ojnice_III}$$

$$F_{c_drik_III_i} := \frac{F_{p_i} + (-m_{pro_III} \cdot a(\alpha_i))}{\cos(\beta_i)}$$

maximální tlaková síla v průřezu III-III

$$F_{tlak_III} := \max(F_{c_drik_III}) \quad F_{tlak_III} = 5.139 \text{ kN}$$

maximální tlakové napětí v průřezu III-III

$$\sigma_{tlak_III} := \frac{F_{tlak_III}}{S_{drik_III}} \quad \sigma_{tlak_III} = 109.309 \text{ MPa}$$

součinitele pro legované oceli..... $a_{drik_III} := 461 \text{ MPa}$
 $b_{drik_III} := 2.26 \cdot \text{MPa}$

Bezpečnost ve středním průřezu ojnice:

$$\sigma_{krit_III} := \left(a_{drik_III} - b_{drik_III} \cdot \frac{l_{oj}}{i_{III}} \right) \quad \sigma_{krit_III} = 238.324 \text{ MPa}$$

$$k_{\sigma_drik_III} := \frac{\sigma_{krit_III}}{\sigma_{tlak_III}} \quad k_{\sigma_drik_III} = 2.18$$

Doporučená hodnota bezpečnosti: $k_{\sigma} = 1,8$ až 3

vyhovuje

3 Pevnostní kontrola dolního oka ojnice

Vnitřní průměr dolního oka ojnice $d_B = 24 \text{ mm}$
 Vnější průměr dolního oka ojnice $D_B := 34 \cdot \text{mm}$
 Úhel zakotvení oka ojnice..... $\phi_{Z2} := 130 \cdot \text{deg}$

Průřez ojnice: $b_{oko2} := 14\text{mm}$

$h_{oko2} := 5\text{mm}$

Poloměr těžiště příčného průřezu:

$$r_{os2} := \frac{D_B + d_B}{4}$$

Oko ojnice nemá zalisované pouzdro kluzného ložiska $k_{12} := 1$

3.1 Namáhání dolního oka ojnice tahovou silou

Maximální síla zatěžující průřez tahem:

$$F_{oc2} := [F_{o1} - F_{od} \cdot \cos[(\lambda \cdot \sin(\alpha)) - \alpha]]$$

$$F_{oc2_min} := -\min(F_{oc2})$$

$$F_{oc2_min} = 1.612 \text{ kN}$$

Dílčí vztahy:

$$M_{os2} := F_{oc2_min} \cdot r_{os2} \cdot \left(0.00033 \cdot \frac{\phi_{z2}}{\text{deg}} - 0.0297 \right)$$

$$F_{nos2} := F_{oc2_min} \cdot \left(0.572 - 0.0008 \cdot \frac{\phi_{z2}}{\text{deg}} \right)$$

$$M_{s2} := M_{os2} + F_{nos2} \cdot r_{os2} \cdot (1 - \cos(\phi_{z2})) - 0.5 \cdot F_{oc2_min} \cdot r_{os2} \cdot (\sin(\phi_{z2}) - \cos(\phi_{z2}))$$

$$F_{ns2} := F_{nos2} \cdot \cos(\phi_{z2}) + 0.5 \cdot F_{oc2_min} \cdot (\sin(\phi_{z2}) - \cos(\phi_{z2}))$$

Normálové tahové napětí ve vnějším vlákně:

$$\sigma_{oc2_as} := \left[2 \cdot M_{s2} \cdot \frac{6 \cdot r_{os2} + h_{oko2}}{h_{oko2} \cdot (2 \cdot r_{os2} + h_{oko2})} + k_{12} \cdot F_{ns2} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko2} \cdot h_{oko2}}$$

$$\sigma_{oc2_as} = 49.4 \text{ MPa}$$

Normálové tahové napětí ve vnitřním vlákně:

$$\sigma_{oc2_is} := \left[-2 \cdot M_{s2} \cdot \frac{6 \cdot r_{os2} + h_{oko2}}{h_{oko2} \cdot (2 \cdot r_{os2} - h_{oko2})} + k_{12} \cdot F_{ns2} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko2} \cdot h_{oko2}}$$

$$\sigma_{oc2_is} = -30.5 \text{ MPa}$$

Normálová tahová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně:

$$\sigma_{oc2_as} = 49.378 \text{ MPa} \quad \sigma_{oc2_is} = -30.45 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí $\sigma_{dov} = 220 \text{ MPa}$.

vyhovuje

3.2 Namáhání dolního oka ojnice tlakovou silou

Maximální tlaková síla zatěžující průřez:

$$F_{oc2_max} := -\max(F_{oc2})$$

$$F_{oc2_max} = -4.207 \text{ kN}$$

Dílní vztahy:

Pro úhel zakotvení ojnice 130°

$$a_{oko12} := 0.0085$$

$$a_{oko22} := -0.0030$$

$$J_{oko2} := \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\frac{\phi_{z2}}{\text{rad}}}{2} \right) \cdot \sin(\phi_{z2}) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\phi_{z2})$$

$$M_{t2} := F_{oc2_max} \cdot r_{os2} \cdot \left[a_{oko22} + a_{oko12} \cdot (1 - \cos(\phi_{z2})) - \frac{\pi}{2} \cdot J_{oko2} \right]$$

$$F_{nt2} := F_{oc2_max} \cdot \left(a_{oko12} \cdot \cos(\phi_{z2}) + \frac{2}{\pi} \cdot J_{oko2} \right)$$

Normálové tlahové napětí:

$$\sigma_{oc2_at} := \left[2 \cdot M_{t2} \cdot \frac{6 \cdot r_{os2} + h_{oko2}}{h_{oko2} \cdot (2 \cdot r_{os2} + h_{oko2})} + k_{12} \cdot F_{nt2} \right] \cdot \frac{1}{b_{oko2} \cdot h_{oko2}}$$

$$\sigma_{oc2_at} = 67.9 \text{ MPa}$$

Normálové tlakové napětí:

$$\sigma_{oc2_at} = 67.916 \text{ MPa}$$

Dovolené tlakové napětí $\sigma_{dov} = 220 \text{ MPa}$.

vyhovuje

3.3 Únavové namáhání dolního oka ojnice

Parametry cyklu:

$$\sigma_{\max_DolniOko} := \sigma_{oc2_at} \quad \text{maximální napětí cyklu} \quad \sigma_{\max_DolniOko} = 67.916 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min_DolniOko} := \sigma_{oc2_is} \quad \text{minimální napětí cyklu} \quad \sigma_{\min_DolniOko} = -30.45 \text{ MPa}$$

Cyklos má neharmonický průběh, jde o průběh periodický. Z hlediska únavového poškození lze tento průběh nahradit s dostatečnou přesností harmonickým průběhem se stejnými parametry σ_m , σ_a .

$$\sigma_{m_DolniOko} := \frac{\sigma_{\max_DolniOko} + \sigma_{\min_DolniOko}}{2} \quad \sigma_{m_DolniOko} = 18.733 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_DolniOko} := \frac{\sigma_{\max_DolniOko} - \sigma_{\min_DolniOko}}{2} \quad \sigma_{a_DolniOko} = 49.183 \text{ MPa}$$

Při stanovení míry bezpečnosti lze vycházet ze skutečnosti, že v místě přechodu z oka do dřívku ojnice není žádný vrub. Proto volím $K_{\sigma} = 1$ a rovněž součinitel vlivu absolutní velikosti $\varepsilon_{\sigma} = 1$.

Míru bezpečnosti ovlivňuje tedy kvalita povrchu v místě přechodu z dřívku do oka ojnice vyjádřená součinitelem kvality povrchu η .

Součinitel vrubu..... $K_{\sigma_DolniOko} := 1$

Součinitel velikosti..... $\varepsilon_{\sigma_DolniOko} := 1$

Součinitel kvality povrchu:

$$\eta_{1_DolniOko} := 0.8$$

$$\eta_{2_DolniOko} := 1$$

$$\eta_{DolniOko} := \eta_{1_DolniOko} \cdot \eta_{2_DolniOko}$$

Součinitel kvality povrchu..... $\eta_{DolniOko} = 0.8$

Mez únavy pro slitinovou ocel..... $\sigma_{CO_ojnice} = 300 \text{ MPa}$

Mez kluzu pro slitinovou ocel..... $\sigma_k = 480 \text{ MPa}$

$$\Psi_{ojnice} = 0.1$$

Mez únavy ojnice:

$$\sigma_{CO_DolniOko} := \sigma_{CO_ojnice} \cdot \frac{\varepsilon_{\sigma_DolniOko} \cdot \eta_{DolniOko}}{K_{\sigma_DolniOko}}$$

Hodnota bezpečnost pro Dolní oko ojnice (uvažujme prosté zatěžování):

$$k_{\sigma 1_DolniOko} := \frac{\sigma_{CO_DolniOko}}{\frac{\sigma_{CO_DolniOko}}{\sigma_{CO_ojnice}} \cdot \Psi_{ojnice} \cdot \sigma_{m_DolniOko} + \sigma_{a_DolniOko}}$$

$$k_{\sigma 1_DolniOko} = 4.74$$

$$k_{\sigma 2_DolniOko} := \frac{\sigma_k}{\sigma_{m_DolniOko} + \sigma_{a_DolniOko}}$$

$$k_{\sigma 2_DolniOko} = 7.07$$

$$k_{\sigma_DolniOko} = \min(k_{\sigma 1_DolniOko}, k_{\sigma 2_DolniOko})$$

$$k_{\sigma_DolniOko} := k_{\sigma 1_DolniOko}$$

$$k_{\sigma_DolniOko} = 4.74$$

Doporučená hodnota bezpečnosti: $k_{\sigma} = 2,5$ až 5

vyhovuje

Příloha 2: Výpočet průřezů prutových náhrad písního a ojníčního čepu

1 Odvození vztahu pro výpočet

Podmínka: stejná deformace čepu a jeho náhrady

$$\Delta r_{\text{prut}} = \Delta r_{\text{cep}}$$

$$\Delta r = \varepsilon \cdot r$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{\frac{F}{S}}{E} = \frac{F}{S \cdot E}$$

$$\Delta r_{\text{prut}} = \varepsilon_{\text{prut}} \cdot r_{\text{prut}} = \frac{F_{\text{prut}}}{S_{\text{prut}} \cdot E_{\text{prut}}} \cdot r_{\text{prut}}$$

$$S_{\text{prut}} = \frac{F_{\text{prut}} \cdot r_{\text{prut}}}{\Delta r_{\text{prut}} \cdot E_{\text{prut}}}$$

$$\Delta r_{\text{prut}} = \Delta r_{\text{cep}}$$

$$r_{\text{prut}} = r_{\text{cep}}$$

$$E_{\text{prut}} = E_{\text{cep}}$$

$$F_{\text{prut}} = \frac{F_{\text{cep}}}{\eta_{\text{prut}}} = \frac{P_{\text{cep}} \cdot S_{\text{cep}}}{\eta_{\text{prut}}}$$

$$S_{\text{prut}} = \frac{F_{\text{prut}} \cdot r_{\text{prut}}}{\Delta r_{\text{prut}} \cdot E_{\text{prut}}} = \frac{P_{\text{cep}} \cdot S_{\text{cep}} \cdot r_{\text{cep}}}{\Delta r_{\text{cep}} \cdot E_{\text{cep}} \cdot \eta_{\text{prut}}}$$

$$\text{MPa} \equiv 10^6 \cdot \text{Pa}$$

2. Výpočet průřezu prutu prutové náhrady pístitního čepu

Materiál pístitního čepu: ocel

Modul pružnosti

$$E_{\text{cep}} = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Zatížení tlakem

$$p_{\text{cep}} = 20 \cdot \text{MPa}$$

Poloměr pístitního čepu

$$r_{p_cep} = 12 \text{ mm}$$

Zatížená délka pístitního čepu

$$l_{p_cep} = 13.5\text{mm}$$

Radiální deformace pístitního čepu (výsledek výpočtu v programu Ansys)

$$\Delta r_{p_cep} = 0.000920162\text{mm}$$

Zatížená plocha pístitního čepu

$$S_{p_cep} = \frac{2}{4} \cdot r_{p_cep} \cdot \pi \cdot l_{p_cep}$$

$$S_{p_cep} = 254.469\text{mm}^2$$

Počet zatížených prutů prutové náhrady

$$n_{p_prut} = 192$$

Výpočet průřezu jednoho prutu

$$S_{p_prut} = \frac{p_{cep} \cdot S_{p_cep} \cdot r_{p_cep}}{n_{p_prut} \cdot E_{cep} \cdot \Delta r_{p_cep}} \quad S_{p_prut} = 1.6\text{mm}^2$$

2. Výpočet průřezu prutu prutové náhrady ojničního čepu

Materiál ojničního čepu: ocel

Modul pružnosti

$$E_{cep} = 2 \times 10^5\text{MPa}$$

Zatížení tlakem

$$p_{cep} = 20\text{MPa}$$

Poloměr ojničního čepu

$$r_{o_cep} = 18\text{mm}$$

Zatížená délka ojničního čepu

$$l_{o_cep} = 13.5\text{mm}$$

Radiální deformace ojničního čepu (výsledek výpočtu v programu Ansysu)

$$\Delta r_{o_cep} = 0.001522\text{mm}$$

Zatížená plocha ojníčního čepu

$$S_{o_cep} = \frac{2}{4} \cdot r_{o_cep} \cdot \pi \cdot l_{o_cep}$$

$$S_{o_cep} = 381.704 \text{ mm}^2$$

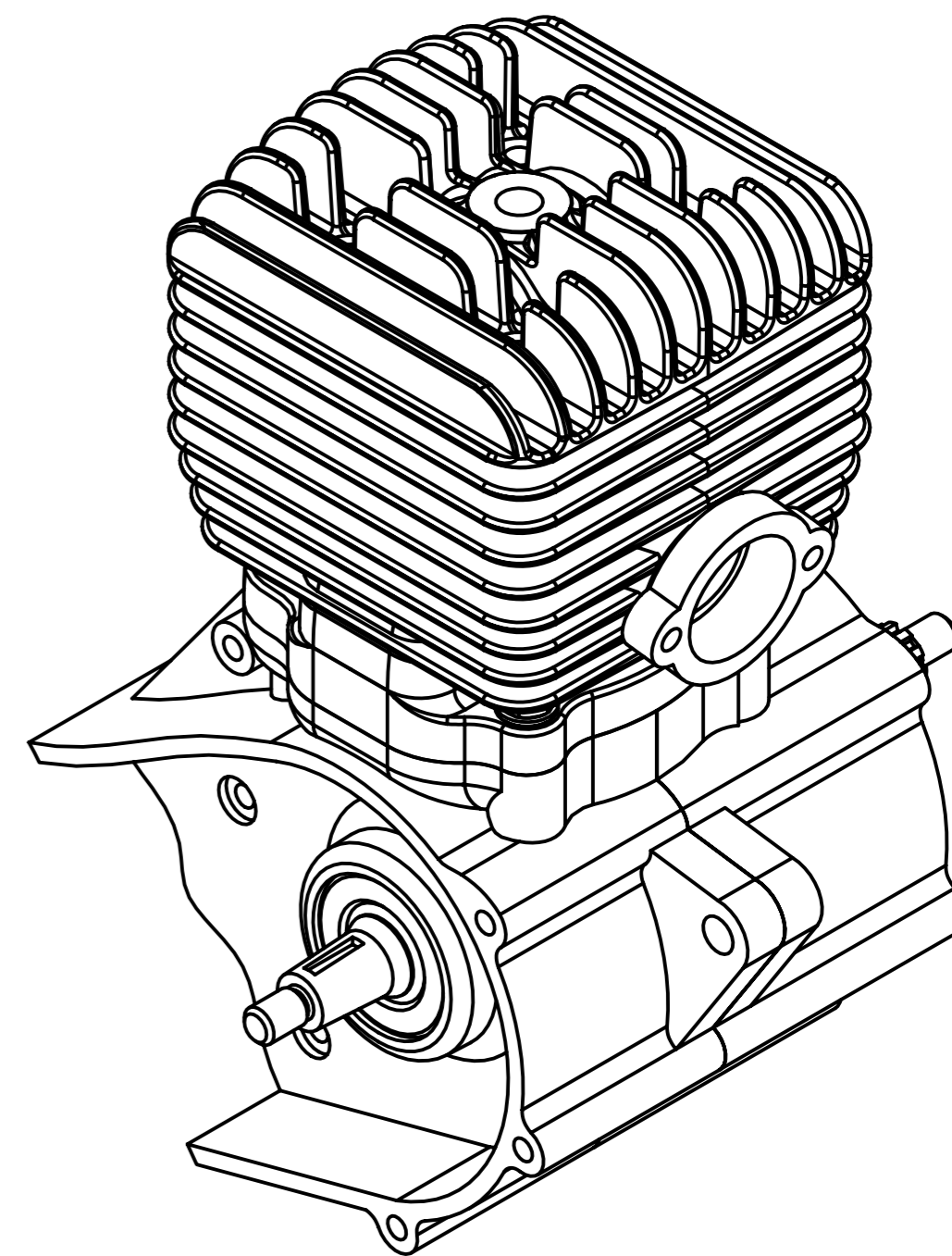
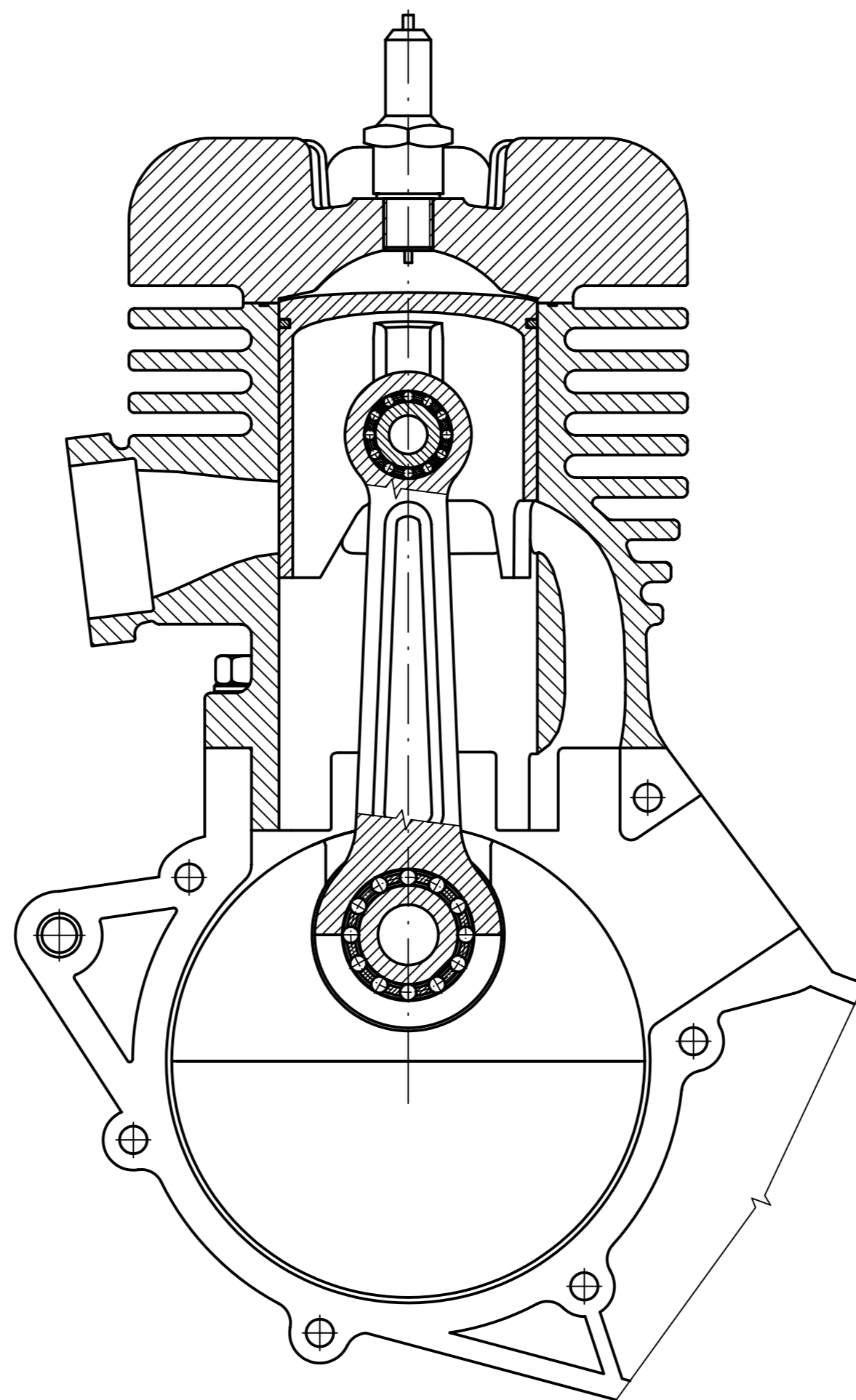
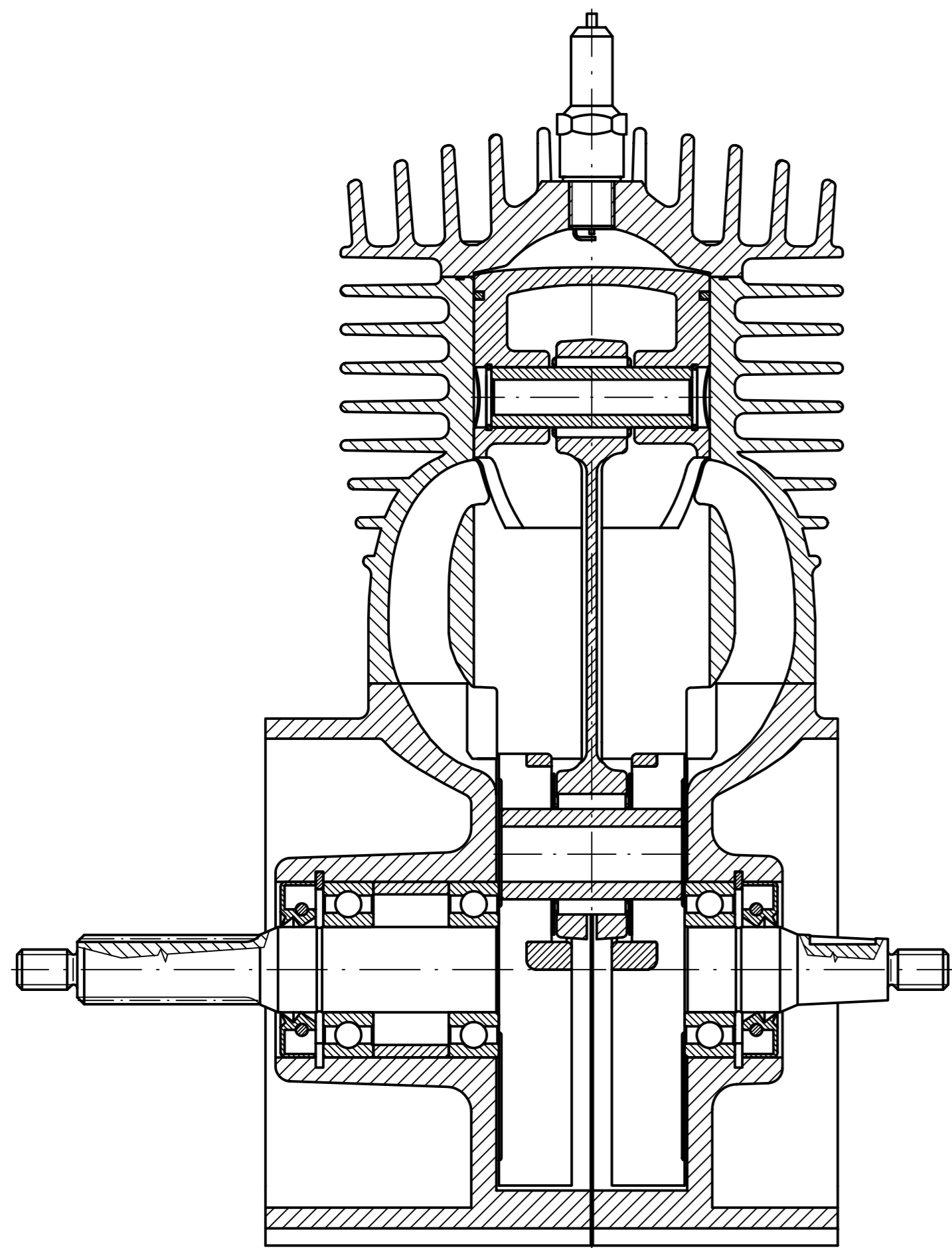
Počet zatížených prutů prutové náhrady

$$n_{o_prut} = 288$$

Výpočet průřezu jednoho prutu

$$S_{o_prut} = \frac{p_{cep} \cdot S_{o_cep} \cdot r_{o_cep}}{n_{o_prut} \cdot E_{cep} \cdot \Delta r_{o_cep}}$$

$$S_{o_prut} = 1.5 \text{ mm}^2$$



		d)		PRŮMĚTÁNÉ	Material	
		c)			Polotovary	
		b)			Cista hmotnost	kg
		a)			VYSOKÉ UCENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ	
					Fakulta strojního inženýrství	
					USTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ	
Zmena	Datum	Index	Podpis		Název	
Meritko	Poznámka	Navrhl			PŘÍČNÝ ŘEZ MOTOREM	
1:1		Kreslil	HLAVÁČ ŠTĚPÁN			
C. seznamu		Technolog			Typ	
C. sestavy		Normalizace			Cís. výkresu	
Starý výkres		Schválil				
Nový výkres		Datum	25.4.2008			
						List 1/1