

Anotace

Cílem této bakalářské práce je navrhnout ojnici pro čtyřdobý vznětový motor na základě daných parametrů motoru. Mojí úlohou bylo navrhnout rozměry ojnice a provést pevnostní výpočet pro jednotlivé části ojnice a ověřit tak její funkčnost.

Annotation

Point of this bachelor's thesis is to suggest conrod for four - stroke diesel engine by the engine specifications. My task was to suggest conrod proportions a make fortress calculation for each part of the conrod and verificate its functionality.

Klíčová slova

Ojnice, vznětový motor, návrh rozměrů, pevnostní výpočet, funkčnost.

Key words

Conrod, diesel engine, proportions suggestion, fortress calculation, functionality.

ZAHRADSKÝ, V. *Ojnice čtyřdobého vznětového motoru pro osobní automobil*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 60 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracovával sám bez cizí pomoci. Podkladem při práci mi byly odborné konzultace, literatura uvedená v seznamu a internet.

V Brně dne 23. dubna 2008

Vít Zahradský

.....

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce, panu ing. Davidovi Svídovi. Jeho zkušenosti a rady mi mnohdy pomohly s řešením problémů při zpracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a mým nejbližším, kteří mě po celou dobu studia podporují.

V Brně dne 23. dubna 2008

Vít Zahradský

.....

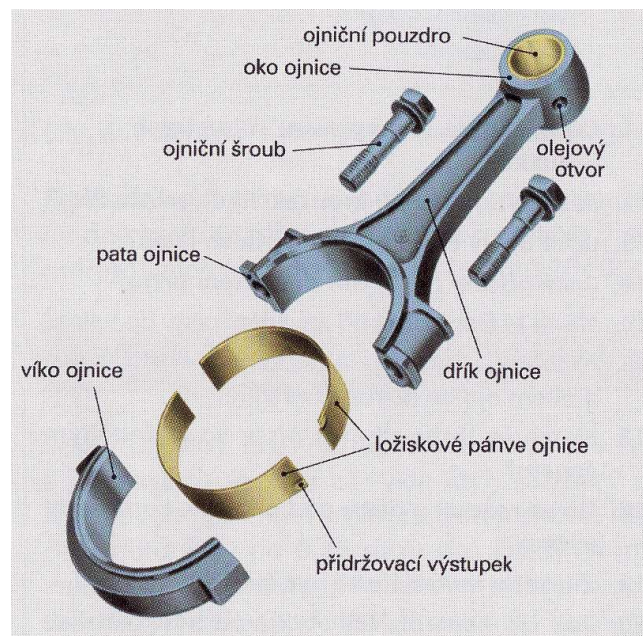
Obsah

1. Úvod.....	8
2. Návrh základních rozměrů motoru.....	10
3. Návrh rozměrů klikového mechanismu.....	12
4. Předběžný návrh rozměrů ojnice.....	13
5. Pevnostní kontrola ojnice.....	15
5.1. Pevnostní kontrola oka ojnice.....	15
5.1.1. Namáhání přetlakem od pouzdra.....	15
5.1.2. Namáhání setrvačnou silou.....	18
5.1.3. Namáhání silou od tlaku plynů.....	22
5.1.4. Určení bezpečnosti oka ojnice.....	26
5.2. Pevnostní kontrola dřívku ojnice.....	27
5.2.1. Minimální průřez dřívku.....	28
5.2.2. Kontrola vzpěrného namáhání.....	32
5.2.3. Určení bezpečnosti dřívku ojnice.....	32
5.3. Pevnostní kontrola hlavy ojnice.....	33
5.3.1. Namáhání průřezu A – A setrvačnou silou.....	34
5.3.2. Namáhání průřezu B – B setrvačnou silou.....	41
5.3.3. Namáhání průřezu B – B tlakovou silou.....	46
5.3.4. Určení bezpečnosti hlavy ojnice.....	50
6. Závěr.....	50
7. Seznam použitých symbolů.....	51
8. Seznam použité literatury a zdrojů.....	54
9. Seznam příloh.....	55
10. Přílohy.....	56

1. Úvod

Ojnice je strojní součástí spalovacího motoru, která zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovou hřídelí motoru. Převádí tak pohyb vratný na pohyb rotační potřebný k pohonu hnacího převodového ústrojí motoru. U čtyřdobých motorů je ojnice zatěžována silami tahovými i tlakovými. U dvoudobých motorů je naproti tomu namáhána pouze na tlak.

Vzhledem k časové proměnnosti působících silových účinků je ojnice namáhána únavově, z čehož plane pečlivý výběr materiálu ojnice, odolný na střídavé cyklické namáhání



Obr. 1. Schéma ojnice

K základním požadavkům na konstrukci ojnice patří požadavek na nízkou hmotnost ojnice, s důrazem na hmoty posuvné. Dále pak požadavek na vysokou tuhost horního i spodního ojničního oka. Horní oko se u přeplňovaných motorů konstruuje s lichoběžníkovým profilem. Výhodou je, že tlakové síly od tlaku spalin jsou přenášeny větší měrnou plochou a odlehčují namáhání dříku.

Ten je dnes konstruován ve tvaru písmene **I**, u zvláště namáhaných rychloběžných motorů sportovních automobilů se konstruují dřívky ve tvaru písmene **H**.



Obr. 2. Ojnice s dřívkem ve tvaru písmene H

Hlava ojnice je složena ze dvou dílů sešroubovaných ojnicními šrouby, které jsou montovány s velkými předpětími. Bronzové pánve jsou rovněž ze dvou stejných částí a jsou zajištěny proti pootočení polohovacími drážkami (*Obr. 3.*).



Obr. 3. Polohovací drážky hlavy ojnice

2. Návrh hlavních rozměrů motoru

Dle zadaných vstupních parametrů, kterými jsou maximální výkon při jmenovitých otáčkách a zdvihový objem válců, vypočteme hlavní rozměry motoru. Tyto jsou nezbytné pro předběžný výpočet základních rozměrů ojnice. Mezi základní rozměry motoru patří vrtání, zdvih a počet válců motoru. Dále pak zkontrolujeme střední pístovou rychlost a střední efektivní tlak. Tyto vypočtené hodnoty pak porovnáme s mezními hodnotami uvedenými v *Tab. 1*.

Zadané parametry:

Jmenovitý výkon při ot/ min.....	$P_e = 55 \text{ kW}$ při $n = 4800 \text{ min}^{-1}$
Zdvhový objem motoru.....	$V_M = 1974 \text{ cm}^3$
Taktnost motoru.....	$\tau = 0,5$ (čtyřdobý motor)
Zdvhový poměr.....	$k = 1$ (voleno)
Počet válců motoru.....	$i = 4$

Vypočtené parametry:

Zdvhový objem jednoho válce

$$V_Z = \frac{V_M}{i} = \frac{1974}{4} = 493,5 \text{ cm}^3 \quad (2.1)$$

Litrový výkon motoru

$$P_l = \frac{P_e}{V_Z \cdot i} \cdot 1000 = \frac{55000}{493,5 \cdot 4} \cdot 1000 = 27,86 \text{ kW / l} \quad (2.2)$$

Střední efektivní tlak

$$p_e = \frac{P_e \cdot 60}{V_Z \cdot n \cdot \tau \cdot i} = \frac{55000 \cdot 60}{4,935 \cdot 10^{-4} \cdot 4800 \cdot 0,5 \cdot 4} = 0,6965 \text{ MPa} \quad (2.3)$$

Vrtání

- stanovujeme ze vzorců pro výpočet zdvihového objemu jednoho válce a dle kompresního

$$\text{poměru } (V_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z, k = \frac{Z}{D})$$

- výsledný vzorec pro vrtání má po dosazení tuto podobu

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_Z}{\pi \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4,395 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 1}} = 0,0856 \text{ m} = 85,6 \text{ mm} \quad (2.4)$$

Zdvih

$$k = \frac{Z}{D} \rightarrow Z = k \cdot D = 1 \cdot 85,6 = 85,6 \text{ mm} \quad (2.5)$$

Střední pístová rychlost

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot 0,0856 \cdot \frac{4800}{60} = 13,696 \text{ m/s} \quad (2.6)$$

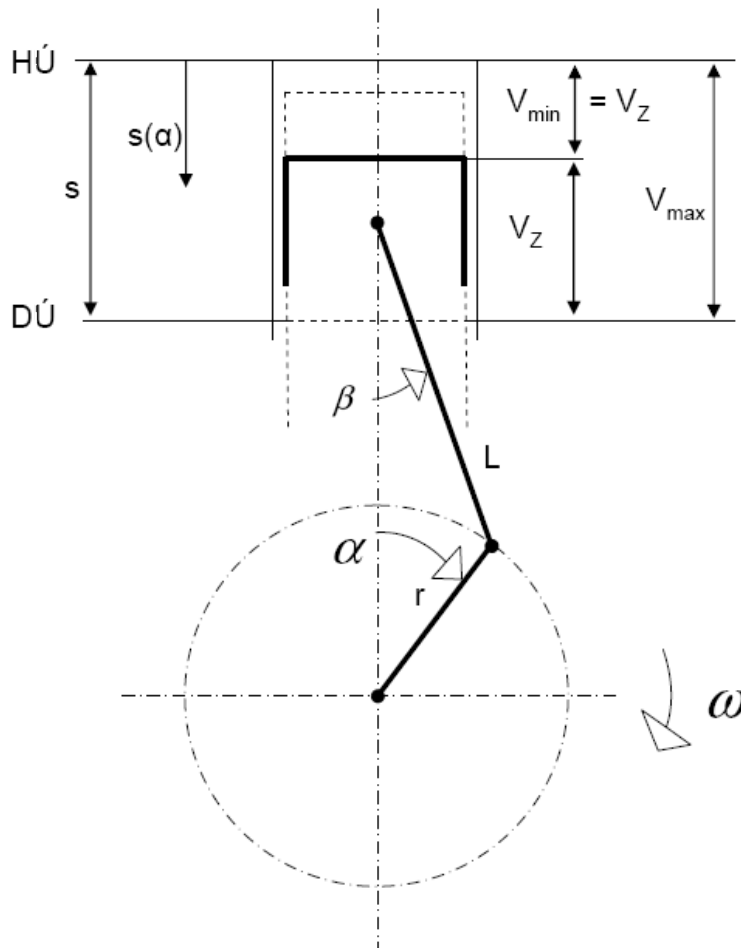
- střední pístová rychlost u vznětových motorů s rokem výroby do roku 1994 (v našem případě 1992) by neměla přesáhnout hodnotu $14,5 \text{ m/s}$, což v daném případě vyhovuje a střední efektivní tlak je také v mezích, takže můžeme dále pokračovat s předběžným výpočtem rozměrů klikového mechanismu a základních rozměrů ojnice

MOTORY vznětové	ROK	jmenovité otáčky		stř. píst. rychlost		stř. efekt. tak		kompresní poměr		zdvihový poměr	
		[min ⁻¹]	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum
bez rozlišení	1966	3800	4200	10.6	11.7	0.68	0.72	19	21	0.96	1.3
bez rozlišení	1994	3400	5000	11.5	14.5	0.6	1.1	19	23	0.92	1.2
komůrkové	2003	3600	5000	12	13.8	0.64	0.72	21.5	23	1	1.1
přímý vstřik	2003	3000	4400	9	13.4	0.75	1.7	16	21	0.9	1.2

Tab. 1. Přehled parametrů vznětových motorů

3. Návrh rozměrů klikového mechanismu

Při návrzích rozměrů klikového mechanismu vycházíme z vypočteného zdvihu a ze zvoleného poměru délky ojnice vzhledem k vrtání motoru. Dále vypočteme ojniční poměr, se kterým budeme dále počítat při určování velikosti setrvačných sil.



Obr. 4. Schéma klikového mechanismu

Poloměr klikového hřídele

$$r = \frac{Z}{2} = \frac{85,6}{2} = 42,8\text{mm} \cong \underline{43\text{mm}}$$

Délka ojnice (dle Tab. 3.)

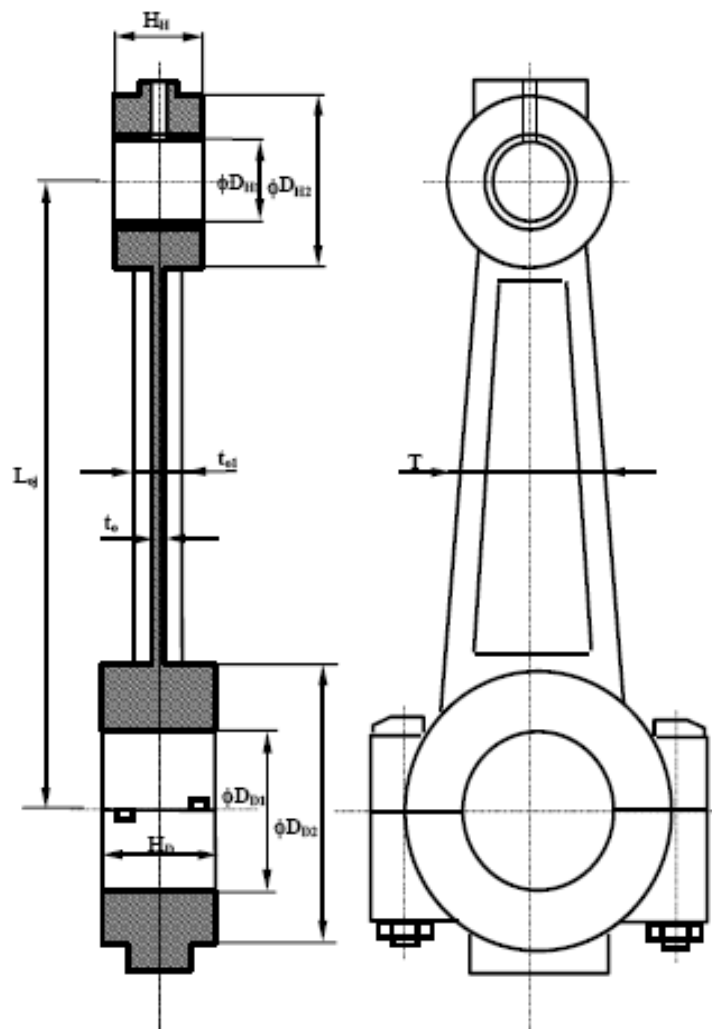
$$L = 2,1 \cdot D = 2,1 \cdot 85,6 = 179,8\text{mm} \cong \underline{180\text{mm}}$$

Ojniční poměr

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{43}{180} = 0,23 \quad (2.7)$$

4. Návrh základních rozměrů ojnice

Tento návrh provádíme na základě hodnot uvedených v *Tab. 2*. Hodnoty volíme s ohledem na vysoké namáhání všech částí ojnice. Nesmíme však ojnici předimenzovat, protože vysoká hmotnost způsobuje velké setrvačné síly, které jsou v klikovém mechanismu nežádoucí. Snažíme se proto volit optimální hodnoty, ovšem při nesplnění pevnostních požadavků musíme rozměry upravit pro dané namáhání.



Obr. 5. Hlavní rozměry ojnice

Doporučené hodnoty.	
ϕD - vrtání válce motoru	
T/D	0.26 ÷ 0.3
L_{oj}/D	1.7 ÷ 2.3
$\phi D_{H1}/D$	0.28 ÷ 0.5
$\phi D_{H2}/\phi D_{H1}$	1.5
$\phi D_{D1}/D$	0.6 ÷ 0.75
$\phi D_{D2}/\phi D_{D1}$	1.15
H_H/D	0.35 ÷ 0.38
H_D/D	0.40 ÷ 0.45
t_{o1} [mm]	10 ÷ 25
t_o [mm]	3 ÷ 8

Tab. 2. Rozsah volitelných poměrů

Z Tab. 2. volím tyto poměry základních rozměrů ojnice vzhledem k dříve vypočtenému vrtání:

Poměr ku ϕD	Zvolená hodnota	Vypočtený rozměr
T/D	0,3	$T = 25,7mm$
L_{oj}/D	2,1	$L_{oj} = 179,8mm$
$\phi D_{H1}/D$	0,3	$\phi D_{H1} = 25,7mm$
$\phi D_{H2}/D_{H1}$	1,5	$\phi D_{H2} = 38,6mm$
$\phi D_{D1}/D$	0,7	$\phi D_{D1} = 60mm$
$\phi D_{D2}/D_{D1}$	1,15	$\phi D_{D2} = 69mm$
H_H/D	0,35	$H_H = 30mm$
H_D/D	0,4	$H_D = 34,2mm$
t_{o1}	18	$t_{o1} = 18mm$
t_o	7	$t_o = 7mm$

Tab. 3. Zvolené poměry vzhledem k vrtání

Dle předběžného návrhu základních rozměrů ojnice nyní navrhne počítačový model, který nám podá bližší informace o své hmotnosti a dalších fyzikálních vlastnostech. Rovněž ho využijeme při určování průřezových charakteristik jako jsou osové kvadratické momenty a modul pružnosti.

5. Pevnostní kontrola ojnice

Ojnice vznětového motoru je namáhána několika různými zatíženími působícími na všechny části ojnice. Namáhání si rozdělíme zvlášť pro horní ojniční oko, pro dřík ojnice a nakonec pro dolní ojniční oko (hlavu ojnice).

Dřík ojnice je střídavě namáhán na tlak/tah a ohyb a kontroluje se i na vzpěr. Dolní oko ojnice (hlava) je namáhána setrvačnou silou, tlačnou silou od tlaku spalin. Ojnice jako celek je kontrolována na cyklické namáhání z důvodu střídavého namáhání tah/tlak a ohyb.

5.1. Pevnostní kontrola oka ojnice

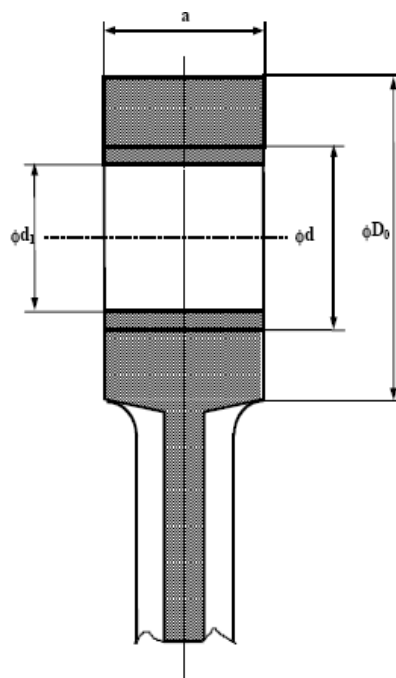
Horní ojniční oko je namáháno přetlakem od nalisovaného bronzového pouzdra, silou od tlaku spalin a setrvačnými silami.

5.1.1. Kontrola měrného tlaku mezi pouzdrem a okem ojnice

Do ojničního oka je třeba zalisovat bronzové pouzdro, které funguje jako kluzné ložisko u pevného pístního čepu a je mazáno vyvrtanou drážkou v oku ojnice. Toto pouzdro je nalisováno do oka ojnice s určitým přesahem, který se pohybuje v rozmezí od 0,01 mm až do 0,06 mm. Přesah způsobuje spojitě zatížení (měrný tlak), které působí na vnitřní plochu ojničního oka. Vlivem ohřátí ojnice a následného ohřátí bronzového pouzdra, které má vyšší tepelnou roztažnost než ocel, se přesah oproti počáteční hodnotě ještě zvýší. Proto je třeba kontrolovat oko ojnice na tlak od nalisovaného pouzdra. Bronzové pouzdro se zajišťuje prolisováním okraje do vyfrézované drážky na okraji oka.

Zadané hodnoty

Přesah bronzového pouzdra.....	$e = 0,035 \text{ mm}$
Součinitel tepelné roztažnosti bronzu.....	$\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
Součinitel tepelné roztažnosti oceli.....	$\alpha_o = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$
Modul pružnosti v tahu bronzu.....	$E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Modul pružnosti v tahu oceli.....	$E_o = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Ohřev oka.....	$\Delta t = 135 \text{ K}$
Vnitřní průměr bronzového pouzdra.....	$\phi d_1 = 20 \text{ mm}$
Vnější průměr bronzového pouzdra.....	$\phi d = 25,7 \text{ mm}$
Vnější průměr ojnicního oka.....	$\phi D_o = 38,6 \text{ mm}$
Dovolené napětí v oku.....	$\sigma_{DOV} = 150 \text{ MPa}$



Obr. 6. Rozměry oka ojnice

Vypočtené hodnoty

Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí oka

$$e_t = d \cdot \Delta t \cdot (\alpha_b - \alpha_o) = 25,7 \cdot 135 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) = 0,0277 \text{ mm} \quad (5.1)$$

Výsledný měrný tlak mezi pouzdrem a ojnicí při $\Delta t = 135 K$

$$c_o = \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = \frac{38,6^2 + 25,7^2}{38,6^2 - 25,7^2} = 2,593, \quad c_p = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} = \frac{25,7^2 + 20^2}{25,7^2 - 20^2} = 4,071 \quad (5.2)$$

$$p' = \frac{e + e_t}{d \cdot \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p - \mu}{E_b} \right)} = \frac{3,5 \cdot 10^{-5} + 2,77 \cdot 10^{-5}}{\frac{25,7}{1000} \cdot \left(\frac{2,593 + 0,3}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{4,071 - 0,3}{1,15 \cdot 10^{11}} \right)} = 47,689 MPa \quad (5.3)$$

Napětí ve vnějším vlákně

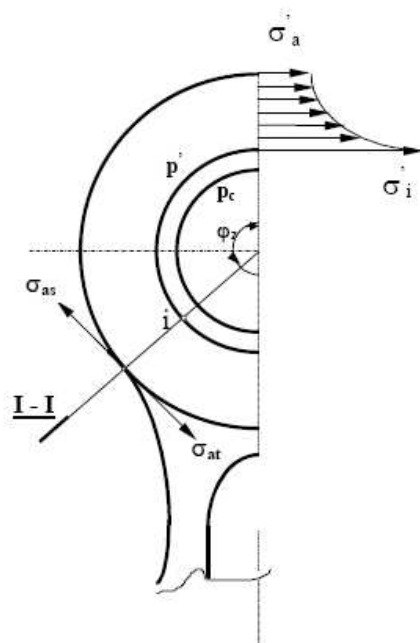
- napětí určujeme stejně jako při výpočtu napětí silnostěnné nádoby namáhané vnitřním přetlakem

$$\sigma_a' = p' \cdot \frac{2 \cdot d^2}{D_0^2 - d^2} = 47,689 \cdot \frac{2 \cdot 25,7^2}{38,6^2 - 25,7^2} = 75,948 MPa \quad (5.4)$$

Napětí ve vnitřním vlákně

$$\sigma_i = p' \cdot \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = 47,689 \cdot \frac{38,6^2 + 25,7^2}{38,6^2 - 25,7^2} = 123,658 MPa \quad (5.5)$$

$$\sigma_i \leq \sigma_{DOV} \rightarrow 123,658 MPa < 150 MPa$$

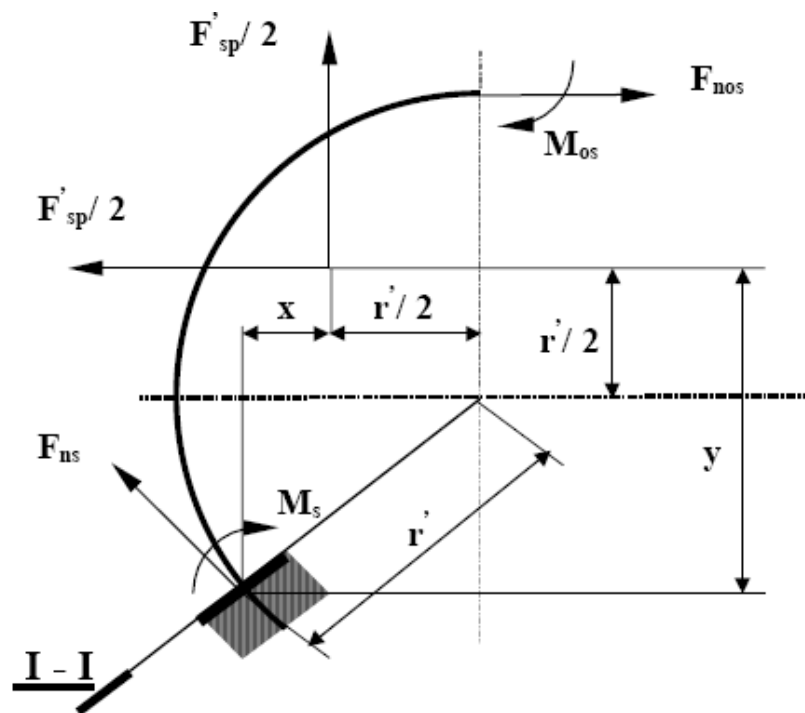


Obr. 7. Průběh napětí na vnitřním a vnějším vlákně

5.1.2. Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Toto namáhání je způsobeno vysokou rychlostí kmitajících posuvných hmot ojnice, což způsobuje vznik setrvačné síly, která zatěžuje oko ojnice a způsobuje tak nárůst napětí, přičemž maximální napětí je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem.

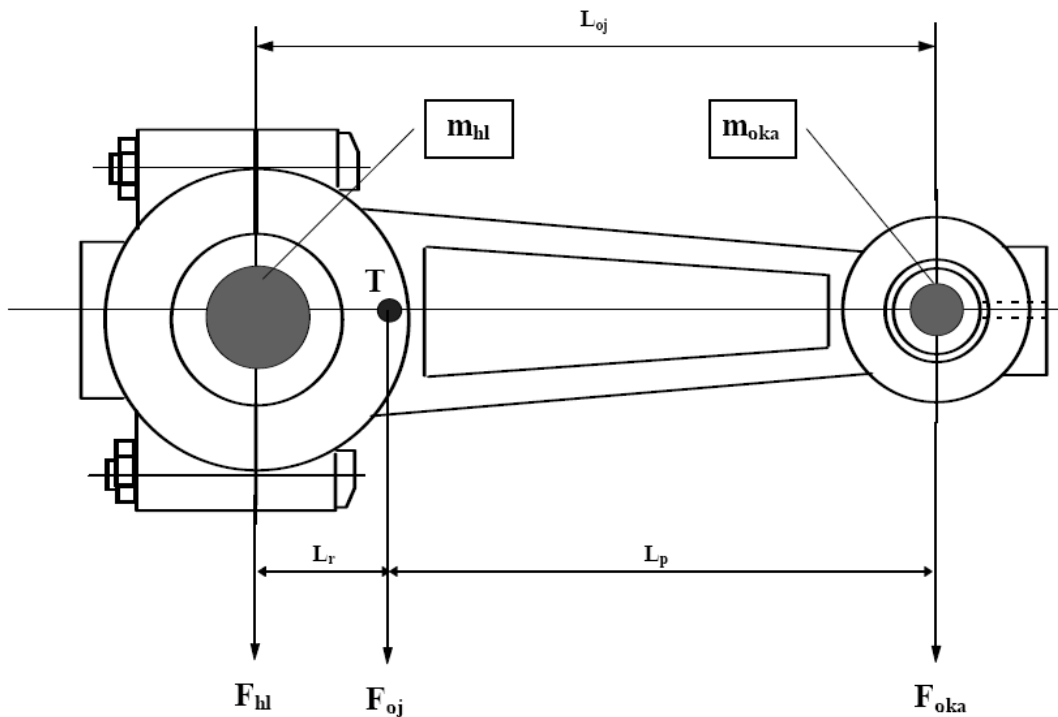
Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou. Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice (bez ložiskového pouzdra) modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě 0 průřezu **I-I** (Obr. 8.).



Obr. 8. Nahrazení oka ojnice zjednodušeným prutovým modelem

Výpočet setrvačné síly neprovádíme kvůli složitosti výpočtu pro celou ojnici. Nahrazujeme ojnici dvěma hmotnými body a hledáme těžiště ojnice z rovnice momentové rovnováhy, přičemž z počítačového modelu známe celkovou hmotnost ojnice a z předběžných návrhů i vzdálenost obou ok. Následovně z vypočtené hmotnosti oka můžeme určit setrvačnou sílu působící na oko ojnice. Z počítačového modelu pístu dále zjistíme jeho hmotnost, protože pro výpočet setrvačné síly je třeba připočítat hmotnost pístní skupiny.

Dvouhmotová redukce ojnice



Obr. 9. Princip dvouhmotové redukce

Hmotnost ojnice..... $m_{oj} = 1,051 \text{ kg}$

Hmotnost oka ojnice:

$$V_{oka} = \left(\frac{\pi \cdot D_0^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot H_H = \left(\frac{\pi \cdot 0,0386^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} \right) \cdot 0,0317 = 2,065 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (5.6)$$

$$m_{oka} = \rho \cdot V_{oka} = 7850 \cdot 2,065 \cdot 10^{-5} = 0,162 \text{ kg} ,$$

což je hmotnost válcové části oka ojnice. Pro zjednodušení připočítáme 10% k této hmotnosti, která zahrnuje nálitky apod. Konečná hmotnost oka ojnice je tedy $m_{oka} = 1,1 \cdot 0,162 = 0,178 \text{ kg}$.

Rovnice momentové rovnováhy

$$F_{oj} \cdot L_r - F_{oka} \cdot L_{oj} = 0 \quad , \text{ kde po dosazení } (F = m \cdot g) \text{ a úpravě momentové rovnice}$$

dostaneme rovnici $m_{oj} \cdot L_r - m_{oka} \cdot L_{oj} = 0$. Z této rovnice jsme schopni napsat vztah pro výpočet potřebné vzdálenosti středu hlavy ojnice od těžiště ojnice:

$$L_r = \frac{m_{oka}}{m_{oj}} \cdot L_{oj} = \frac{0,178}{1,051} \cdot 0,1798 = 0,03045 \text{ m} = 30,45 \text{ mm} \quad (5.7)$$

$$L_p = L_{oj} - L_r = 179,8 - 30,45 = 149,35 \text{ mm}$$

Výpočtové vztahy

Poloměr těžiště příčného průřezu

$$r' = \frac{D_0 + d}{4} = \frac{38,6 + 25,7}{4} = 16,075 \text{ mm} \quad (5.8)$$

Setrvačná síla F'_{SP}

$$\text{Úhlová rychlost} \dots \omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 80 = 502,65 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Ojniční poměr} \dots \lambda = \frac{r}{L} = \frac{Z/2}{L} = \frac{85,6/2}{179,8} = 0,238$$

$$\begin{aligned} F'_{SP} &= (m_{oka} + m_{pist}) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = \\ &= (0,178 + 0,67) \cdot 0,0428 \cdot 502,65^2 \cdot (1 + 0,238) = 11352,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Vnitřní silové účinky pro symetrický průřez v místě symetrie

- pro výpočet těchto veličin jsou známé empirické vzorce, podle kterých tyto veličiny vypočteme a použijeme pro další silové výpočty

$$\begin{aligned} M_{os} &= F'_{SP} \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_Z - 0,0297) = 11352,5 \cdot 0,016 \cdot (0,00033 \cdot 120^\circ - 0,297) = \\ &= -46,75 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$F_{nos} = F'_{SP} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_Z) = 11352,5 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 120^\circ) = 5403,8 \text{ N} \quad (5.11)$$

Na základě řešení rovnic statické rovnováhy uvolněného prvku křivého prutu dostaneme pro průřez **I – I** tyto vztahy:

$$\begin{aligned} M_s &= M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_Z) - 0,5 \cdot F'_{SP} \cdot r' \cdot (\sin \varphi_Z - \cos \varphi_Z) = \\ &= -46,75 + 5403,8 \cdot 0,016 \cdot (1 - \cos 120^\circ) - 0,5 \cdot 11352,5 \cdot 0,016 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) = \\ &= 82,94 - 124,06 = -41,12 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} F_{ns} &= F_{nos} \cdot \cos \varphi_Z + 0,5 \cdot F'_{SP} \cdot (\sin \varphi_Z - \cos \varphi_Z) = \\ &= 5403,8 \cdot (-0,5) + 0,5 \cdot 11352,5 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) = -2701,9 + 7753,7 = 5051,8 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Nyní spočítáme napětí pro vnitřní a vnější vlákno pro zatížení oka ojnice setrvačnou silou. Výpočtové vztahy zohledňují náhradu oka silně zakřiveným prutem namáhaným ohybem a tahem. Vztahy pro výpočet normálových napětí jsou odvozeny za předpokladu, že výsledný

vnitřní moment M_s přenáší pouze příčný průřez oka ojnice S_o . Normálovou sílu F_{ns} však přenáší i průřez pouzdra oka ojnice S_p , a proto ho zohledníme v konstantě k_1 .

$$h = \frac{D_o - d}{2} = \frac{38,6 - 25,7}{2} = 6,45 \text{ mm} \quad (5.14)$$

$$S_o = \left(\frac{D_o - d}{2} \right) \cdot a = \left(\frac{0,0386 - 0,0257}{2} \right) \cdot 0,03 = 3,87 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (5.15)$$

$$S_p = \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot a = \left(\frac{0,0257 - 0,02}{2} \right) \cdot 0,03 = 8,55 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (5.16)$$

$$k_1 = \frac{E_o \cdot S_o}{E_o \cdot S_o + E_b \cdot S_b} = \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 3,87 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 3,87 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^{11} \cdot 8,55 \cdot 10^{-5}} = 0,896, \quad (5.17)$$

což je konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu k přenosu ložiskovým pouzdrem oka.

Normálové napětí na vnějším vlákne ojnice

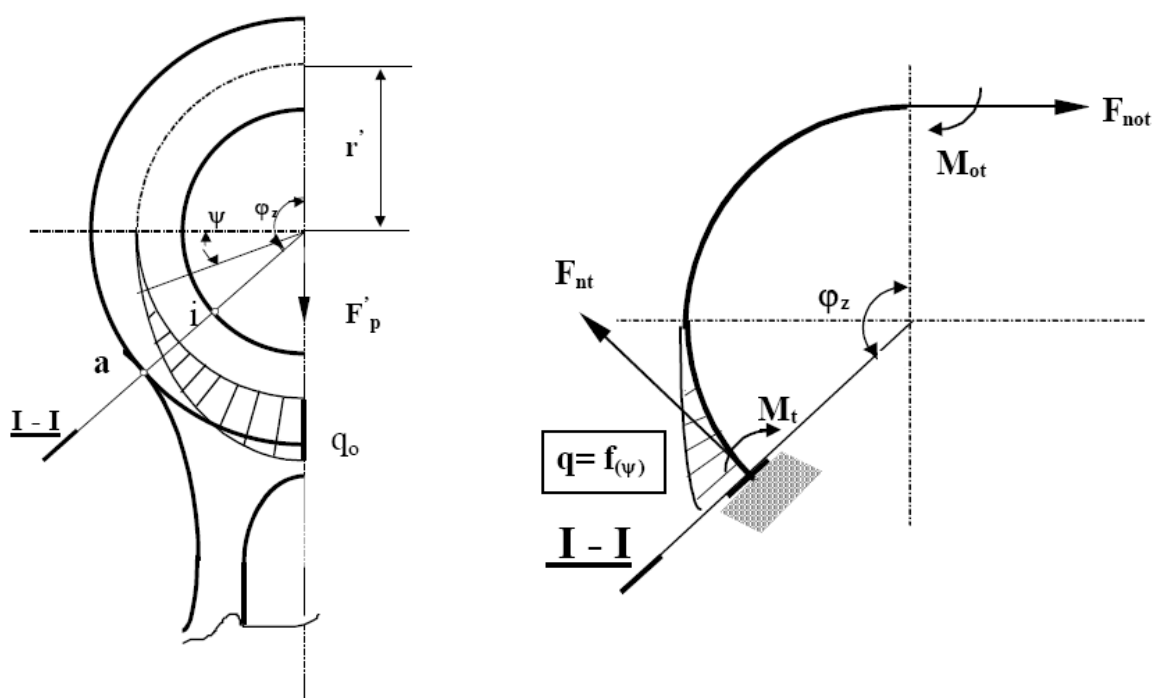
$$\begin{aligned} \sigma_{as} &= \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = \\ &= \left[2 \cdot 41,12 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,00645}{0,00645 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,00645)} + 0,896 \cdot 5051,8 \right] \cdot \frac{1}{0,03 \cdot 0,00645} = \\ &= 198965438 \text{ Pa} = 198,96 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.18)$$

Normálové napětí na vnitřním vlákne ojnice

$$\begin{aligned} \sigma_{is} &= \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = \\ &= \left[-2 \cdot 41,12 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,00645}{0,00645 \cdot (2 \cdot 0,016 - 0,00645)} + 0,896 \cdot 5051,8 \right] \cdot \frac{1}{0,03 \cdot 0,00645} = \\ &= -240826339,8 \text{ Pa} = -240,08 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.19)$$

5.1.3. Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Oko ojnice je zatíženo silami od tlaku plynů spalín, které vznikají při hoření směsi ve spalovacím prostoru motoru. Na *Obr. 10.* vidíme průběh spojitého zatížení, přičemž největší hodnotu má zatížení v ose symetrie ojnice. Ovšem při nahrazení oka ojnice zjednodušeným modelem symetrického silně zakřiveného prutu je největší hodnota v místě přechodu oka ojnice do dřívku, tzn. ve vetknutí.



Obr. 10. Zatížení oka ojnice tlakovými silami

Jak už bylo řečeno, je vzhledem k symetričnosti oka ojnice řešena pouze polovina prutu. Výsledné vnitřní účinky v průřezu symetrie jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Velikosti těchto silových účinků stanovíme jako v předešlé úloze empiricky podle již experimentálně ověřených vztahů. Rozhodujícím faktorem pro vypočítání těchto vztahů je úhel vetknutí oka ojnice do dřívku, tzn. úhel φ_z .

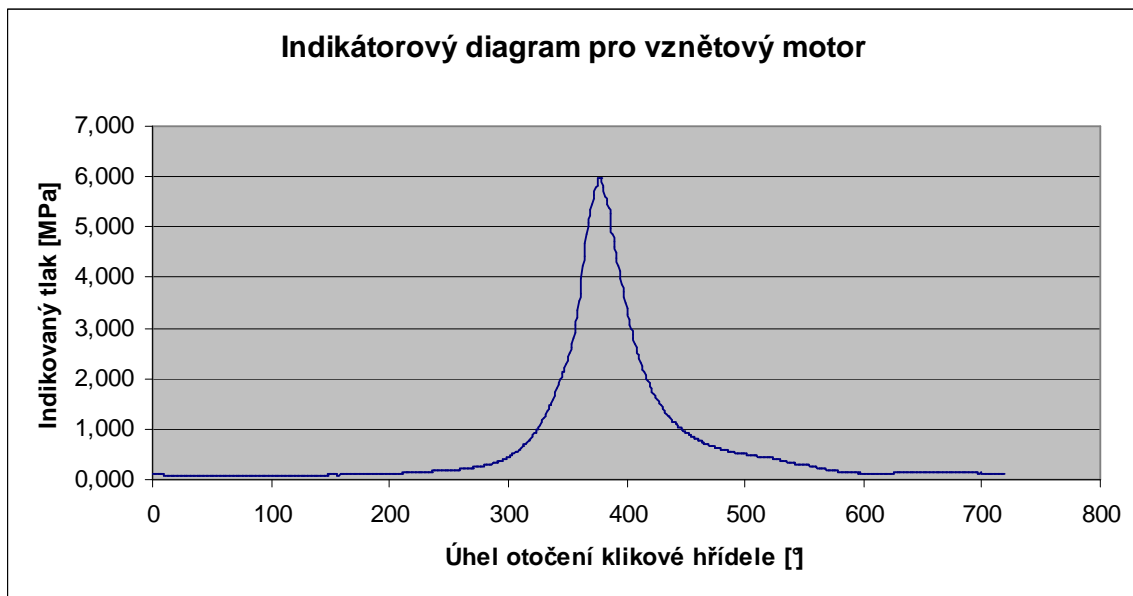
φ_z	90°	100°	110°	120°	130°
a_1	0	0.0002	0.0008	0.0030	0.0085
a_2	0	-0.0001	-0.0003	-0.0012	-0.0030

Tab. 4. Závislost koeficientů na úhlu zakotvení

Výpočtové vztahy

Síla od tlaku plynů

- tuto sílu určíme podle velikosti průřezu válce a maximálního tlaku při pracovním cyklu motoru z indikátorového diagramu (*Graf 1*).



Graf 1. Indikátorový diagram

$$p_{max} = 5,95 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0856^2}{4} = 5,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$F'_p = p \cdot S = 5,95 \cdot 10^6 \cdot 5,75 \cdot 10^{-3} = 34212,5 \text{ N} = 34,2125 \text{ kN}$$

Výsledné vnitřní účinky průřezu symetrie

- pro úhel zakotvení $\varphi_z = 120^\circ$ volíme tyto hodnoty součinitelů: $a_1 = 0,0030$; $a_2 = -0,0012$

$$F_{not} = a_1 \cdot F'_p = 0,0030 \cdot 34212,5 = 102,638 \text{ N} \quad (5.20)$$

$$M_{ot} = a_2 \cdot F'_p \cdot r' = -0,0012 \cdot 34212,5 \cdot 0,016 = -0,657 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.21)$$

Vztah mezi osamělou silou F'_p a uvedeným spojitým zatížením oka ojnice q je popsán následovně:

$$\frac{F'_p}{2} = \int_0^{\pi/2} q_0 \cdot \sin \psi \cdot r' \cdot d\psi \quad (5.22)$$

Řešením této rovnice dostaneme zjednodušený vztah pro výpočet spojitého zatížení při znalosti síly od tlaku plynů F'_p .

$$q_0 = \frac{2 \cdot F'_p}{\pi \cdot r'} \quad (5.23)$$

Podle rovnic statické rovnováhy daného silně zakřiveného symetrického prutu dostaneme:

$$M_t = M_{ot} + F_{not} \cdot r' \cdot \left[1 + r' \cdot \sin\left(\varphi_Z - \frac{\pi}{2}\right) \right] - \int_0^{\varphi_Z - \pi/2} q \cdot r' \cdot \sin\left(\varphi_Z + \frac{\pi}{2} - \psi\right) d\psi \quad (5.24)$$

$$F_{nt} = -F_{not} \cdot \cos(\pi - \varphi_Z) + \int_0^{\varphi_Z - \pi/2} q \cdot r' \cdot \sin\left(\varphi_Z - \frac{\pi}{2} - \psi\right) d\psi \quad (5.25)$$

Do této rovnice dosadíme vztahy pro q a q_0 a úpravou této rovnice dostáváme vztah pro velikost ohybového momentu v průřezu **I – I** tj. ve vetknutí.

$$M_t = M_{ot} + F_{not} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_Z) - \frac{2}{\pi} \cdot F'_p \cdot r' \cdot J, \quad (5.26)$$

kde

$$J = \int_0^{\varphi_Z - \pi/2} \sin(\varphi_Z - \pi/2 - \psi) \sin \psi d\psi \quad (5.27)$$

Po integraci této funkce dostaneme vztah

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_Z}{2} \right) \cdot \sin \varphi_Z - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_Z. \quad (5.28)$$

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2\pi}{2 \cdot 3} \right) \cdot \sin \frac{2\pi}{3} - \frac{1}{2} \cdot \cos \frac{2\pi}{3} = -0,2267249 + 0,25 = 0,0232751$$

Ohybový moment v průřezu **I - I**

$$\begin{aligned} M_t &= F'_p \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos \varphi_Z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right] = \\ &= 34212,5 \cdot 0,016 \cdot \left[0,0030 \cdot (-0,0012) \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi}{3} \right) - \frac{2}{\pi} \cdot 0,0232751 \right] = \\ &= -8,114 N \cdot m \end{aligned} \quad (5.29)$$

Normálová síla v průřezu **I - I**

$$\begin{aligned} F_{nt} &= F'_p \cdot \left(a_1 \cdot \cos \varphi_Z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right) = 34212,5 \cdot \left(0,0030 \cdot \cos \frac{2\pi}{3} + \frac{2}{\pi} \cdot (0,0232751) \right) = \\ &= 455,621 N \end{aligned} \quad (5.30)$$

Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnějších vláknech oka

$$\begin{aligned}\sigma_{at} &= \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6r'+h}{h \cdot (2r'+h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = \\ &= \left[2 \cdot 8,114 \cdot \frac{6 \cdot 0,016 + 0,00645}{0,00645 \cdot (2 \cdot 0,016 + 0,00645)} + 0,896 \cdot 455,621 \right] \cdot \frac{1}{0,03 \cdot 0,00645} = \\ &= 36754698,5 Pa = 36,75 MPa\end{aligned}\tag{5.31}$$

Výpočet dynamického zatížení oka ojnice

Pro stanovení míry bezpečnosti při únavovém namáhání je třeba určit průběh cyklického napětí, tzn. maximální a minimální hodnotu napětí a střední hodnotu. U ojnice namáhané střídavě silou od tlaku spalín a silou setrvačnou platí:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma'_a + \sigma_{as} = 75,948 + 198,96 = 274,9 MPa \\ \sigma_{\min} &= \sigma'_a + \sigma_{at} = 75,948 + 36,75 = 112,7 MPa \\ \sigma_{stř} &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{274,9 + 112,7}{2} = 193,8 MPa\end{aligned}$$

Z těchto vypočtených hodnot a údajích o materiálu sestavíme redukovaný **Smithův diagram** (Obr.11.) a podle poměru amplitud odečtených z diagramu určíme celkovou bezpečnost oka ojnice.

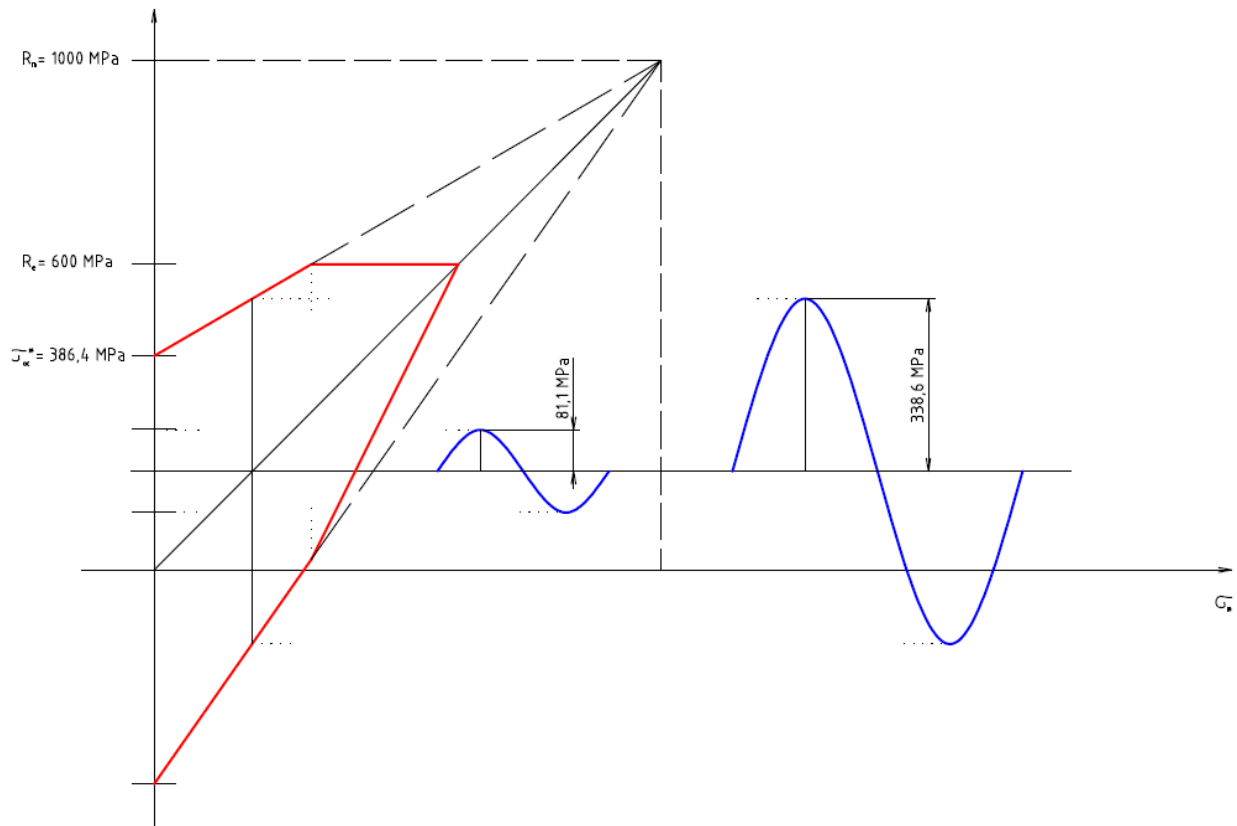
Redukující veličiny

Součinitel vrubu..... $\beta = 1$

Součinitel velikosti..... $\nu = 1$

Součinitel kvality povrchu..... $\varepsilon_p = 1$

Smithův diagram pro ocel 13240.6



Obr. 11. Redukovaný Smithův diagram pro určení dynamické bezpečnosti

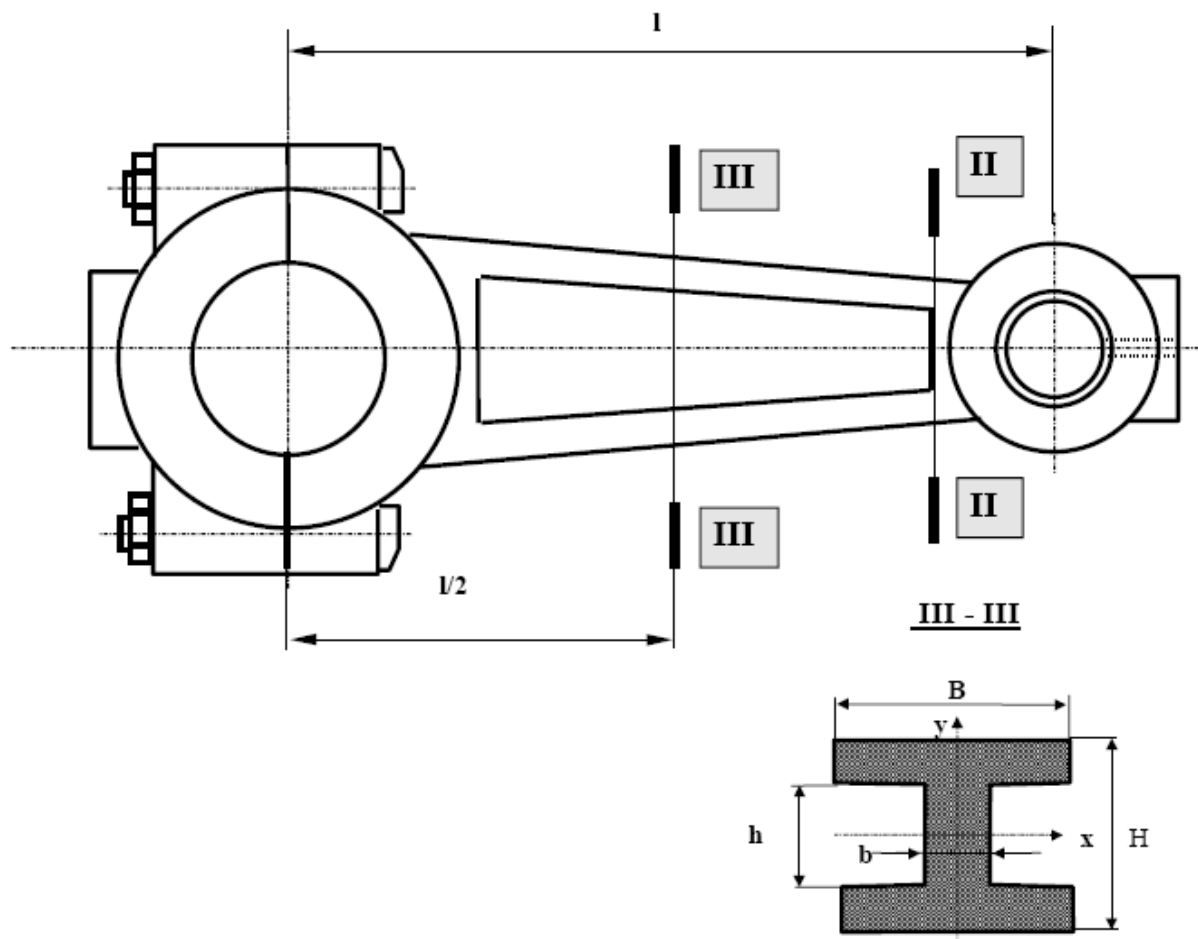
Dynamická bezpečnost

$$n_{\sigma} = \frac{338,6}{81,1} = \underline{\underline{4,18}}$$

5.2. Pevnostní kontrola dřívku ojnice

Dřívko ojnice je namáháno střídavě silou tlakovou od tlaku spalín a tahově setrvačnými silami vyvolanými pohybem posuvných hmot ojnice. U relativně štíhlých dřívků ojnice se provádí vedle kontroly únavového namáhání i kontrola vzpěrného namáhání. Při výpočtech provedeme návrh minimálního průřezu dřívku ojnice **II - II** a dále návrh průřezu **III - III** umístěného v polovině rozteče oka a hlavy ojnice.

Za vyznačené rozměry průřezu **III - III** dřívku ojnice dosadíme hodnoty navržené předběžně v úvodu práce. Z těchto rozměrů pak vypočteme S_{str} , což je plocha průřezu **III - III** dřívku.



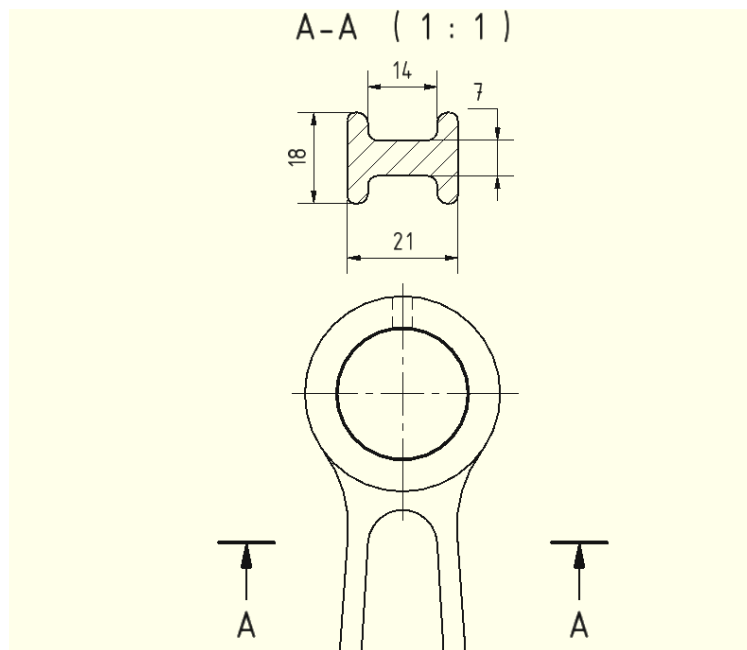
Obr. 12. Vzdálenost průřezů od oka ojnice

Nejprve spočítáme napětí v průřezu **II - II**, kde zjistíme, zda námi navržené rozměry dřívku vyhovují zatěžovací charakteristice.

5.2.1. Minimální průřez dřívku ojnice

Výpočtové vztahy

Minimální průřez dřívku ojnice **A - A** je vyznačen na *Obr. 13*. Jde o průřez ve tvaru písmene **H** se zaoblením vnějších i vnitřních hran. Při výpočtu však se zaoblením hran nepočítáme a zjednodušíme ho profilem **H** bez zaoblení. Vypočítáme si plochu příčného průřezu na nějž působí síla tlaková F_{sp}'' resp. tahová F_p'' , vyvolávající napětí tlakové σ_t resp. napětí tahové σ .



Obr. 13. Průřez dřívku II - II

Navržený minimální průřez dřívku II - II

$$S_{\min} = 2 \cdot \left(\frac{21-14}{2} \cdot 18 \right) + (14 \cdot 7) = 224 \text{ mm}^2 = 2,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Nyní provedeme výpočet setrvačné síly od posuvných hmot. Průřez **II - II** je namáhán maximální silou při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem. Při výpočtu zahrnujeme do celkové hmotnosti hmotnost pístní skupiny m_{ps} a hmotnost části ojnice nad průřezem **II - II** m_o'' , kterou si vyjádříme jako 120% m_{oka} .

Maximální setrvačná síla od posuvných hmot

$$\begin{aligned} F_{sp}'' &= (m_{ps} + m_o'') \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = \\ &= (0,67 + 0,21) \cdot 502,65^2 \cdot 0,0428 \cdot (1 + 0,238) = 11780,9 \text{ N} \end{aligned} \tag{5.32}$$

Maximální síla od tlaku plynů

$$F_p'' = F_{p,\max} - F_{sp}'' = 34212,5 - 11780,9 = 22431,6N \quad (5.33)$$

Napětí v tlaku pro průřez II – II

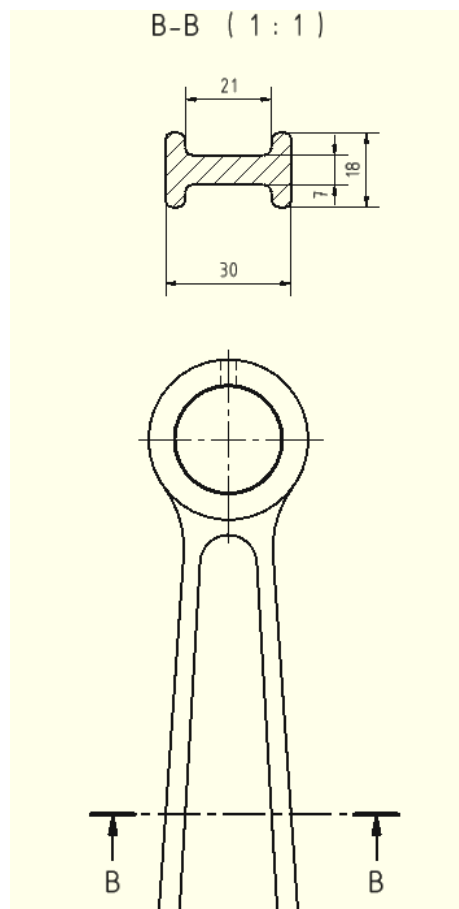
$$\sigma_{tl} = \frac{F_p''}{S_{\min}} = \frac{22431,6}{2,24 \cdot 10^{-4}} = 100141071,4Pa = 100,14MPa \quad (5.34)$$

Napětí v tahu pro průřez II – II

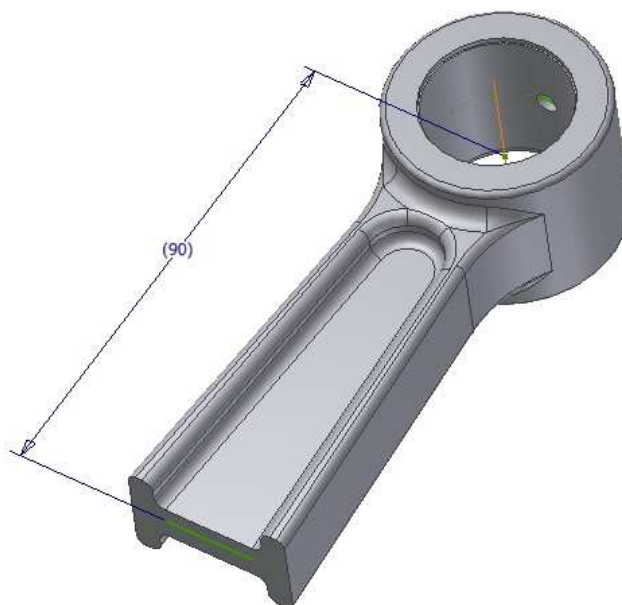
$$\sigma = \frac{F_{sp}''}{S_{\min}} = \frac{11780,9}{2,24 \cdot 10^{-4}} = 52593303,57Pa = 52,59MPa \quad (5.35)$$

Průřez dřívku ojnice III – III

Příčný průřez III – III (Obr. 14.) leží v polovině délky ojnice $L_{oj} = 180\text{ mm}$. Na tento průřez působí setrvačná síla F_{sp}''' posuvných hmot pístní skupiny m_{ps} a hmotnosti m_o''' části ojnice nad průřezem III – III.



Obr. 14. Příčný průřez III - III dřívku ojnice



Obr. 15. Vzdálenost průřezu III - III od oka ojnice

Maximální setrvačná síla od posuvných hmot

$$F_{sp}''' = (m_{ps} + m_o''') \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = (0,67 + 0,315) \cdot 502,65^2 \cdot 0,0428 \cdot (1 + 0,238) = 13196,6N \quad (5.36)$$

Maximální síla namáhající průřez III – III na tlak

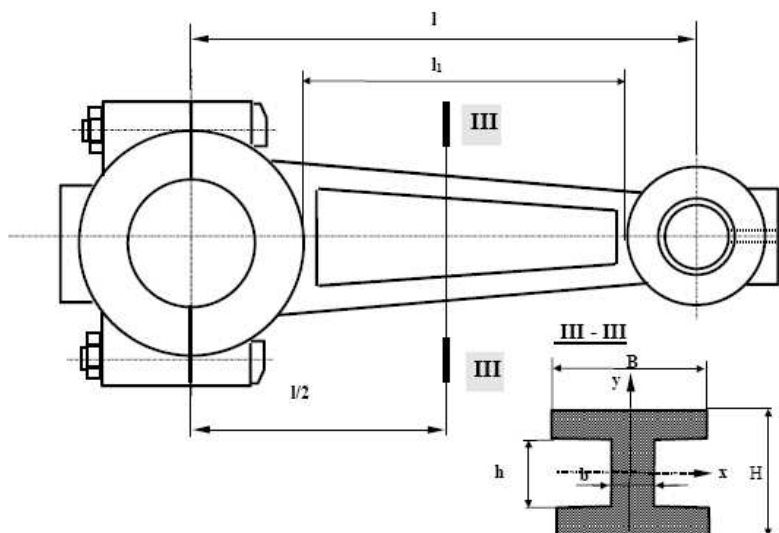
$$F_p''' = F_{p,max} - F_{sp}''' = 34212,5 - 13196,6 = 21015,9N \quad (5.37)$$

Výsledné napětí vyvolané tlakovou silou F_p''' ve středním průřezu III – III je rovno napětí v tlaku zvětšeném o napětí v ohybu, které vznikne vybočením ojnice buď v rovině klikového ústrojí nebo v rovině na ni kolmé.

Maximální napětí v tlaku s ohledem na vzpěr

$$\sigma_{tl} = K \cdot \frac{F_p'''}{S_{str}}, \quad (5.38)$$

kde S_{str} je plocha příčného průřezu III – III a K je součinitel zahrnující ohybové napětí vznikající namáháním na vzpěr.



Obr. 16. Délka ojnice l a redukovaná délka ojnice l_1

Osově kvadratické momenty I_x a I_y

Osově kvadratické momenty spočítáme podle následujících vztahů, kde za dané hodnoty dosadíme z Obr. 14..

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3] = \frac{1}{12} \cdot [0,018 \cdot 0,03^3 - (0,018 - 0,007) \cdot 0,021^3] = \quad (5.39)$$

$$= -4,4 \cdot 10^{-8} m^4$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot [h \cdot b^3 - (H - h) \cdot B^3] = \frac{1}{12} \cdot [0,021 \cdot 0,007^3 - (0,03 - 0,021) \cdot 0,018^3] = \quad (5.40)$$

$$= -4,5 \cdot 10^{-8} m^4$$

Z těchto momentů si nyní spočítáme konstanty K pro rovinu klikového ústrojí a pro rovinu kolmou na rovinu klikového ústrojí, kde

$$C' = \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_o} \quad (5.41)$$

$$K_x = 1 + C' \cdot \frac{l^2}{I_x} \cdot S_{str} \quad (5.42)$$

$$K_y = 1 + C' \cdot \frac{l_1^2}{4 \cdot I_y} \cdot S_{str}$$

$$S_{str} = 2 \cdot \left(\frac{0,03 - 0,021}{2} \right) + 0,021 \cdot 0,007 = 4,17 \cdot 10^{-4} m^2$$

Výsledné vztahy pro napětí ve dvou vzájemně kolmých rovin vypadají po dosazení za všechny hodnoty takto:

Napětí v rovině klikového ústrojí

$$\sigma_{tl} = \frac{F_p'''}{S_{str}} + \frac{\sigma_e \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot I_x} \cdot F_p''' = \frac{21015,9}{4,17 \cdot 10^{-4}} + \frac{6 \cdot 10^8 \cdot 0,18^2}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot (-4,4 \cdot 10^{-8})} \cdot 21015,9 =$$

$$= 46121532,02 Pa = 46,12 MPa \quad (5.43)$$

Napětí v rovině kolmé na rovinu klikového ústrojí

$$\sigma'_{tl} = \frac{F_p'''}{S_{str}} + \frac{\sigma_e \cdot l_1^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot 4 \cdot I_y} \cdot F_p''' = \frac{21015,9}{4,17 \cdot 10^{-4}} + \frac{6 \cdot 10^8 \cdot 0,118^2}{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 4 \cdot (-4,5 \cdot 10^{-8})} \cdot 21015,9 =$$

$$49948612,17 Pa = 49,95 MPa \quad (5.44)$$

5.2.2. Kontrola vzpěrného namáhání dřívku ojnice

Jedná se o tzv. nepružný vzpěr, který je možno řešit pomocí vztahů odvozených Tetmajerem. Kritické napětí se určí z rovnice:

$$\sigma_{KR} = \left(a - b \cdot \frac{l}{i} \right), \quad (5.45)$$

kde $a = 461 \text{ MPa}$, $b = 2,26 \text{ MPa}$.

Poloměr setrvačnosti průřezu III – III

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S_{str}}} = \sqrt{\frac{4,4 \cdot 10^{-8}}{4,17 \cdot 10^{-4}}} = 0,01027 m \quad (5.46)$$

Kritické napětí vzpěru

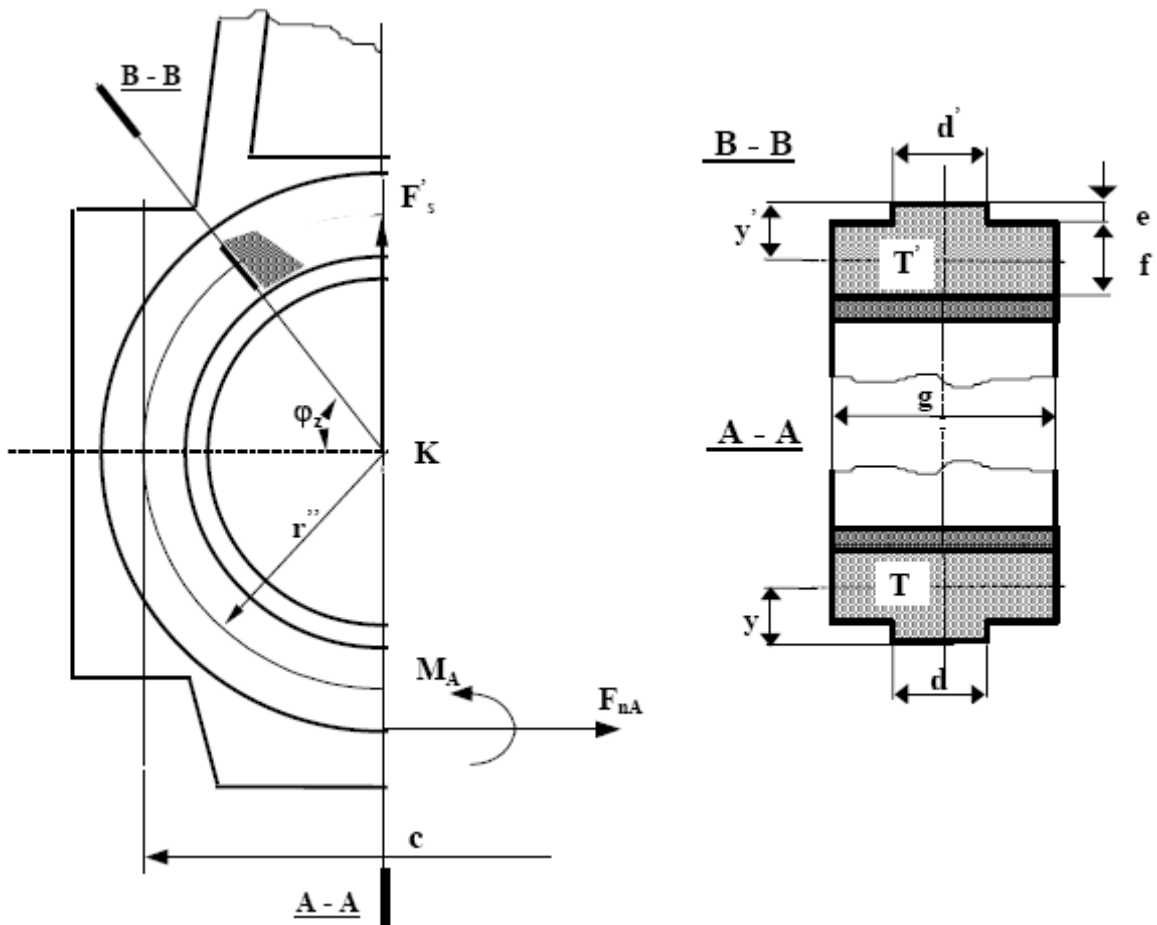
$$\sigma_{KR} = \left(4,61 \cdot 10^8 - 2,26 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,19}{0,01027} \right) = 419188899,7 Pa = 419,19 MPa \quad (5.47)$$

5.2.3. Určení bezpečnosti vzpěrného namáhání

$$n = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{tl}} = \frac{\sigma_{KR} \cdot S_{str}}{F_p'''} = \frac{419188899,7 \cdot 4,17 \cdot 10^{-4}}{21015,9} = 8,32$$

5.3. Pevnostní kontrola hlavy ojnice

Hlava ojnice je, stejně jako oko a dřík, zatíženo setrvačnou silou posuvných hmot doplněnou o odstředivou sílu rotujících hmot ojnice, což je hlava včetně víka. Maximum této síly je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem při maximálních otáčkách motoru. V tomto okamžiku vznikají v příčných průřezích napětí o značných velikostech. Nebezpečné průřezy **A – A** a **B – B** jsou vyznačeny na *Obr. 17*.



Obr. 17. Nebezpečné průřezy hlavy ojnice

Pro tyto průřez provedeme pevnostní kontrolu namáhání setrvačnou silou a silou tlakovou vznikající při spalování směsi nafty a nasávaného vzduchu. Setrvačná síla působící na průřez **A – A** je dána mj. součtem setrvačné síly posuvné hmotnosti m_{ps} pístové skupiny a příslušné části posuvných hmot ojnice m_{op} s odstředivou silou rotující hmotnosti ojnice m_{or} , zmenšené o hmotnost víka ojnice m_{vo} .

5.3.1. Zatížení průřezu A – A setrvačnou silou

Víko hlavy ojnice kontrolujeme v průřezu **A – A**, který je namáhán kombinovaně na ohyb a tah. Ohybové napětí je způsobeno momentem M_A a tahové napětí vyvolává normálová síla F_{nA} . Protože je víko přišroubováno se značným přepětím, můžeme uvažovat hlavu a víko jako jeden celek. Proto budeme postupovat podobně jako u oka, kdy jsme si jej nahradili zjednodušeným modelem a to silně zakřiveným symetrickým prutem vetknutým v průřezu **B – B**.

Zjištění hmotností rotující části ojnice m_{or} , posuvné části ojnice m_{op} a víka ojnice m_{vo}

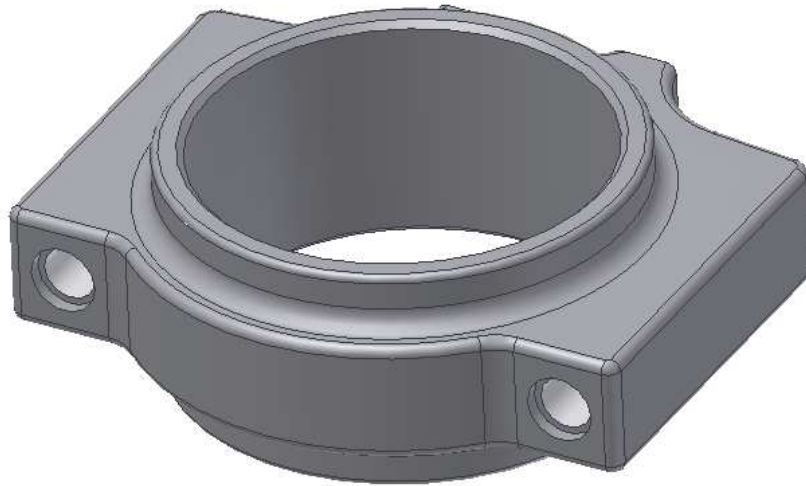
Pomocí fyzikálních vlastností ojnice snadno zjistíme hmotnost všech potřebných částí. Z dřívějších výpočtů víme, že hmotnost pístní skupiny je $m_{pist} = 0,67kg$.

$$m_{ps} = 0,67kg$$



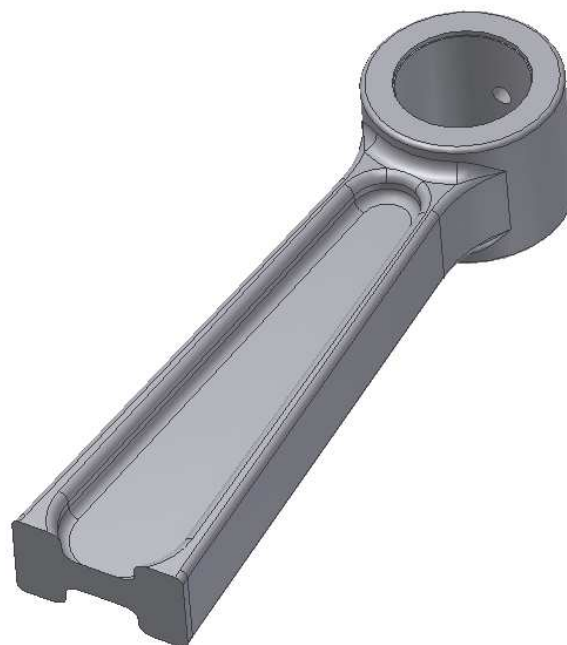
Obr. 18. Pístní skupina

$$m_{or} = 0,602kg$$



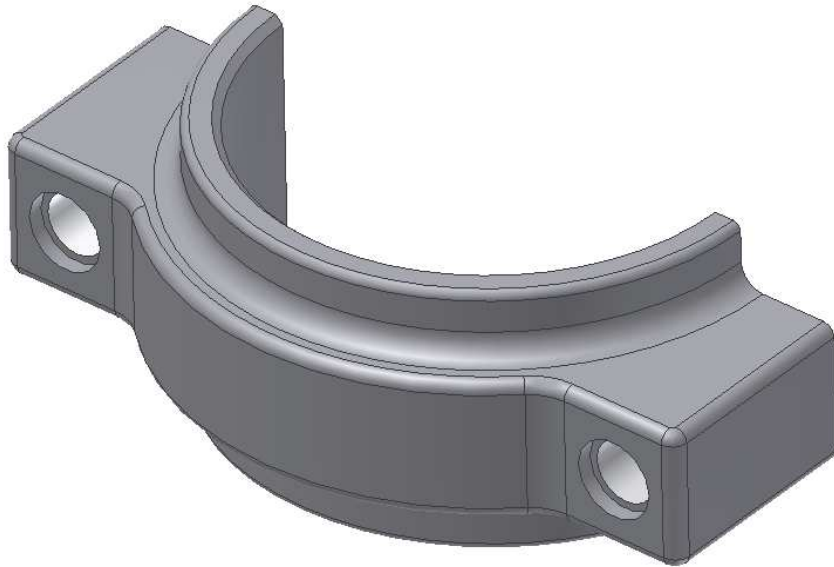
Obr. 19. Rotující část ojnice

$$m_{op} = 0,449kg$$



Obr. 20. Posuvná část ojnice

$$m_{vo} = 0,276kg$$



Obr. 21. Víko hlavy ojnice

Výpočtové vztahy

Poloměr prutového modelu

$r'' = \frac{c}{2}$, kde c je rozteč ojnicních šroubů (v našem případě $c = 77 \text{ mm} = 0,077 \text{ m}$).

$$r'' = \frac{0,077}{2} = 0,039m$$

Maximální setrvačná síla působící na průřez A – A

$$\begin{aligned} F'_s &= (m_{ps} + m_{op}) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) + (m_{or} - m_{vo}) \cdot \omega^2 \cdot r = \\ &= (0,67 + 0,449) \cdot 502,65^2 \cdot 0,0428 \cdot (1 + 0,238) + (0,602 - 0,276) \cdot 502,65^2 \cdot 0,0428 = \quad (5.48) \\ &= 18505,76N \end{aligned}$$

Velikost této setrvačné síly se mění od nuly do maxima vypočteného výše, tzn. že se jedná o cyklické pulsující namáhání. To je třeba zohlednit při výpočtu celkového cyklického namáhání.

Jak už jsme uvedli dříve, využijeme symetričnosti hlavy ojnice a zjednodušíme tak výpočet. V průřezu symetrie **A – A** nahradíme druhou polovinu hlavy ohybovým momentem M_A a normálovou silou F_{nA} . Jejich velikosti zjistíme z empirických vztahů.

Vazbová síla v průřezu A – A

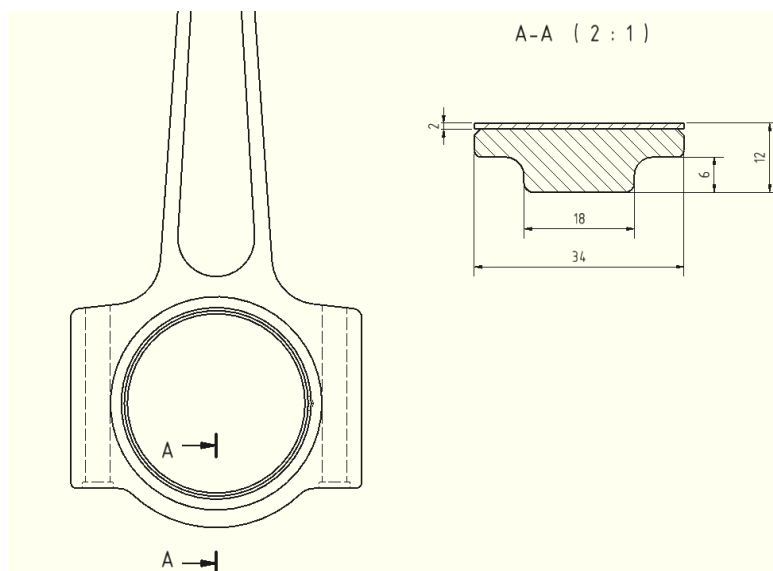
$$F_{nA} = F'_s \cdot (0,522 - 0,003 \cdot \varphi_z) = 18505,76 \cdot (0,522 - 0,003 \cdot 120) = 2997,93N \quad (5.49)$$

Vazbový moment v průřezu A – A

$$M_A = F'_s \cdot r'' \cdot (0,0127 + 0,0083 \cdot \varphi_z) = 18505,76 \cdot 0,039 \cdot (0,0127 + 0,0083 \cdot 120) = 728N \cdot m \quad (5.50)$$

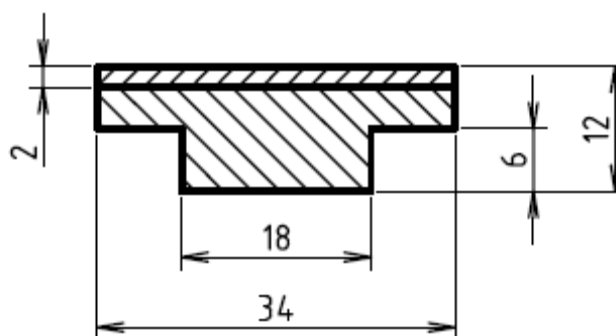
Dále k výpočtu napětí v průřezu A – A potřebujeme znát osové kvadratické momenty víka a pánve a také modul odporu v ohybu příčného průřezu víka. Osové momenty si spočítáme pomocí rozměrů průřezu na *Obr. 23*.

Kvadratické momenty k neutrální ose průřezu A – A

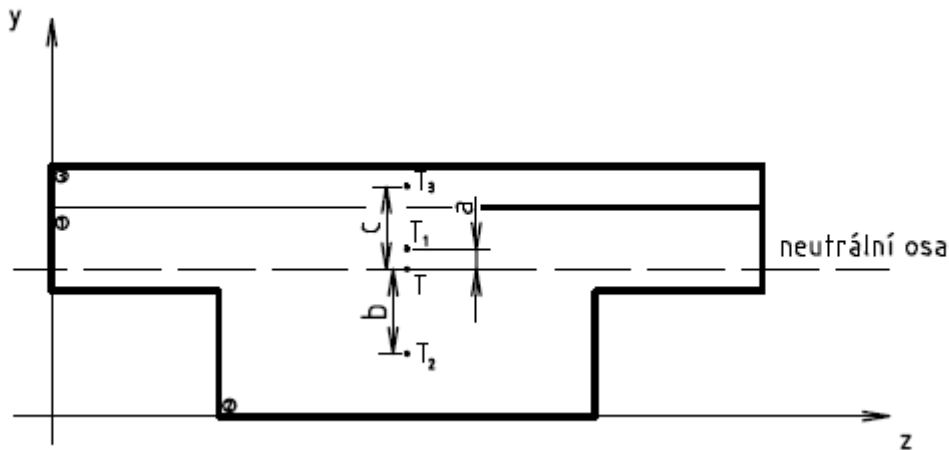


Obr. 22. Průřez hlavy A - A

Zjednodušený průřez A - A



Obr. 23. Rozměry průřezu A - A



Obr. 24. Těžiště průřezu a částečných průřezů

Výpočet těžiště průřezu A – A

$$y_T = \frac{y_{T1} \cdot S_1 \cdot \rho_o + y_{T2} \cdot S_2 \cdot \rho_o + y_{T3} \cdot S_3 \cdot \rho_b}{S_1 \cdot \rho_o + S_2 \cdot \rho_o + S_3 \cdot \rho_b} =$$

$$= \frac{8 \cdot (4 \cdot 34) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 3 \cdot (6 \cdot 18) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 11 \cdot (2 \cdot 34) \cdot 8,874 \cdot 10^{-6}}{136 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 108 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 68 \cdot 8,874 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{7,04}}$$

Souřadnice těžiště ve směru osy z průřezu A – A leží na ose symetrie tzn. $z_T = \underline{\underline{17}}$

$$\underline{\underline{T = [y_T; z_T] = [7,04; 17]}}$$

Osově kvadratické momenty k těžištním osám

$$J_{yT1} = \frac{34^3 \cdot 4}{12} = 13101 \text{mm}^4 \quad J_{yT2} = \frac{18^3 \cdot 6}{12} = 2916 \text{mm}^4 \quad J_{yT3} = \frac{34^3 \cdot 2}{12} = 6551 \text{mm}^4$$

$$J_{zT1} = \frac{34 \cdot 4^3}{12} = 181 \text{mm}^4 \quad J_{zT2} = \frac{18 \cdot 6^3}{12} = 324 \text{mm}^4 \quad J_{zT3} = \frac{34 \cdot 2^3}{12} = 23 \text{mm}^4$$

$$J_{yzT1} = 0 \text{mm}^4 \quad J_{yzT2} = 0 \text{mm}^4 \quad J_{yzT3} = 0 \text{mm}^4$$

Deviační momenty jsou rovny nule, protože všechny části průřezu jsou symetrické.

Osově kvadratické momenty k neutrální ose průřezu A – A

- kvadratický moment bronzové pánve..... $J_p = J_{y3} = 7,6 \cdot 10^{-9} \text{m}^4$

$$J_{y3} = J_{yT3} + c^2 \cdot S_3 = 6551 + 3,96^2 \cdot 68 = 7617,3 \text{mm}^4$$

$$J_{y1} = J_{yT1} = 13101 \text{ mm}^4$$

$$J_{z1} = J_{zT1} + a^2 \cdot S_1 = 181 + 0,96^2 \cdot 136 = 306,3 \text{ mm}^4$$

$$J_{y2} = J_{yT2} = 2916 \text{ mm}^4$$

$$J_{z2} = J_{zT2} + b^2 \cdot S_2 = 324 + (-4,04)^2 \cdot 108 = 2086,7 \text{ mm}^4$$

$$J_y = J_{y1} + J_{y2} = 13101 + 2916 = 16017 \text{ mm}^4$$

$$J_z = J_{z1} + J_{z2} = 306,3 + 2068,7 = 2375 \text{ mm}^4$$

$$J_{I,II} = \frac{J_z + J_y}{2} \pm \sqrt{J_{yz}^2 + \left(\frac{J_y - J_z}{2}\right)^2} = 9196 \pm 6821 \Rightarrow J_I = 16017 \text{ mm}^4,$$

$$J_{II} = 2375 \text{ mm}^4$$

- kvadratický moment víka ojnice..... $J = J_I = 1,6 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$

Moment zachycený průřezem víka

Při výpočtu momentu M vycházíme z předpokladu, že ohybový moment M_A je přenášen nejen průřezem víka ale i průřezem ložiskové pánve:

$$\frac{M}{M_A} = \frac{J}{J + J_p} \quad (5.51)$$

$$M = M_A \cdot \frac{J}{J + J_p} = 728 \cdot \frac{1,6 \cdot 10^{-8}}{1,6 \cdot 10^{-8} + 7,6 \cdot 10^{-9}} = 493,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Normálová síla přenášená průřezem víka

Tato síla se přenáší průřezem víka i pánve tak, že platí:

$$\frac{F_n}{F_{nA}} = \frac{S}{S + S_p} \quad (5.52)$$

$$F_n = \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_p}{S}} = \frac{2997,93}{1 + \frac{6,8 \cdot 10^{-5}}{2,44 \cdot 10^{-4}}} = 2344,5 \text{ N}$$

Modul pružnosti v ohybu příčného průřezu víka

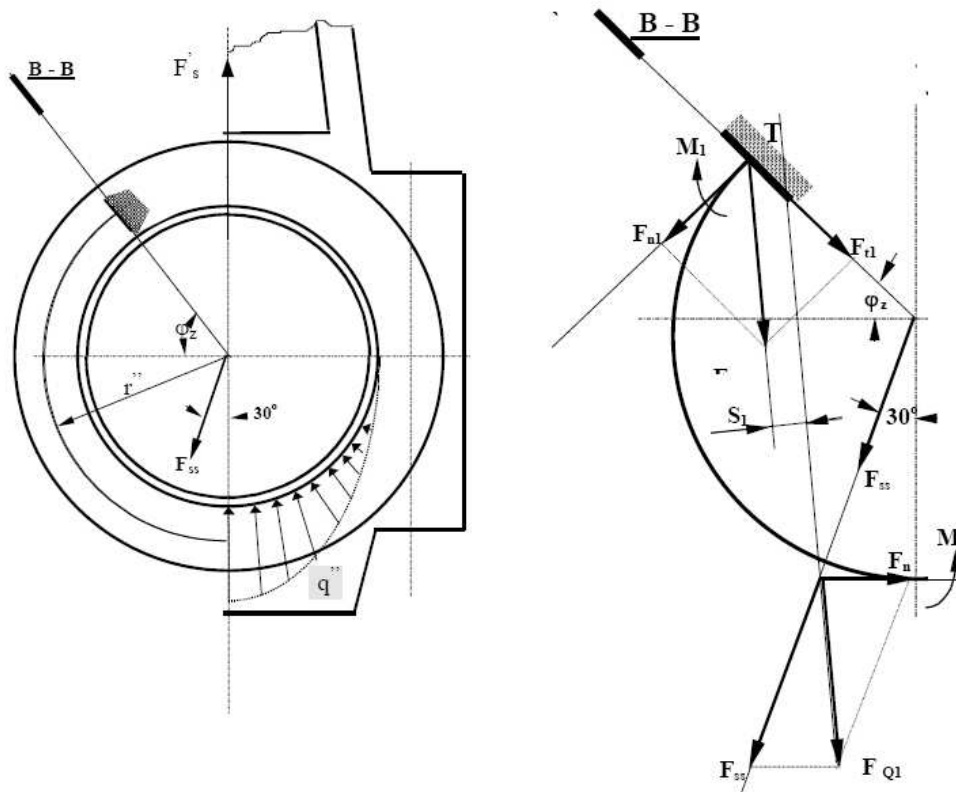
U základního ohybu je možno zavést tzv. modul průřezu v ohybu W [m^3], definovaný jako podíl kvadratického osového momentu příčného průřezu vzhledem k neutrální ose a vzdálenosti nejodlehlejšího bodu obrysové čáry od neutrální osy.

$$W = \frac{J}{y_{\max}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-8}}{4,96 \cdot 10^{-3}} = 3,23 \cdot 10^{-6} m^3 \quad (5.53)$$

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F_n}{S} = \frac{493,6}{3,23 \cdot 10^{-6}} + \frac{2344,5}{2,44 \cdot 10^{-4}} = 162425944,1 Pa = 162,4 MPa \quad (5.54)$$

5.3.2. Průřez B – B hlavy ojnice

Tento průřez hlavy ojnice je namáhán jak setrvačnou silou od posuvných a rotujících hmot ojnice F'_s , tak i silou od tlaku plynů spalin F_p^* . Namáhání průřezu **B – B** (Obr. 25.) setrvačnou i tlakovou silou budeme řešit grafickou metodou s využitím prutového modelu jako zjednodušení hlavy a víka ojnice, které opět uvažujeme jako jedno těleso. Setrvačná síla je zachycována víkem ojnice v horní úvrati pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem. Reakci na tuto sílu můžeme představit jako osamělou sílu F_{ss} , která je výslednicí spojitého zatížení q'' a svírá s osou ojnice úhel 30° .



Obr. 25. Namáhání průřezu B - B a grafické řešení silových účinků

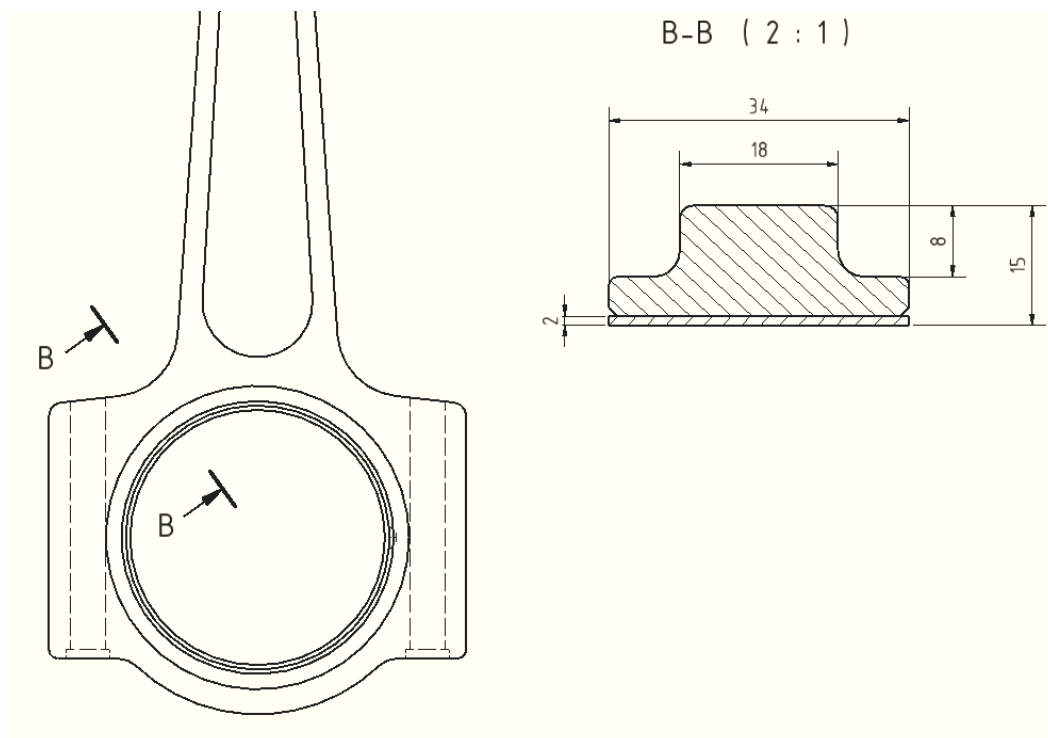
Jako v mnoha předchozích případech nahradíme hlavu a víko ojnice silně zakřiveným symetrickým prutem o poloměru r'' , na jehož modelu provedeme grafické řešení velikosti sil ve vetknutí (**B – B**) F_{nI} a F_{tI} . Tyto síly jsou nezbytné pro výpočet normálového a tečného napětí zatěžující právě průřez **B – B**. vnitřní zatěžující účinky (F_n , M) jsme si vypočetli v průřezu **A – A** a nyní je dále využijeme pro výpočet.

5.3.3. Namáhání průřezu B - B setrvačnou silou

Výpočtové vztahy

Reakce na setrvačnou sílu

$$F_{ss} = \frac{F'_s}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{18505,76}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 10684,3N \quad (5.55)$$



Obr. 26. Příčný průřez B - B hlavy ojnice

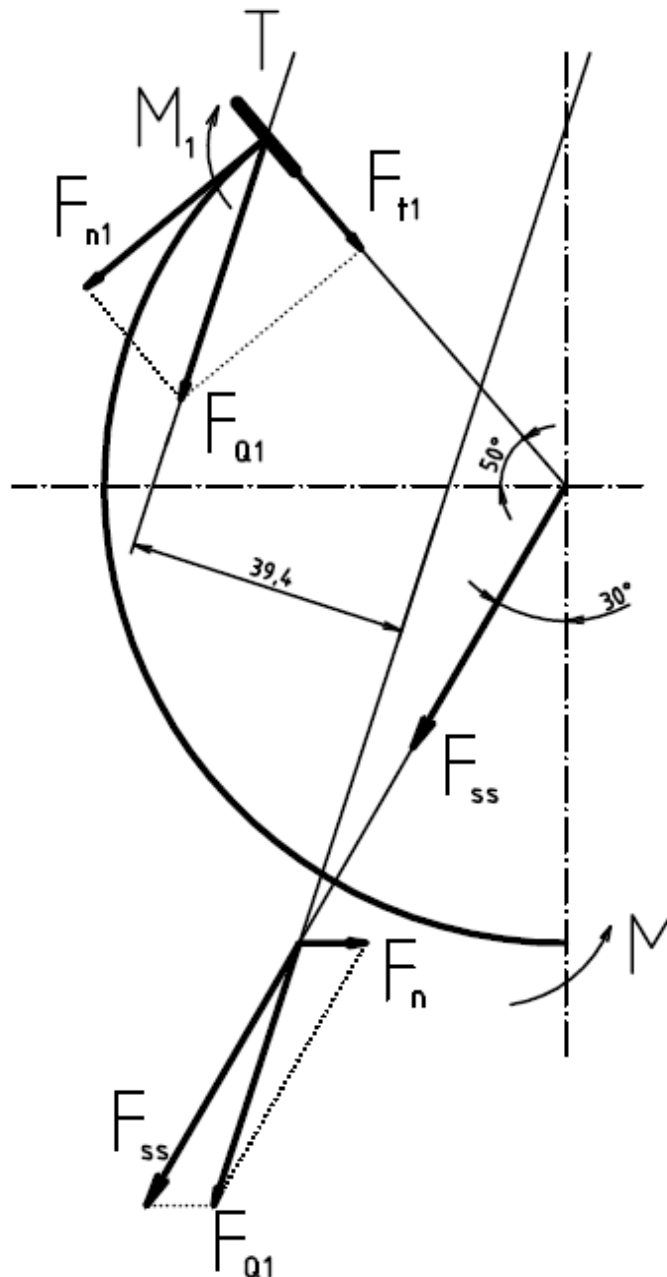
Dle Obr. 25 provedeme grafické řešení sil pro prutové těleso. Vektorovým součtem síly F a F_{ss} dostaneme výslednici silového účinku sílu F_{QI} . Platí tedy:

$$\vec{F}_{Q1} = \vec{F}_n + \vec{F}_{ss}$$

Výsledná síla F_{Q1} namáhá průřez **B – B** normálovou resp. tečnou silou vyvolávající napětí tahové resp. smykové a momentem M_I namáhající tento průřez ohybovým napětím.

Dle *Obr. 27* provedeme grafické řešení pro náš konkrétní případ. Zvolíme si měřítko pro velikost sil a z konečné velikosti vektorů určíme zpětně velikosti potřebných sil.

MĚŘÍTKO: $1mm \approx 250N$



Obr. 27. Grafické řešení silového namáhání průřezu **B - B**

Toto grafické řešení jsme provedli pomocí grafického počítačového programu. Při zvoleném měřítku ($1\text{mm} \approx 250\text{N}$) jsme zakreslili známé síly F_n a F_{ss} , pomocí nichž jsme dostali velikost jejich výslednice F_{QI} . Tuto sílu jsme přenesli do vetknutí, kde nám po rozkladu síly F_{QI} do směru tečného a normálového vyjdou síly F_{tI} a F_{nI} . To jsou síly zatěžující průřez **B – B**.

Ovšem posunem síly F_{QI} nám vznikne v průřezu ohybový moment M_I , který způsobuje napětí a jeho velikost je dána silou F_{QI} a vzdáleností nositelky této síly od vetknutí prutu v průřezu **B – B**.

Po odečtení velikosti vektorů sil F_{tI} a F_{nI} zjistíme zpětným přepočtem podle měřítko velikost obou sil. Dále tedy spočteme napětí v průřezu **B – B** právě podle sil F_{tI} a F_{nI} .

Naměřené hodnoty

$$|\vec{F}_{nI}| = 32,9759\text{mm} \Rightarrow F_{nI} = 8244\text{N}$$

$$|\vec{F}_{tI}| = 20,6450\text{mm} \Rightarrow F_{tI} = 5161,3\text{N}$$

$$F_{QI} = \sqrt{F_{nI}^2 + F_{tI}^2} = \sqrt{8244^2 + 5161,3^2} = 9726,4\text{N}$$

$$M_I = F_{QI} \cdot s_I = 9726,4 \cdot 0,0394 = 383,2\text{N} \cdot \text{m}$$

Plocha příčného průřezu **B – B**

$$S_B = (5 \cdot 34) + (8 \cdot 18) = 314\text{mm}^2 = 3,14 \cdot 10^{-4}\text{m}^2$$

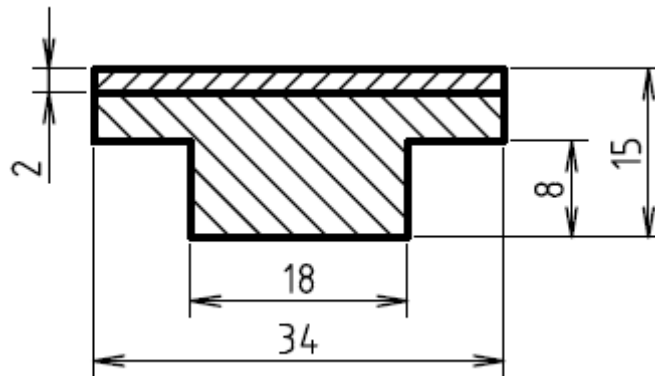
Normálové napětí v **B – B** vyvolané F_{nI}

$$\sigma_{nI} = \frac{F_{nI}}{S_B} = \frac{8244}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 26254777,1\text{Pa} = 26,25\text{MPa} \quad (5.56)$$

Kvadratické momenty k neutrální ose průřezu **B – B**

Hodnoty kvadratických momentů potřebujeme určit kvůli výpočtu modulu pružnosti v ohybu průřezu **B – B**. Postupujeme stejně jako v případě průřezu **A – A**.

Zjednodušený průřez B - B



Obr. 28. Rozměry průřezu B - B

Výpočet těžiště průřezu B - B

$$y_T = \frac{y_{T1} \cdot S_1 \cdot \rho_o + y_{T2} \cdot S_2 \cdot \rho_o + y_{T3} \cdot S_3 \cdot \rho_b}{S_1 \cdot \rho_o + S_2 \cdot \rho_o + S_3 \cdot \rho_b} =$$
$$= \frac{10,5 \cdot (5 \cdot 34) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 4 \cdot (8 \cdot 18) \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 14 \cdot (2 \cdot 34) \cdot 8,874 \cdot 10^{-6}}{170 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 116 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} + 68 \cdot 8,874 \cdot 10^{-6}} = \underline{\underline{9,16}}$$

Souřadnice těžiště ve směru osy z průřezu B - B leží na ose symetrie tzn. $z_T = \underline{\underline{17}}$

$$\underline{\underline{T = [y_T; z_T] = [9,16; 17]}}$$

Osově kvadratické momenty k těžištním osám

$$J_{yT1} = \frac{34^3 \cdot 5}{12} = 16377 \text{ mm}^4 \quad J_{yT2} = \frac{18^3 \cdot 8}{12} = 3888 \text{ mm}^4 \quad J_{yT3} = \frac{34^3 \cdot 2}{12} = 6551 \text{ mm}^4$$
$$J_{zT1} = \frac{34 \cdot 5^3}{12} = 354 \text{ mm}^4 \quad J_{zT2} = \frac{18 \cdot 8^3}{12} = 768 \text{ mm}^4 \quad J_{zT3} = \frac{34 \cdot 2^3}{12} = 23 \text{ mm}^4$$
$$J_{yzT1} = 0 \text{ mm}^4 \quad J_{yzT2} = 0 \text{ mm}^4 \quad J_{yzT3} = 0 \text{ mm}^4$$

Deviační momenty jsou rovny nule, protože všechny části průřezu jsou symetrické.

Osově kvadratické momenty k neutrální ose průřezu **B - B**

$$J_{y1} = J_{yT1} = 16377 \text{ mm}^4$$

$$J_{z1} = J_{zT1} + a^2 \cdot S_1 = 354 + 1,34^2 \cdot 170 = 659,3 \text{ mm}^4$$

$$J_{y2} = J_{yT2} = 3888 \text{ mm}^4$$

$$J_{z2} = J_{zT2} + b^2 \cdot S_2 = 768 + (-5,16)^2 \cdot 116 = 3856,6 \text{ mm}^4$$

$$J_y = J_{y1} + J_{y2} = 16377 + 3888 = 20265 \text{ mm}^4$$

$$J_z = J_{z1} + J_{z2} = 659,3 + 3856,6 = 4515,9 \text{ mm}^4$$

$$J_{I,II} = \frac{J_z + J_y}{2} \pm \sqrt{J_{yz}^2 + \left(\frac{J_y - J_z}{2}\right)^2} = 12390,45 \pm 7874,55 \Rightarrow J_I = 20265 \text{ mm}^4,$$

$$J_{II} = 4515,9 \text{ mm}^4$$

- kvadratický moment víka ojnice v **B - B**..... $J_B = J_I = 2,03 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$

Modul pružnosti v ohybu průřezu **B - B**

$$W_B = \frac{J_B}{y_{\max}} = \frac{2,03 \cdot 10^{-8}}{5,84 \cdot 10^{-3}} = 3,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (5.57)$$

Normálové napětí v **B - B** vyvolané momenty M a M_I

$$\sigma_{o1} = \frac{M + M_I}{W_B} = \frac{493,6 + 383,2}{3,48 \cdot 10^{-6}} = 252241970,4 \text{ Pa} = 252,24 \text{ MPa} \quad (5.58)$$

Tečné napětí vyvolané silou F_{tI}

$$\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B} = \frac{5161,3}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 16437261,15 \text{ Pa} = 16,44 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

Normálové napětí vyvolané silou F_{nI}

$$\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_B} = \frac{8244}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 26254777,07 \text{ Pa} = 26,25 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

5.3.4. Namáhání průřezu B – B tlakovou silou

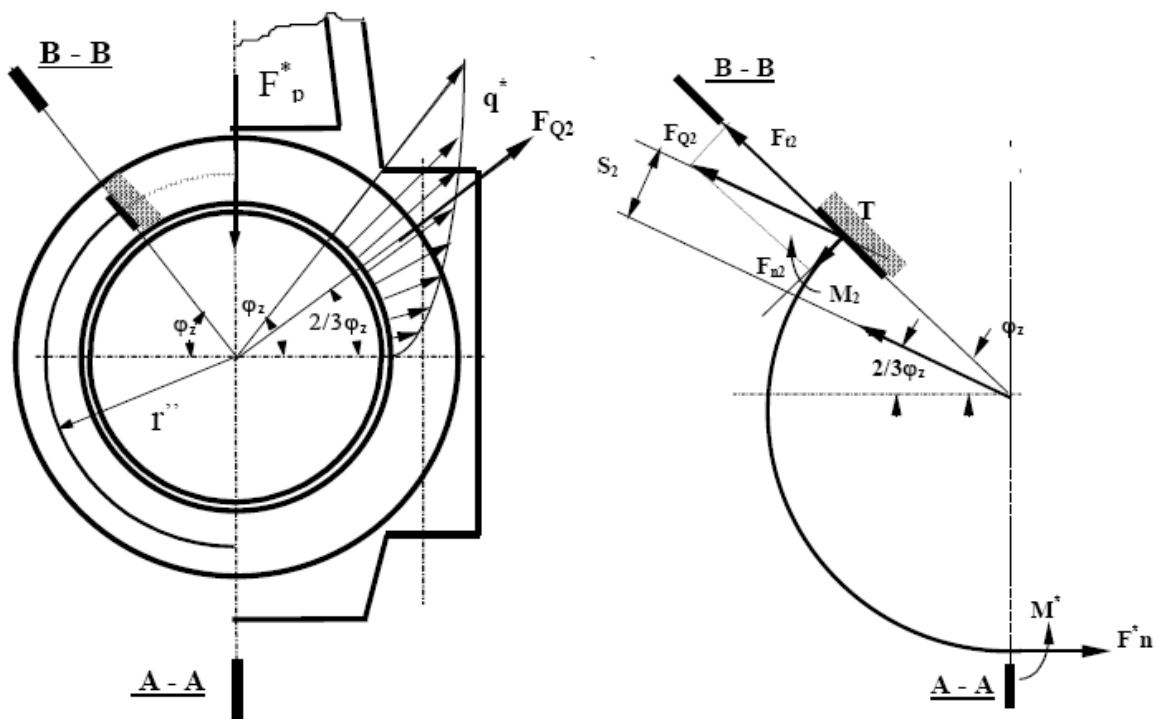
Výpočtové vztahy

Nahrazující síla spojitého zatížení vyvolaného tlakovou silou

$$F_{Q2} = 0,54 \cdot (\varphi_z - 0,43) \cdot F'_p = 0,54 \cdot (0,87 - 0,43) \cdot 15706,7 = 3731,9N \quad (5.61)$$

Dle Obr. 29. provedeme grafické řešení velikosti sil způsobující napětí normálové i tečné. Při posunutí síly F_{Q2} musíme z hlediska statické ekvivalence zavést doplňkový moment

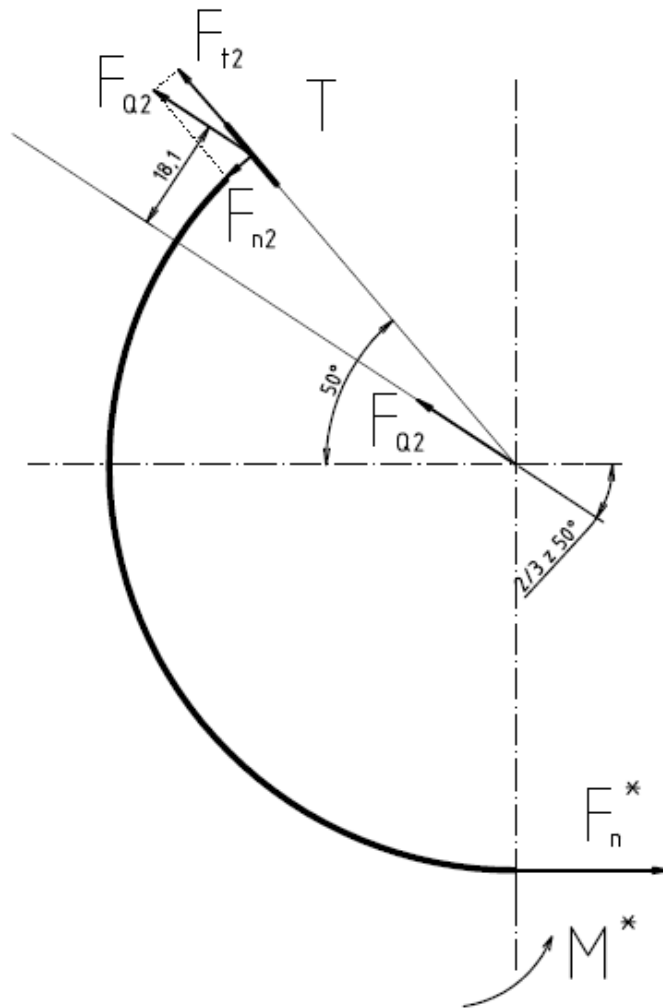
$$M_2 = F_{Q2} \cdot s_2.$$



Obr. 29. Namáhání průřezu B - B tlakovou silou a grafické řešení silového působení

Dále rozložíme sílu F_{Q2} do normálové a tečné složky a dle zvoleného měřítka ($1mm \approx 250N$) odečteme velikosti hledaných sil F_{t2} a F_{n2} . Tyto síly způsobují normálové a tečné napětí, z jejichž velikostí určíme dynamickou (celkovou) bezpečnost průřezu B – B hlavy ojnice.

MĚŘÍTKO: $1\text{mm} \approx 250\text{N}$



Obr. 30. Grafické řešení tlakového působení v průřezu B - B

Naměřené hodnoty

$$|\vec{F}_{n2}| = 5,3364\text{mm} \Rightarrow F_{n2} = 1334,1\text{N}$$

$$|\vec{F}_{t2}| = 17,8727\text{mm} \Rightarrow F_{t2} = 4468,2$$

$$M_2 = F_{Q2} \cdot s_2 = 3731,9 \cdot 0,0181 = 67,5\text{N} \cdot \text{m}$$

Normálové napětí vyvolané silou F_{n2}

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_B} = \frac{1334,1}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 4248726,12\text{Pa} = 4,25\text{MPa} \quad (5.62)$$

Normálové napětí vyvolané momenty M a M_2

$$\sigma_{o2} = \frac{M + M_2}{W_B} = \frac{493,6 + 67,5}{3,48 \cdot 10^{-6}} = 161235632,2 Pa = 161,24 MPa \quad (5.63)$$

Tečné napětí vyvolané silou F_{t2}

$$\tau_{t2} = \frac{F_{t2}}{S_B} = \frac{4468,2}{3,14 \cdot 10^{-4}} = 14229936,31 Pa = 14,23 MPa \quad (5.64)$$

Určení výsledného cyklického namáhání hlavy ojnice

$$\sigma_{\max} = \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 26,25 + 252,24 = 278,5 MPa$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{n2} + \sigma_{o2} = 4,25 + 161,24 = 165,5 MPa$$

$$\sigma_{str} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{278,5 + 165,5}{2} = 222 MPa$$

$$\tau_{\max} = \tau_{t1} = 16,4 MPa$$

$$\tau_{\min} = \tau_{t2} = 14,2 MPa$$

Redukující veličiny pro namáhání ohybem

Součinitel vrubu..... $\beta = 1,5$

Součinitel velikosti..... $\nu = 0,8 \quad \Rightarrow \quad \beta' = 0,45$

Součinitel kvality povrchu..... $\varepsilon_p = 0,85$

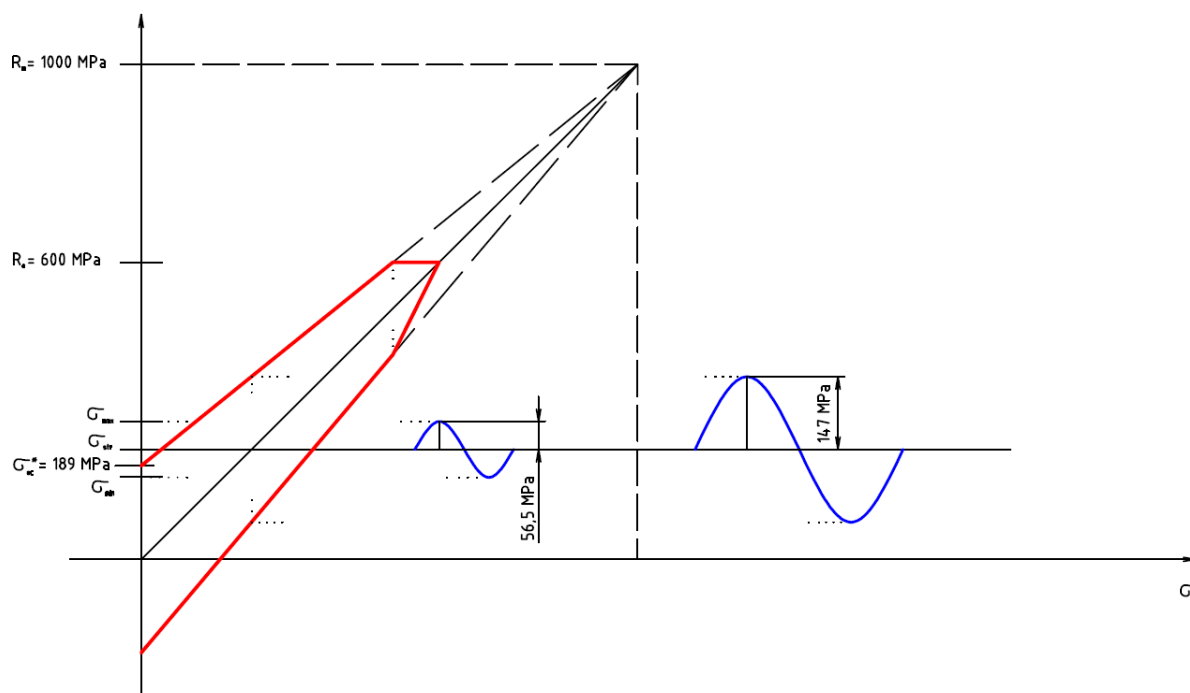
Redukující veličiny pro namáhání krutem

Součinitel vrubu..... $\beta = 1,2$

Součinitel velikosti..... $\nu = 0,8 \quad \Rightarrow \quad \beta' = 0,57$

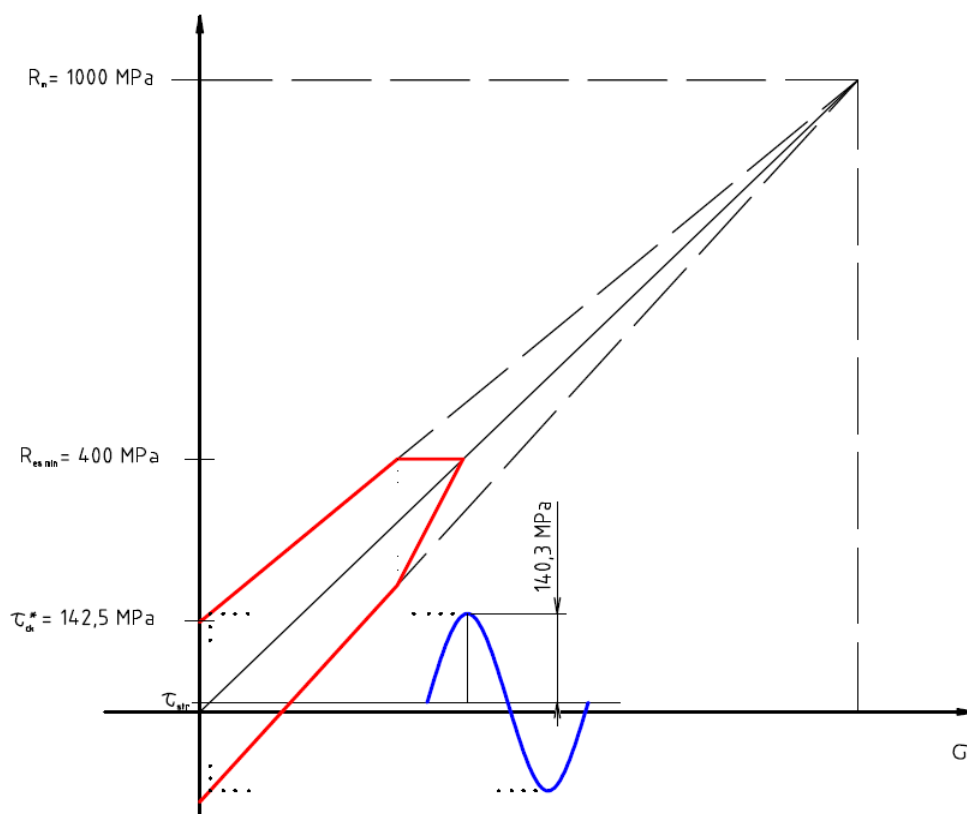
Součinitel kvality povrchu..... $\varepsilon_p = 0,85$

Smithův diagram pro ocel 13240.6 a namáhání ohybem



Obr. 31. Redukovaný Smithův diagram pro namáhání ohybem

Smithův diagram pro ocel 13240.6 a namáhání krutem



Obr. 32. Redukovaný Smithův diagram pro namáhání krutem

Bezpečnost normálového namáhání

$$n_{\sigma} = \frac{147}{56,5} = 2,6$$

Bezpečnost smykového namáhání

$$n_{\tau} = \frac{140,3}{1,1} = 127,55$$

Celková dynamická bezpečnost

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,6 \cdot 127,6}{\sqrt{2,6^2 + 127,6^2}} = \underline{\underline{2,59}}$$

6. Závěr

Vyjdeme – li z výše vypočítaných pevnostních vztahů zjistíme, že předběžně navržená ojnice vydrží dané namáhání od setrvačných sil vznikajících pohybem posuvných a rotačních hmot ojnice a dále odolá působení tlakových sil vznikajících při výbuchu spalín v kompresním prostoru motoru. V této práci jsme počítali pevnostní výpočet jednotlivých částí ojnice a určovali jejich provozní bezpečnost vůči mezním stavům materiálu při daných druhých zatížení. Lze tedy říci, že navržená ojnice splňuje provozní požadavky a je tak připravena na zavedení do sériové výroby.

Technologie výroby by spočívala v zápustkovém kování na klikovém bucharu. Tento způsob výroby je výhodný z hlediska větší pevnosti ojnice jako celku. Zvyšují se tím materiálové charakteristiky oceli a ojnice je tak odolnější vůči silovému a momentovému působení.

7. Přehled použitých veličin

Symbol	Jednotka	Název
c_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Střední pístová rychlost
D	$[mm]$	Vrtání (průměr válce)
D_{D1}	$[mm]$	Vnitřní průměr dolního ojnicního oka
D_{D2}	$[mm]$	Vnější průměr dolního ojnicního oka
D_{H1}	$[mm]$	Vnitřní průměr horního ojnicního oka
D_{H2}	$[mm]$	Vnější průměr horního ojnicního oka
e	$[mm]$	Přesah bronzového pouzdra v horním oku ojnice
E_b	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu bronzu
E_o	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu oceli
e_t	$[mm]$	Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí
F_{nos}	$[N]$	Normálová síla v průřezu 0 – 0 při zatížení setrvačnou silou
F_{not}	$[N]$	Normálová výslednice symetrického prutu zatíženého silou od tlaku spalin
F_{ns}	$[N]$	Normálová síla v průřezu I – I při zatížení setrvačnou silou
F_{nt}	$[N]$	Silová výslednice průřezu I – I horního oka zatíženého tlakem spalin
F'_p	$[N]$	Síla od tlaku plynů
F''_p	$[N]$	Maximální tlaková síla působící na průřez II - II
F'''_p	$[N]$	Maximální tlaková síla působící na průřez III - III
F'_{sp}	$[N]$	Setrvačná síla od posuvných hmot působící na oko ojnice
F''_{sp}	$[N]$	Maximální setrvačná síla působící na průřez II - II
F'''_{sp}	$[N]$	Maximální setrvačná síla působící na průřez III - III
H_D	$[mm]$	Výška dolního ojnicního oka
H_H	$[mm]$	Výška horního ojnicního oka
i	$[m]$	Poloměr setrvačnosti průřezu III – III
i	$[-]$	Počet válců motoru
I_x	$[m^4]$	Kvadratický osový moment průřezu III – III k ose x
I_y	$[m^4]$	Kvadratický osový moment průřezu III – III k ose y
k	$[-]$	Zdvihový poměr
k_l	$[-]$	Konst. vyjadřující podíl norm. síly F_{ns} ve vztahu k přenosu lož. pouzdrům

L_{oj}	[mm]	Osová vzdálenost horního a dolního ojnicního oka
L_r	[m]	Vzdálenost těžiště od středu hlavy ojnice
m_o''	[kg]	Hmotnost části ojnice nad průřezem II - II
m_o'''	[kg]	Hmotnost části ojnice nad průřezem III - III
m_{oka}	[kg]	Hmotnost oka ojnice
m_{op}	[kg]	Hmotnost posuvné části ojnice
m_{or}	[kg]	Hmotnost rotující části ojnice
M_{ot}	[N · m]	Ohybový moment symetrického prutu zatíženého silou od tlaku spalin
M_{os}	[N · m]	Ohybový moment v průřezu 0 - 0 při zatížení setrvačnou silou
m_{ps}	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
M_s	[N · m]	Ohybový moment v průřezu I - I při zatížení setrvačnou silou
M_t	[N · m]	Ohybový moment průřezu I - I horního oka zatíženého tlakem spalin
m_{vo}	[kg]	Hmotnost víka ojnice
n	[-]	Bezpečnost v daném případě
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru při výkonu P_e
p'	[MPa]	měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohřátém stavu
p_e	[MPa]	Střední efektivní tlak
P_e	[kW]	Výkon motoru
P_l	[kW · l ⁻¹]	Litrový výkon
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak při výbuchu směsi ve spalovacím prostoru motoru
r	[mm]	Poloměr klikové hřídele
r'	[m]	Poloměr těžiště příčného průřezu
S	[m ²]	Plocha pístu
S_{min}	[m ²]	Plocha příčného průřezu II - II
S_o	[m ²]	Příčný průřez oka ojnice
S_p	[m ²]	Příčný průřez pouzdra ojnice
S_{str}	[m ²]	Plocha příčného průřezu III - III v polovině délky ojnice
t_{OI}	[mm]	Minimální tloušťka dřívku ojnice ve vybrání
t_o	[mm]	Maximální tloušťka dřívku ojnice
V_{oka}	[mm ³]	Objem oka ojnice
V_M	[cm ³]	Zdvihový objem motoru
V_z	[cm ³]	Zdvihový objem jednoho válce

W	$[m^3]$	Modul pružnosti v ohybu
Z	$[mm]$	Zdvih pístu
α_b	$[K^{-1}]$	Součinitel teplotní roztažnosti bronzu
α_o	$[K^{-1}]$	Součinitel teplotní roztažnosti oceli
φ_z	$[rad]$	Úhel zakotvení oka v dřívku ojnice
λ	$[-]$	Ojniční poměr
ω	$[rad / s]$	Úhlová rychlost hlavy ojnice
ρ_b	$[kg \cdot m^{-3}]$	Měrná hmotnost bronzu
ρ_o	$[kg \cdot m^{-3}]$	Měrná hmotnost oceli
σ	$[MPa]$	Napětí v tahu pro průřez II – II
σ_a	$[MPa]$	Napětí na vnějším vlákne vlivem přesahu pouzdra na horním oku ojnice
σ_{as}	$[MPa]$	Normálové napětí na vnějším vlákne oka ojnice vlivem setrvačné síly
σ_{at}	$[MPa]$	Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnějších vláknech oka
σ_{DOV}	$[MPa]$	Maximální přípustné napětí při přesahu v horním oku ojnice
σ_e	$[MPa]$	Mez kluzu materiálu
σ_i	$[MPa]$	Napětí na vnitřním vlákne vlivem přesahu pouzdra na horním oku ojnice
σ_{is}	$[MPa]$	Normálové napětí na vnitřním vlákne oka ojnice vlivem setrvačné síly
σ_{KR}	$[MPa]$	Kritické napětí pro vzpěr
τ	$[-]$	Taktnost motoru (dvoudobé $\tau = 1$, čtyřdobé $\tau = 0,5$)

8. Seznam použité literatury

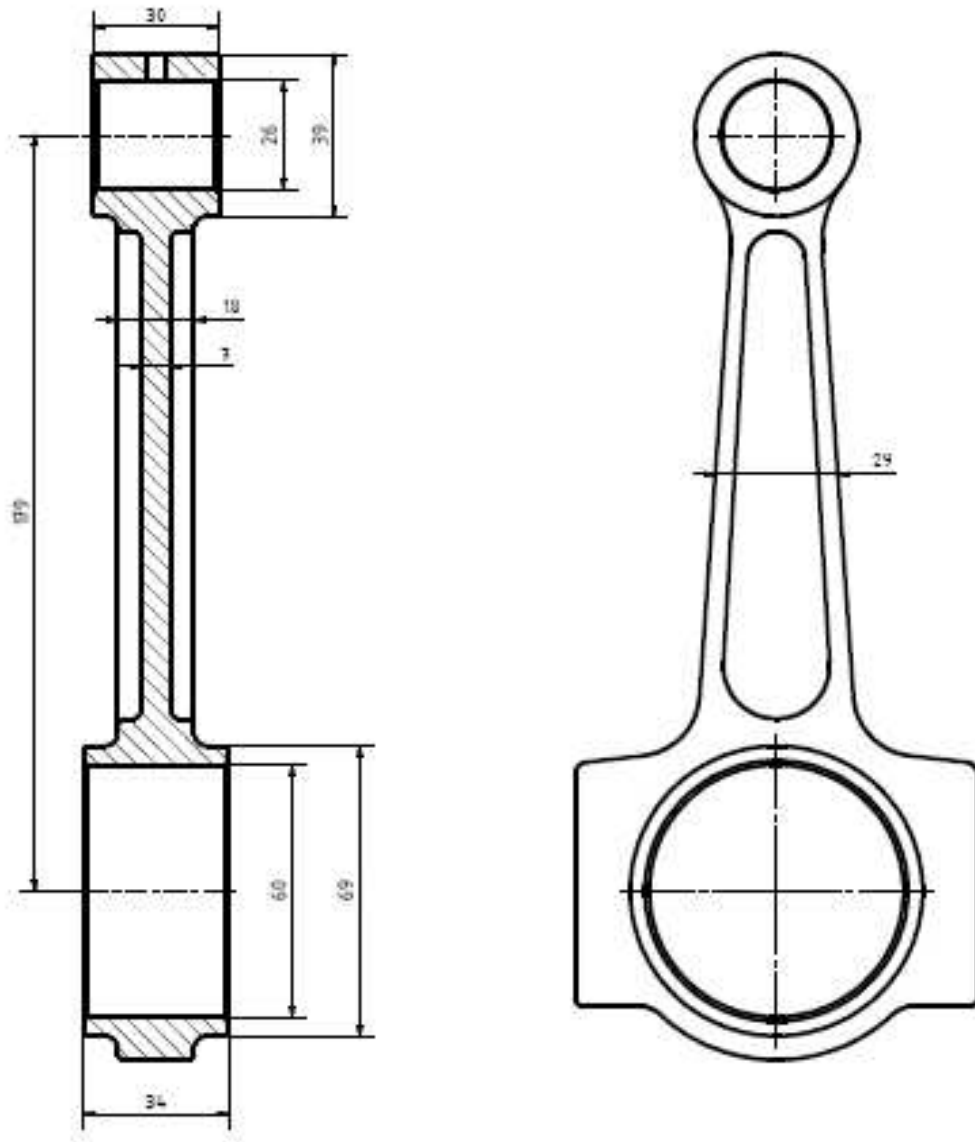
- [1] RAUSCHER J.: Spalovací motory, Brno 2005
- [2] RAUSCHER J.: Ročníkový projekt, Brno 2005
- [3] GSCHEIDLE R. a kolektiv: Příručka pro automechanika, Praha 2001
- [4] SVOBODA, P., a.j.: Základy konstruování. Výběr z norem pro konstrukční cvičení. 4. vyd. Brno PC DIR, 1996. 288 s. ISBN – 80 – 214 – 0709 – 3.
- [5] SVOBODA, P.- BRANDEJS, J.- PROKEŠ, F.: Základy konstruování, 2. přepracované vydání, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, říjen 2003

9. Seznam příloh

- a) Předběžně navržené rozměry ojnice
- b) Model pístitní skupiny
- c) Model ojnice s bronzovými ložiskovými pánvemi
- d) Uložení ojnice a pístitu

10. Přílohy

a) Předběžný návrh rozměrů ojnice



Obr. 33. Rozměry ojnice

b) Model pístní skupiny

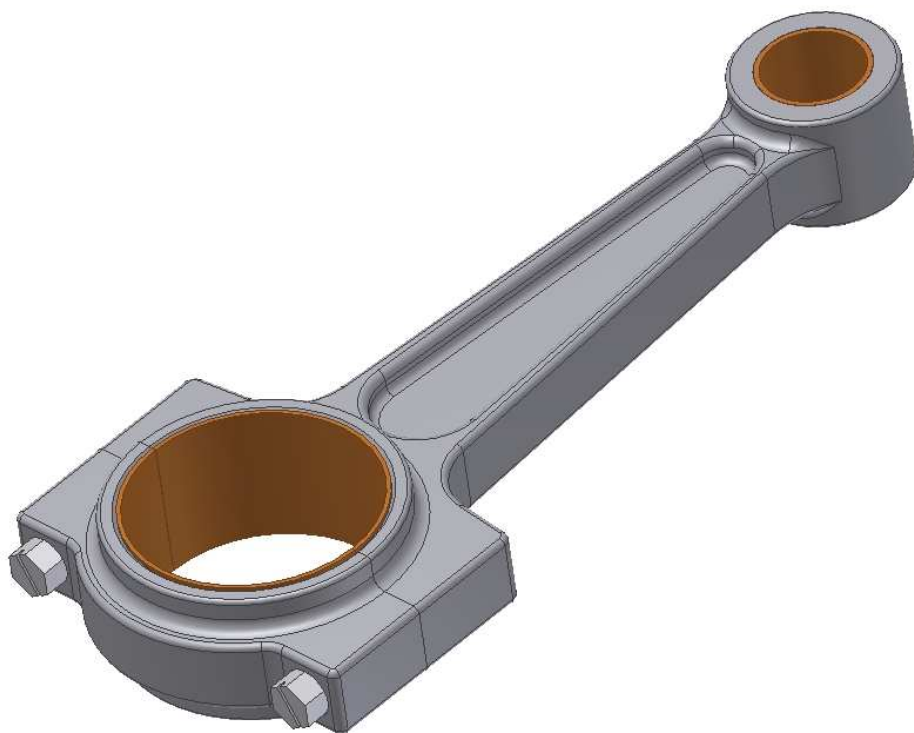


Obr. 34. Pístní skupina 1

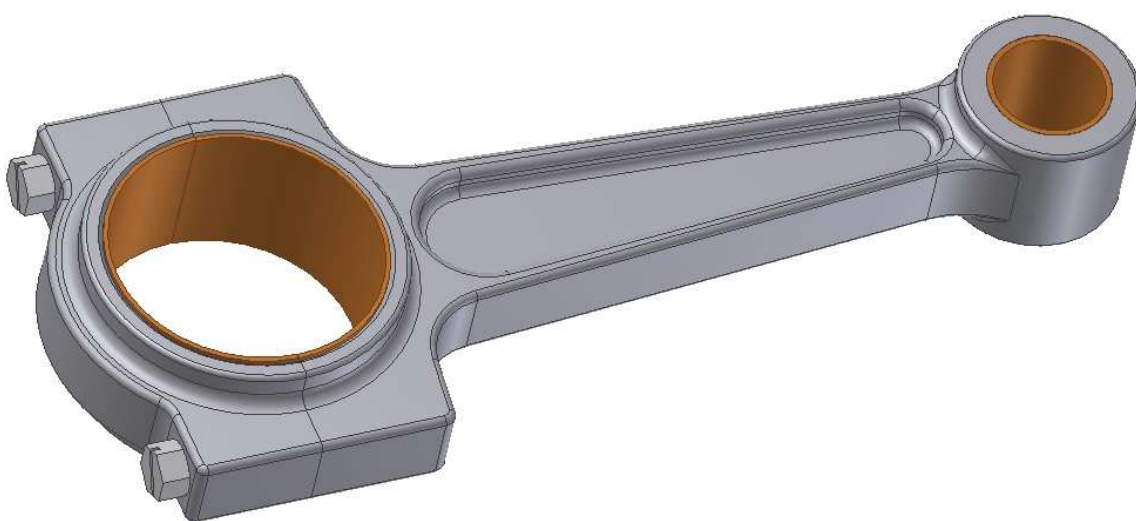


Obr. 35. Pístní skupina 2

c) Ojnice s vloženými (nalisovanými) ložiskovými pouzdry

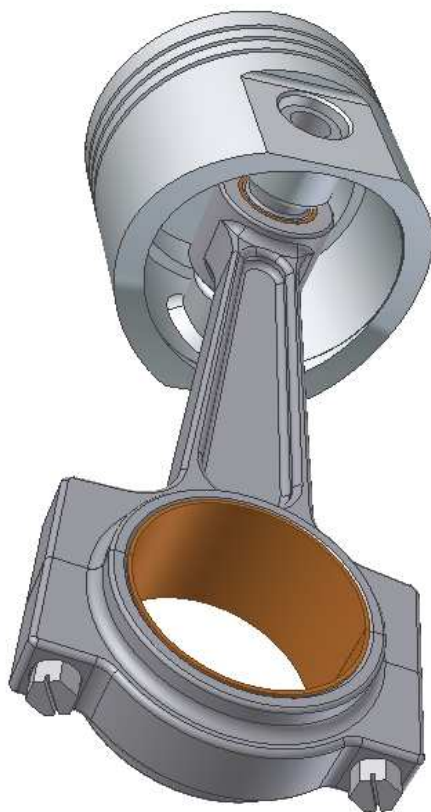


Obr. 36. Kompletní ojnice 1



Obr. 37. Kompletní ojnice 2

d) Uložení ojnice a pístu



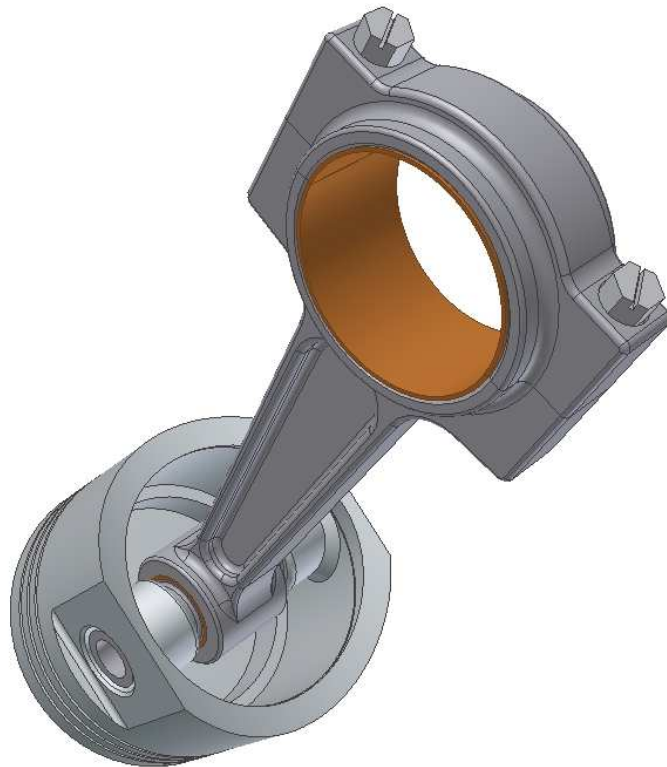
Obr. 38. Uložení ojnice a pístu - pohled 1



Obr. 39. Uložení ojnice a pístu - pohled 2



Obr. 40. Uložení ojnice a pístu - pohled 3



Obr. 41. Uložení ojnice a pístu - pohled 4