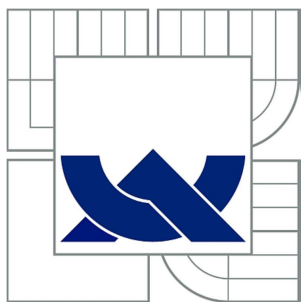




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OJNICE LETECKÉHO MOTORU

CONNECTING ROD OF AIRCRAFT ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

VÁCLAV VANĚK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTEK, DrSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Václav Vaněk

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Ojnice leteckého motoru

v anglickém jazyce:

Connecting rod of aircraft engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro plochý letecký motor navrhnout uspořádání ojnic pro řešení bez přesažení obou polovin bloku válců.

Cíle bakalářské práce:

Navrhnout základní rozměry vnitřní a rozvidlené ojnice.

Stanovit průběhy zátěžných sil na ojnici.

Provést výpočtovou pevnostní kontrolu vnitřní ojnice.

Provést zhodnocení dosažených výsledků.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage.

Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794s.ISBN 1-56091-734-2.

Vedoucí bakalářské práce:prof. Ing. Václav Píštěk, DrCs.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 14.11.2011

Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

Prof. RNDr. Miroslav Doupovec, DSc.
děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem uspořádání ojníc plochého leteckého motoru. Součástí práce je návrh základních rozměrů vnitřní a rozvidlené ojnice společně se stanovením průběhu zátěžných sil působících na danou ojnici. Závěr práce je věnován výpočtové pevnostní kontrole vnitřní ojnice.

Klíčová slova: Ojnice, plochý letecký motor, pevnostní kontrola

ABSTRACT

This thesis describes the design layout of piston rods in a flat aircraft engine. It also includes a proposed set of dimensions of the inner and the bifurcated piston rods as well as a test of forces acting on a given piston rod. The end of this work focuses on a computed strength test of the inner piston rod.

Key word: Piston rod, flat aircraft engine, strength test



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VANĚK, V. Ojnice leteckého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato předložená bakalářská práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Pištěka, DrSc a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. Května 2012

.....

Václav Vaněk



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval mému vedoucímu této bakalářské práce panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za jeho cenné poznatky a rady při tvorbě této práce, za jeho vždy rychlý, vstřícný a přátelský přístup.

V neposlední řadě bych rád poděkoval i svým rodičům, za jejich celoživotní podporu po celou dobu mého studia.



OBSAH

Úvod.....	9
3. Ojnice.....	10
3.1 Ojnice dvoudobého motoru	10
3.2 Ojnice čtyřdobého motoru	11
3.2.1 Oko pro písní čep	12
3.2.2 Dřík ojnice	12
3.2.3 Hlava ojnice.....	13
3.3 Ojnice motorů s uspořádáním do V	14
3.3.1 Sestava jednoduché a rozvidlené ojnice	15
3.3.2 Ložisková skupina.....	16
4. Základní parametry motoru	17
5. P-alfa a p-v diagramy motoru	18
5.1 P-alfa diagram pracovního oběhu motoru	18
5.2 P-v diagram pracovního oběhu motoru.....	18
6. Kinematika klikového mechanismu	20
7. Pevnostní výpočet ojnice	23
7.1 Pevnostní kontrola oka ojnice	23
7.1.1 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice	24
7.1.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	25
7.1.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů	27
7.2 Pevnostní kontrola dříku ojnice	29
7.2.1 Minimální průřez dříku ojnice II-II	30
7.2.2 Průřez dříku ojnice III-III	31
7.2.3 Kontrola vzpěrného namáhání dříku ojnice	33
7.3 Pevnostní kontrola hlavy ojnice	33
7.3.1 Zatížení průřezu A-A setrvačnou silou	34
7.3.2 Zatížení průřezu B-B setrvačnou silou	36
7.3.3 Zatížení průřezu B-B tlačnou silou F_p^*	38
7.4 Pevnostní kontrola ojničních šroubů	40
8. MKP	44
Závěr.....	46
Použité informační zdroje	47
Seznam použitých zkratk a symbolů	48
Seznam příloh	51



ÚVOD

Mezi nejvyžívanější pohony letadel v dnešní době patří pístový spalovací motor, nebo plynová turbína. Dle způsobů konstrukce bývají zavěšovány přímo pod křídly, nebo bývají zabudovány v samotném trupu letadla.

Vývoj prvních spalovacích motorů se datuje do konce 17. století, při svých více či méně úspěšných použitích pro první silniční vozidla. I přes následný velký pokrok pohonných jednotek zůstaly pístové motory doménou pro pohon lehkých letadel. Své uplatnění nacházejí i v dnešní době a to zejména u letadel sloužících pro přepravu materiálů nebo osob, sportovní a turistická letadla, nebo zemědělské letouny.

Plochý pístový letecký motor je mechanismus pracující na principu přeměny tlakové nebo tepelné energie, získávané spalováním pracovní tekutiny, na energii mechanickou. Působením na píst s využitím reakční síly tak motor vykonává mechanickou práci důležitou pro pohon dalších součástí stroje a následný pohyb jako celku.

Ojnice nejenom že spojuje píst s klikovou hřídelí a vytváří tak klikový mechanismus, ale zároveň zabezpečuje přenos sil mezi daným pístem a klikovou hřídelí motoru. Proto jsou v dnešní době při konstrukci kladeny vysoké nároky na její tuhost, zejména u horního a spodního oka, nízkou hmotnost, spolehlivost a životnost.

Úvodní kapitoly této bakalářské práce jsou věnovány obecnému popisu ojnice a její konstrukce. Dále je práce zaměřena na návrh uspořádání ojníc pro plochý letecký motor spolu s návrhem jejich základních rozměrů a stanovením průběhů působících sil. Závěr je pak věnován pevnostní kontrole vnitřní ojnice.



3. OJNICE

Ojnice je strojní součást zabezpečující mechanický přenos hnacích sil. Spojuje píst s klikovou hřídelí motoru a za její pomoci je vratný pohyb převáděn na pohyb rotační potřebný k pohonu částí motoru.

Ojnice jsou dnes navrhovány s vysokými požadavky, mezi které patří zejména požadavky na mechanickou odolnost a nízkou hmotnost ojnice. Ojnice pro dvoudobý a čtyřdobý motor se z hlediska namáhání, konstrukce či montáže výrazně liší.

3.1 OJNICE DVOUDOBÉHO MOTORU

Drtivá většina dvoudobých motorů má skládaný klikový hřídel, což umožňuje navlečení spodního oka ojnice na čep kliky před jeho zalisováním. Konstrukce těchto ojníc je tedy jednodušší, poněvadž se mohou vyrábět z jednoho kusu materiálu.

Dřík ojnice bývá eliptický, nebo má tvar profilu I a je kontrolován na výskyt trhlinek. U závodních aut bývá povrch dříku leštěn. Ojnice dvoudobých motorů jsou na rozdíl od ojníc čtyřdobých motorů zatěžovány pouze na tlak. [3]

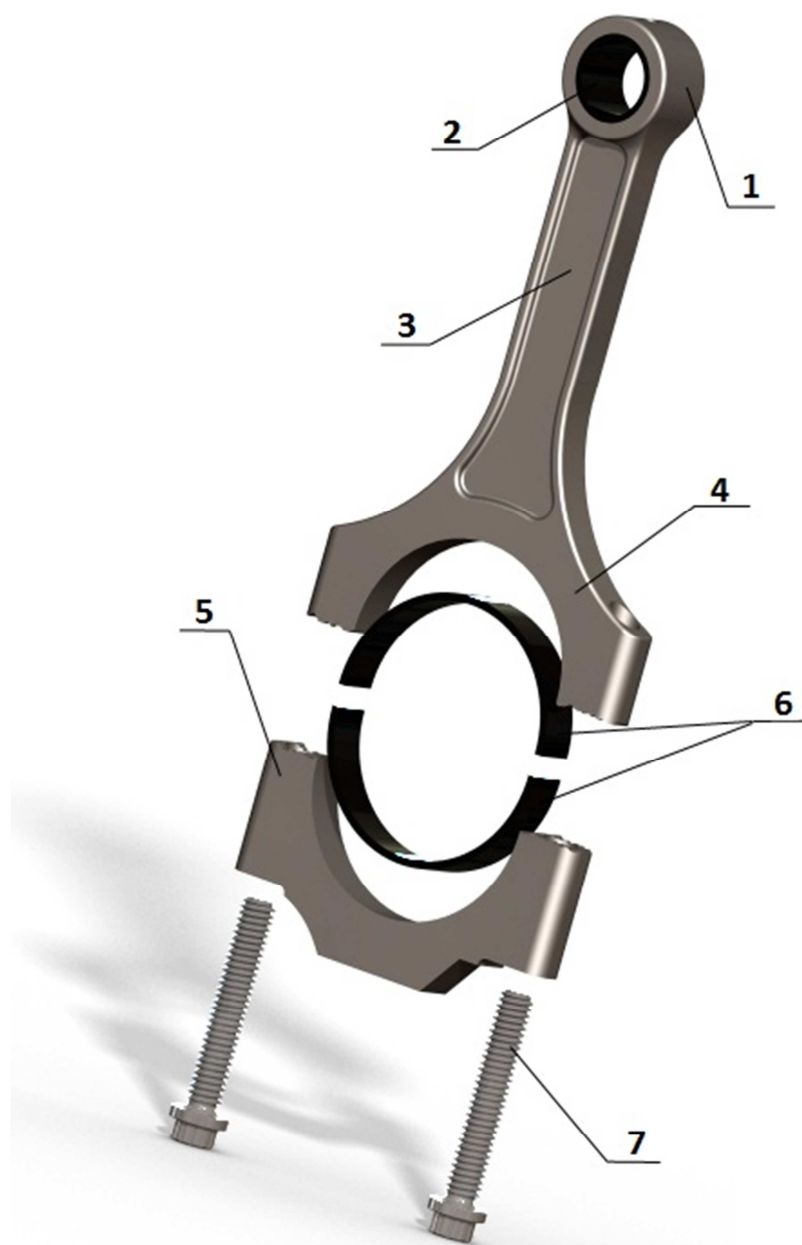


Obr. 3.1 Ojnice dvoudobého motoru [4]



3.2 OJNICE ČTYŘDOBÉHO MOTORU

Většina čtyřdobých motorů má na rozdíl od motorů dvoudobých nedělený klikový hřídel, takže je nutné, aby měla ojnice dělené spodní oko. Z hlediska zatížení je u čtyřdobých motorů ojnice namáhána jak na tlak, tak i na tah. Při výrobě se tedy klade mnohem větší důraz na její nároky a výroba je poněkud složitější. Ojnice čtyřdobého motoru se skládá z oka pro pístní čep, dříku a hlavy ojnice. [3]



Obr. 3. 2 Ojnice čtyřdobého motoru

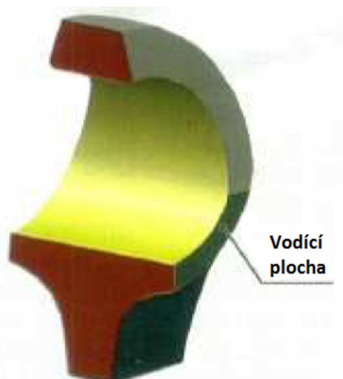
1 – Oko pro ojniční čep
2 – Ojniční pouzdro
3 – Dřík ojnice
4 – Dělená hlava ojnice

5 – Víko ojnice
6 – Ložiskové pánve
7 – Šrouby ojnice



3.2.1 OKO PRO PÍSTNÍ ČEP

Oko pro pístní čep slouží ke spojení ojnice s pístem motoru. Uložení pístního čepu je možné vytvořit dvěma způsoby. Pokud se jedná o plovoucí pístní čep, uložení je tvořeno zalisovaným ojnicním pouzdra v oku ojnice. Po zajištění ojnicního pouzdra proti pootočení a následném vyvrtání mazacího otvoru je vystružen vnitřní průměr ložiska pro uložení čepu. Druhou možností je tenkostěnná ocelová pánev, jež je zalisována do předem vystruženého oka ojnice a z mazacího otvoru je olej rozváděn po celé šířce ložiska. U přeplňovaných motorů s vysokou zátěží bývá někdy užito řešení s lichoběžníkovým tvarem příčného průřezu ojnicního oka. [3]



Obr. 3.3 Lichoběžníkové oko pro pístní čep [3]

3.2.2 DŘÍK OJNICE

Dřík ojnice je vysoce namáhaná část ojnice, poněvadž při nedodržení hladkých přechodů mezi dříkem a oky ojnice dochází k vysoké koncentraci napětí a následným deformacím ojnice. Důležitá je taktéž kontrola na výskyt trhlinek, jež zásadně snižují životnost ojnice. V dnešní době je dřík vyráběn s příčným profilem tvaru I, H, jenž jsou vyráběny zejména pro závodní automobily, nebo dříky s vyztuženým žebrem. [3]



Obr. 3.4 Typy dříků ojnice – zleva: profil I, dřík s vyztuženým žebrem, profil H [5]



3.2.3 HLAVA OJNICE

Hlava ojnice podléhá vysokým konstrukčním požadavkům, poněvadž při její deformaci by docházelo zároveň k deformaci ložiskových pánví, což je z hlediska uložení na klikovém hřídeli velký problém. Musí proto být lehká, ale zároveň tuhá, což zvyšují plynulé přechody mezi dříkem a hlavou ojnice jak bylo zmiňováno již výše.

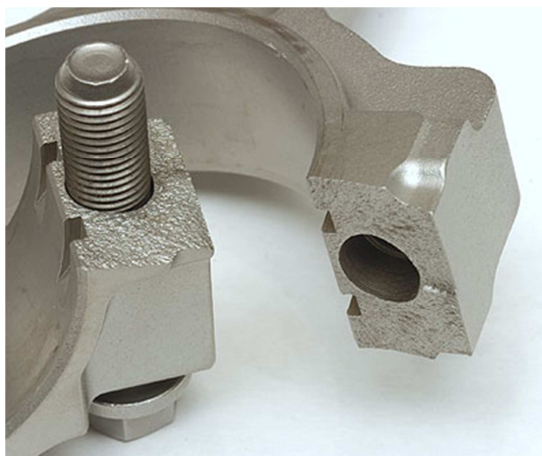
Pokud se jedná o motor s průměrem ojnicního čepu $0,65D$, dělicí rovina hlavy ojnice bývá kolmá na osu ojnice. Tento typ dělicí roviny v případě nutnosti umožňuje vytažení horní části ojnice i s pístem válcem motoru, aniž by bylo nutné demontovat klikový hřídel, nebo celý motor z vozidla. Pokud se však jedná o motor s větším průměrem ojnicního čepu než je zmiňovaná hodnota $0,65D$, je nutné dělicí rovinu umístit do roviny šikmé k ose ojnice pod úhlem 30° , 45° nebo 60° . U tohoto typu dělicí roviny však dochází k nárůstu napětí, což je řešeno vyfrézováním ozubení v dělicí rovině. [3]



Obr. 3.5 Šikmá dělicí rovina hlavy ojnice [6]

Víko ojnice musí být vůči hlavě ojnice polohově správně uloženo, což zajišťuje středící válcová plocha ojnicního šroubu. Tohle přesné polohování víka vůči hlavě zajišťuje potřebnou válcovitost a kruhovitost pro přesné uložení ojnice na klikový hřídel motoru. Pro zamezení přetočení víka ojnice jsou stejné strany značeny kódy, jež se liší dle způsobu značení daného výrobce.

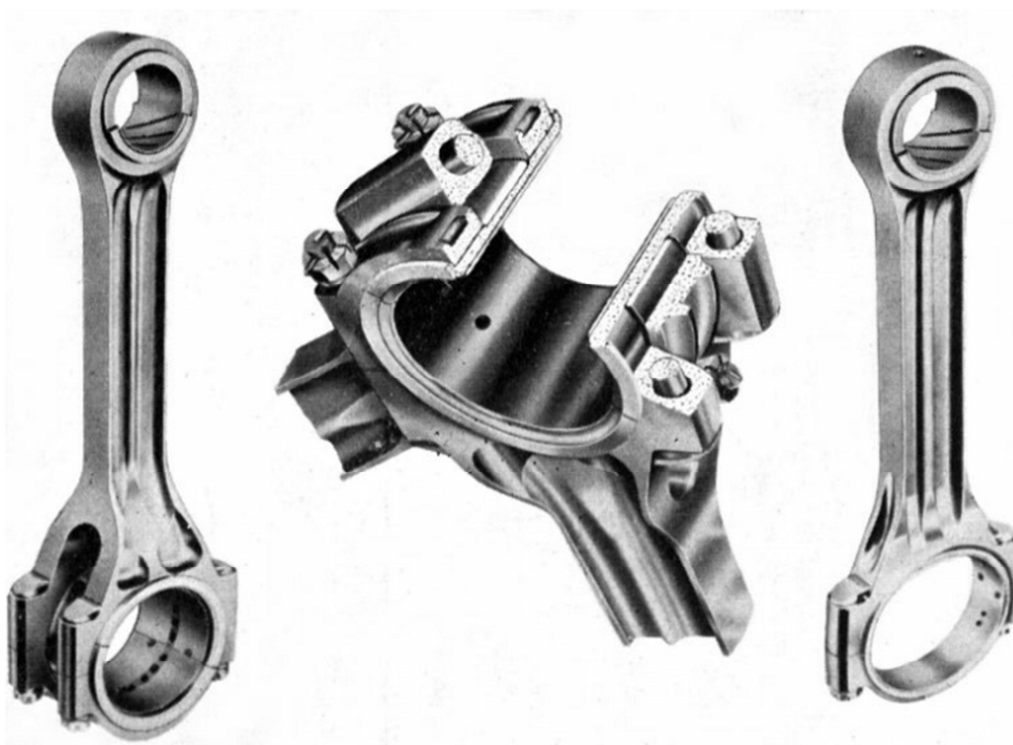
Tyto problémy se značením a záměnou strany jsou úplně odstraněny, pokud je dělicí rovina vytvořena řízeným lomem. Lom však musí být křehký a nesmí nastat žádné plastické deformace. U tohoto způsobu je výroba podstatně jednodušší, poněvadž je ojnice vyrobena a opracována v celku a až poté rozdělena řízeným křehkým lomem. V této výrobě drží prvenství firma BMW, jež poprvé tento druh dělení hlavy ojnice použila na ojnicích ze spékaného kovu. Až později bylo možné vývojem materiálů využití tohoto lomu i na ojnicích litých i kovaných. [3]



Obr. 3.6 Dělicí rovina vytvořená řízeným lomem

3.3 OJNICE MOTORŮ S USPOŘÁDÁNÍM DO V

Další možností uložení ojníc jsou motory s uspořádáním válců do V, kde jsou ojnice dvou protilehlých válců uloženy na společném klikovém čepu. Používá se hlavní ojnice a ojnice rozvidlené, poněvadž je pak zaručeno, že bude tento mechanismus centrický. Takovéto uložení umožňuje protilehlé válce uspořádat v jedné rovině, díky čemuž je v konečné fázi možné motor zkrátit o 11-14%, snížit jeho váhu a zjednodušit konstrukci i výrobu klikové skříně. Toto uložení se používá pro lodní a drážní motory, nebo letecké motory jako v této bakalářské práci. [3]



Obr. 3.7 Rozvidlená ojnice [3]

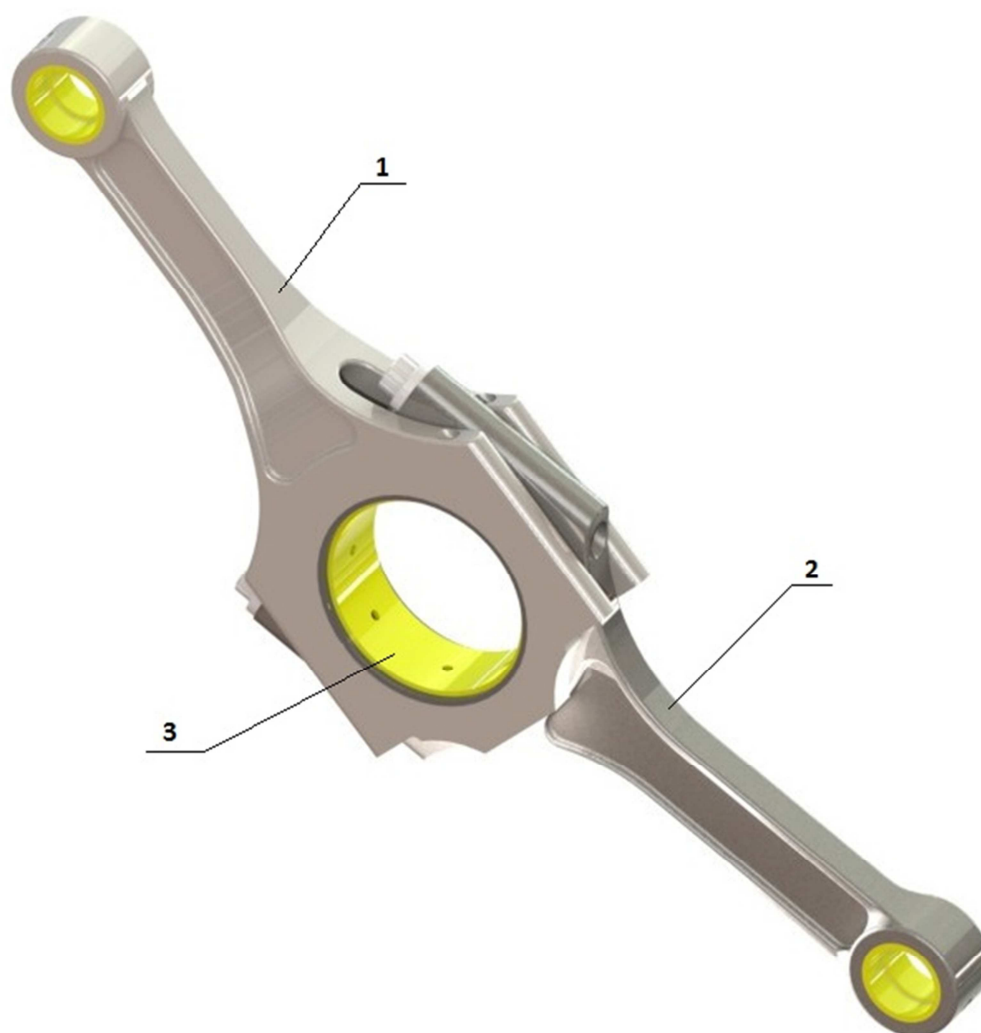


3.3.1 SESTAVA JEDNODUCHÉ A ROZVIDLENÉ OJNICE

V této bakalářské práci je ojnicní sestava tvořena ojnicí vnitřní a vnější, neboli rozvidlenou. Ojnice jsou uloženy v sobě a jsou staženy axiálně i radiálně ložiskovou skupinou, které se budu věnovat podrobněji níže.

Materiál pro ojnice uvažujeme 1.2307 (15.230) zušlechtěný na 1050 + 150 MPa s následnou nitridací. Jedná se o nízkolegovanou ocel s dobrou obrobitelností i svařitelností. Je vhodná pro povrchové kalení, chemicko-tepelné zpracování zušlecht'ování a nitridaci. Je vhodná pro vysoce namáhané strojní součásti.

U jednoduché ojnice slouží ke spojení víka díry o průměru 8,2 mm pro šrouby se závitem M8 x 1. U rozvidlené ojnice je situace obdobná, jen jsou použity šrouby se závitem M5 x 0,5.



Obr. 3.8 Sestava jednoduché a rozvidlené ojnice

1 – Rozvidlená ojnice (vnější)
2 – Jednoduchá ojnice (vnitřní)

3 – Ložisková skupina



3.3.2 LOŽISKOVÁ SKUPINA

Uspořádání této ložiskové skupiny, která má ojnice uloženy navzájem v sobě na jednom ojničním čepu klikového hřídele, se využívá u motorů s upořádáním válců do V. Tato soustava ojnic je však axiálně vedena na ojničním čepu jen bočními plochami děleného ložiskového pouzdra 2. Proto je nutné tyto plochy vyrobit s velkou přesností aby nedocházelo k deformacím a jiným nežádoucím vlivům.



Obr. 3.9 Ložisková skupina v řezu

1 – Ložisková pánev

3 – Vnitřní pánev

2 – Dělené ložiskové pouzdro

Jednoduchá ojnice je uložena na ložiskové pánvi 1 o šířce 10 mm a průměru 57,6 mm, zatímco rozvidlená ojnice je axiálně vedena na šířce rozvidlení o velikosti 10,5 mm a radiálně stažena na děleném ložiskovém pouzdra 2 na průměru 53,5 mm. Ložisková pánev 1 je uložena na větším průměru 54 mm děleného ložiskového pouzdra 2, do kterého je uložena vnitřní pánev 3 o průměru 50,6 mm. Tato soustava je mazána pomocí 8 otvorů širokých 2,5 mm, jež jsou shodné v děleném ložiskovém pouzdra i vnitřní pánvi. Na tyto ložiska je olej přiváděn kanálem v ojničním čepu na klikovém hřídeli o průměru 47,8 mm.

Horní oka jednoduché i rozvidlené ojnice jsou shodná, v obou těchto horních ocích se použijí lisované ojniční pouzdra o průměru 20 mm. Mazání je zajištěno kanálky o průměru 4 mm vyvrtanými jak do lisovaného pouzdra, tak do vrchní části horního ojničního oka.



4. ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

V této práci je jako pohonná jednotka uvažován plochý letecký šestiválcový motor s výkonem 102 kW při pěti tisících otáčkách za minutu.

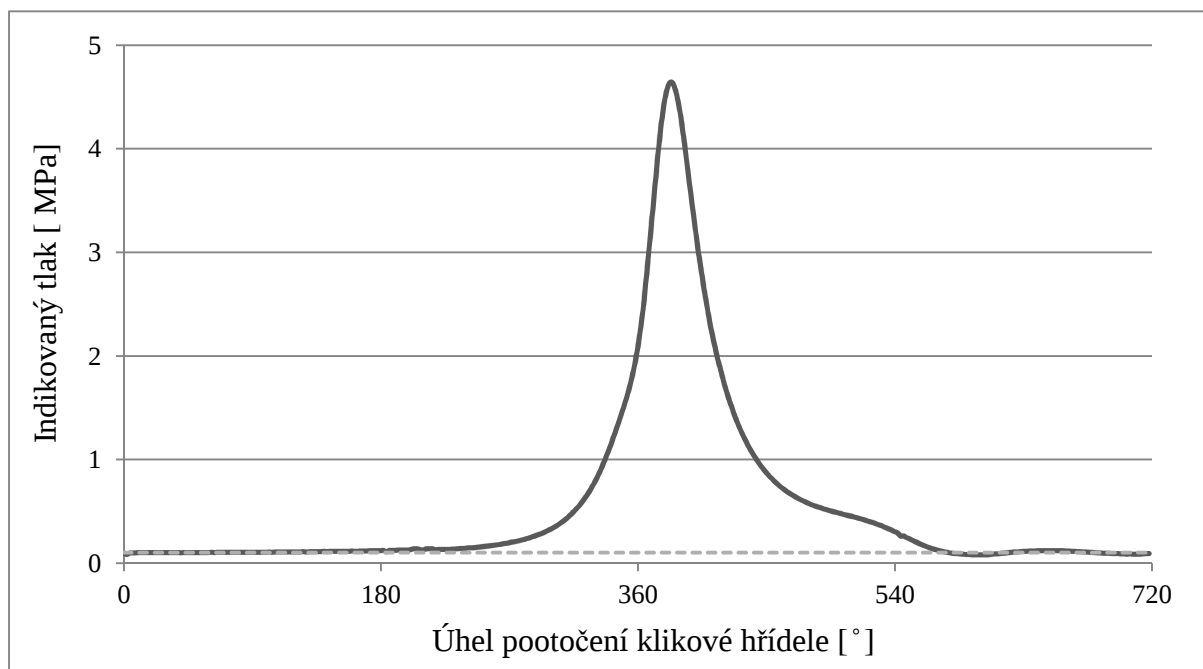
Výkon motoru:	$P_e = 102 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky:	$n = 5000 \text{ min}^{-1}$
Počet válců:	$n_v = 6$
Vrtání válce:	$D = 76,5 \text{ mm}$
Zdvih pístu:	$Z = 86,9 \text{ mm}$
Stupeň komprese:	$\varepsilon = 10,5$
Zdvihový objem válce:	$V_{zv} = 99,423 \text{ cm}^3$
Hmotnost pístní skupiny:	$m_{psk} = 0,285 \text{ kg}$
Hmotnost posuvné části ojnice	$m_{op} = 0,105 \text{ kg}$
Hmotnost rotující části ojnice	$m_{or} = 0,307 \text{ kg}$
Hmotnost víka hlavy ojnice	$m_{vo} = 0,025 \text{ kg}$
Délka ojnice:	$l_{oj} = 138 \text{ mm}$
Poloměr kliky	$r = 43,45 \text{ mm}$



5. P-ALFA A P-V DIAGRAMY MOTORU

5.1 P-ALFA DIAGRAM PRACOVNÍHO OBĚHU MOTORU

P- α diagram charakterizuje průběh tlaku uvnitř pracovního prostoru motoru v závislosti na natočení klikové hřídele.



Obr. 5. 1 P- α diagram pracovního cyklu motoru

Maximálního tlaku v pracovním prostoru motoru je dosaženo při natočení klikové hřídele o 384° a je roven hodnotě $p_{\max} = 4,64$ MPa.

5.2 P-V DIAGRAM PRACOVNÍHO OBĚHU MOTORU

P-V diagram charakterizuje vykonanou práci v průběhu jednoho pracovního cyklu motoru. Vyjadřuje závislost tlaku na zdvihovém objemu, který je potřeba určit v závislosti na daném pootočení klikové hřídele.

Pro výpočet dráhy pístu bude užít vzorec:

$$s_i = r \cdot \left[1 - \cos \alpha_i + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_i)) \right] \quad [cm], \quad (1)$$

kde λ je klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} = 0,32 \quad [-] \quad (2)$$



Pro výpočet okamžitého objemu bude použito vzorce:

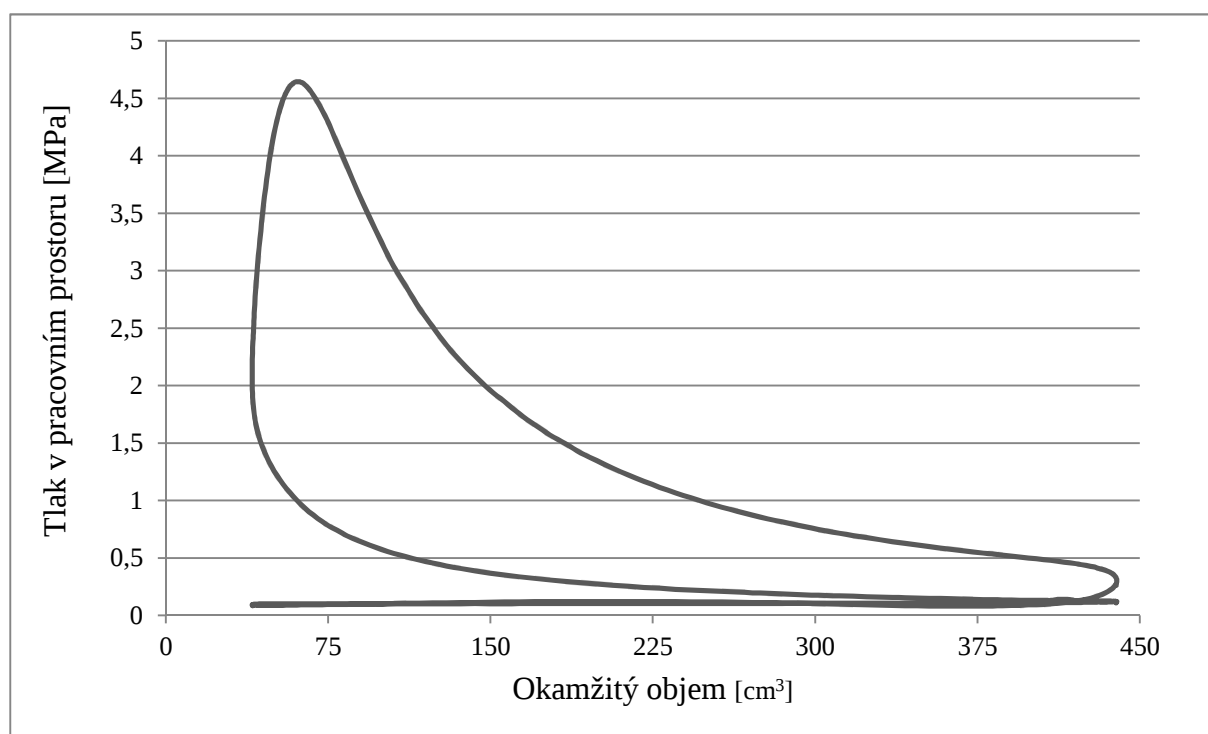
$$V_i = V_k + S_p \cdot s_i \quad [\text{cm}^3], \quad (3)$$

kde V_k je objem kompresního prostoru válce:

$$V_k = \frac{V_{zV}}{\varepsilon - 1} = 42,05 \text{ cm}^3, \quad (4)$$

a S_p je plocha pístu:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 45,96 \text{ cm}^2. \quad (5)$$



Obr. 5. 2 P-V diagram pracovního cyklu motoru



6. KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismu přenáší energii získanou spálením pracovní tekutiny na klikovou hřídel a posuvný pohyb pístu je tak pomocí ojnice převáděn na otáčivý pohyb klikové hřídele. V klikovém mechanismu působí dva základní druhy sil. *Primární síly*, způsobené tlakem plynů na píst, a *sekundární síly*, dané setrvačnými hmotami klikového mechanismu. [2]

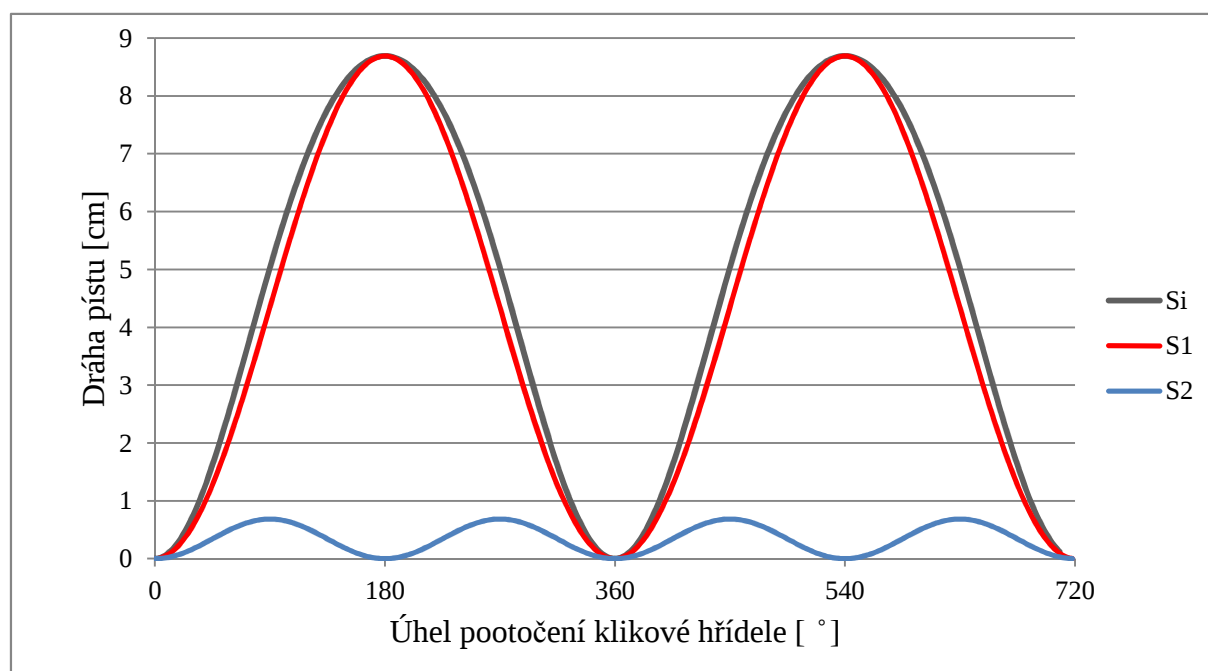
Pro výpočet dráhy pístu v závislosti na natočení klikového hřídele bude použito vzorce:

$$s_i(\alpha) = r \cdot \left[1 - \cos \alpha_i + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_i)) \right] \quad [cm] \quad (6)$$

Tato dráha pístu se dále rozděluje na její 1. a 2. harmonickou složku:

$$s_1(\alpha) = r \cdot (1 - \cos \alpha_i) \quad [cm] \quad (7)$$

$$s_2(\alpha) = r \cdot \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2 \cdot \alpha_i)) \quad [cm] \quad (8)$$



Obr. 6. 1 Diagram dráhy pístu v závislosti na pootočení klikového hřídele

Pro výpočet rychlosti pístu v závislosti na natočení klikového hřídele bude použit vzorec:

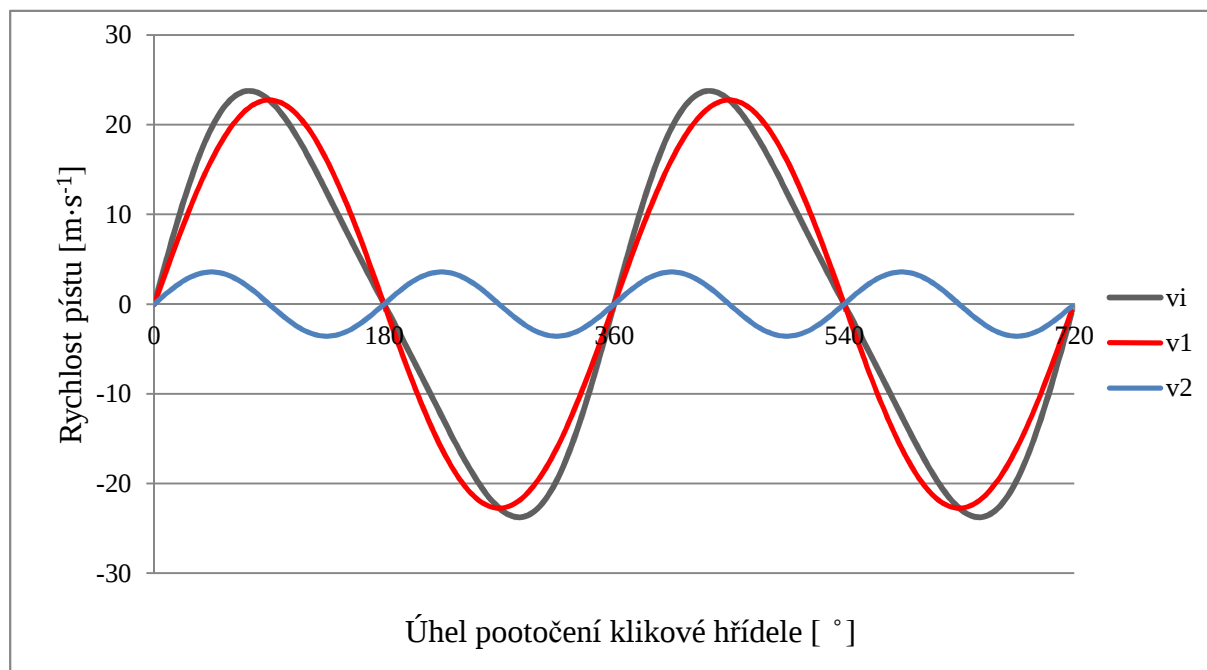
$$v_i(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha_i + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i) \right) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (9)$$



Tato rychlost pístu se dále rozděluje na její 1. a 2. harmonickou složku:

$$v_1(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha_i \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (10)$$

$$v_2(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha_i) \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (11)$$



Obr. 6. 2 Diagram rychlosti pístu v závislosti na pootočení klikového hřídele

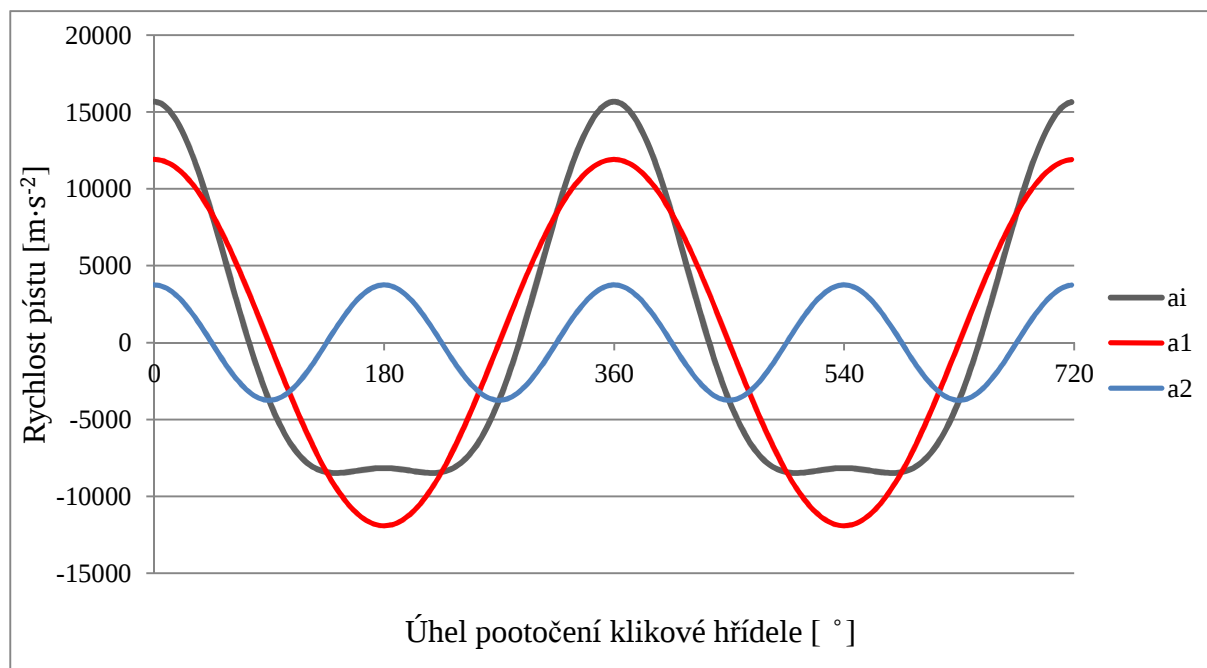
Pro výpočet zrychlení pístu v závislosti na natočení klikového hřídele bude použit vzorec:

$$a_i(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha_i + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i)) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (12)$$

Toto zrychlení pístu se dále rozděluje na jeho 1. a 2. harmonickou složku:

$$a_1(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha_i \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (13)$$

$$a_2(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha_i) \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (14)$$



Obr. 6. 3 Diagram zrychlení pístu v závislosti na pootočení klikového hřídele

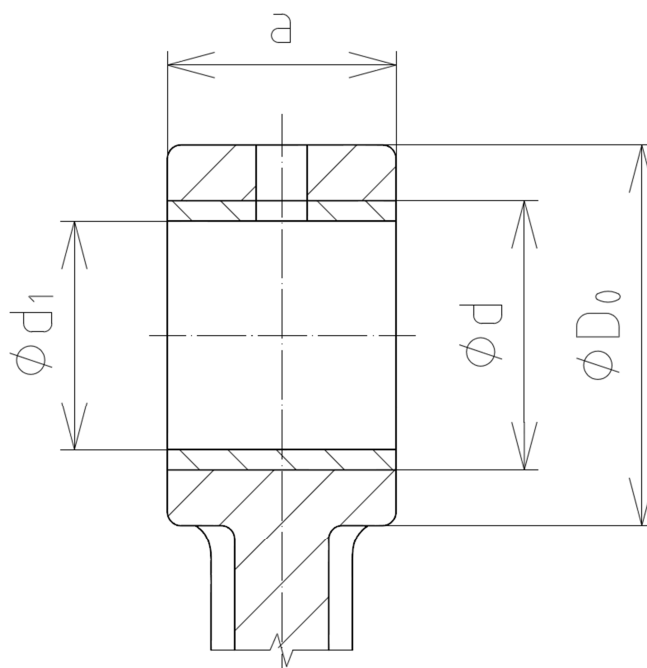


7. PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNICE

Ojnice přenáší síly mezi pístem a klikovou hřídelí a je tak namáhána na tah a tlak. Pevnostní výpočet ojnice zahrnuje kontrolu nejkritičtějších míst jako je oko ojnice, dřík ojnice, nebo hlava ojnice. Tyto výpočty jsou však stále pouze informativní. Detailní a spolehlivý přehled o pevnostní kontrole ojnice pro sériovou a vícenákladovou výrobu v dnešní době udává hlavně metoda konečných prvků - MKP.

7.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA OKA OJNICE

Ojniční oko je zatěžováno silami od tlaku plynů působících při spalování na dno pístu, setrvačnými silami posuvných hmot pístní skupiny a předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra. Základní rozměry jsou zobrazeny na obr. 8.1 [1]



Obr. 7. 1 Rozměry horního ojničního oka

Parametry ojničního oka:

Vnitřní průměr bronzového pouzdra:

$\phi d_1 = 17 \text{ mm}$

Vnější průměr bronzového pouzdra:

$\phi d = 20 \text{ mm}$

Vnější průměr ojničního oka:

$\phi D_0 = 28,2 \text{ mm}$

Šířka horního ojničního oka:

$a_{oj} = 17 \text{ mm}$

Zvolené hodnoty bronzového pouzdra:

Přesah bronzového pouzdra:

$e = 0,03 \text{ mm}$

Ohřev oka:

$\Delta t = 125 \text{ K}$



Součinitel lineární tepelné roztažnosti bronzu:

$$\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

Součinitel lineární tepelné roztažnosti oceli:

$$\alpha_o = 1 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$$

Modul pružnosti v tahu bronzu:

$$E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Modul pružnosti v tahu oceli:

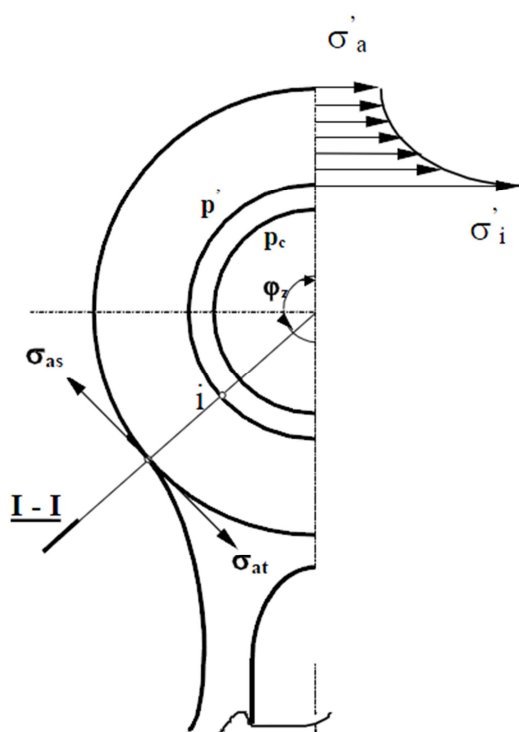
$$E_o = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené napětí:

$$\sigma_{\text{dov}} = 150 \text{ MPa}$$

7.1.1 MĚRNÝ TLAK MEZI POUZDREM A OKEM OJNICE

Zalisováním ložiskového pouzdra do oka ojnice vzniká spojitě zatížené vyvolávající v příčných průřezích konstantní napětí, které se po ohřátí ojnicního oka vlivem vyšší roztažnosti bronzového pouzdra dále zvětší. [1]



Obr. 7. 2 Průběh namáhání ve vnitřním a vnějším vlákne

Pro výpočet zvětšení přesahu pouzdra v důsledku přehřátí bude použito vzorce:

$$e_t = d \cdot \Delta t \cdot (\alpha_b - \alpha_o) = 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (15)$$

Výsledný měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohřátém stavu bude zjištěn pomocí vzorce:

$$p' = \frac{e + e_t}{d \cdot \left(\frac{C_o + \mu}{E_o} + \frac{C_p - \mu}{E_b} \right)} = 37,61 \text{ MPa}, \quad (16)$$



kde součinitele C_o a C_p jsou:

$$C_o = \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = 3,02, \quad (17)$$

$$C_p = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} = 6,21, \quad (18)$$

a Poissonova konstanta $\mu = 0,3$.

Výsledné napětí ve vnějším vlákne a je pak rovno:

$$\sigma_a' = p' \cdot \frac{2 \cdot d^2}{D_0^2 - d^2} = 76,12 \text{ MPa} \quad (19)$$

A výsledné napětí ve vnitřním vlákne i je rovno:

$$\sigma_i' = p' \cdot \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = 113,7 \text{ MPa} \quad (20)$$

Výsledné napětí ve vnitřním vlákne i splňuje podmínku, kdy musí být menší nebo maximálně rovno dovolenému napětí, které je rovno 150 MPa.

7.1.2 NAMÁHÁNÍ OKA OJNICE SETRVAČNOU SILOU

Setrvačná síla F'_{sp} zatěžující oko ojnice je vyvolána posuvnými hmotami písní skupiny. Její maximální hodnoty je dosaženo v horní úvratí pracovního prostotu válce, tedy mezi výfukovým a sacím zdvihem. Její hodnota je rovna: [1]

$$F'_{sp} = m_{psk} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = 4464,35 \text{ N}, \quad (21)$$

kde ω je úhlová rychlost otáčení klikové hřídele:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 523,60 \text{ s}^{-1}, \quad (22)$$

a λ je klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} = 0,32 [-] \quad (23)$$

Výsledné normálové napětí ve vnějším vlákne as je pak rovno:

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = 65,66 \text{ MPa}, \quad (24)$$



a výsledné normálové napětí ve vnitřním vlákně i_s je rovno:

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = -34,87 \text{ MPa}, \quad (25)$$

kde empirické vztahy budou vypočteny pomocí následujících vzorců:

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_z) - 0,5 \cdot F'_{sp} \cdot r' \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z) [\text{Nm}]$$

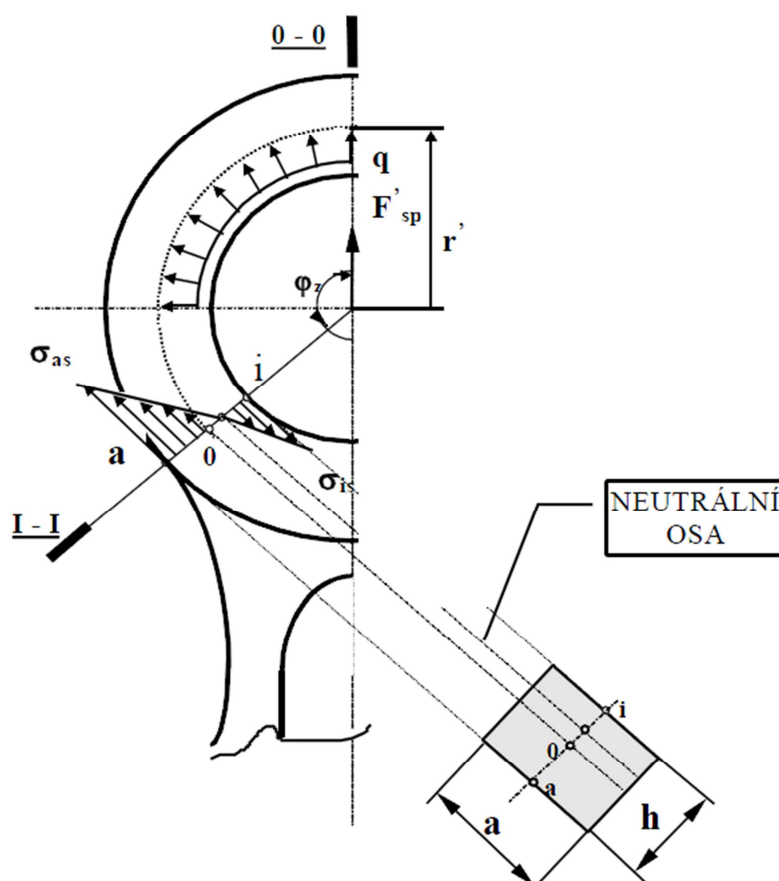
$$M_s = 2,20 \text{ Nm} \quad (26)$$

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos \varphi_z + 0,5 \cdot F'_{sp} \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z) = 1986,69 \text{ N}, \quad (27)$$

kde moment M_{os} a normálová síla F_{nos} jsou rovny:

$$M_{os} = F'_{sp} \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) = 0,53 \text{ Nm} \quad (28)$$

$$F_{nos} = F'_{sp} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_z) = 2125,03 \text{ N} \quad (29)$$



Obr. 7.3 Zatížené ojnicního oka tahovou silou

Geometrie průřezu oka:

Šířka kontrolního průřezu:

$h = 4,1 \text{ mm}$

Výška kontrolního průřezu:

$a = 17 \text{ mm}$

Úhel zakotvení horního oka:

$\varphi_z = 120^\circ$



Poloměr těžiště příčného průřezu:

$$r' = \frac{D_0 + d}{4} = 12,05 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (30)$$

Koeficient vlisování pouzdra v oku:

$$k_1 = \frac{E_0 \cdot S_0}{E_0 \cdot S_0 + E_b \cdot S_p} = 0,84 \text{ [-]} \quad (31)$$

Příčný průřez oka ojnice:

$$S_0 = \left(\frac{D_0 - d}{2} \right) \cdot a = 6,97 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (32)$$

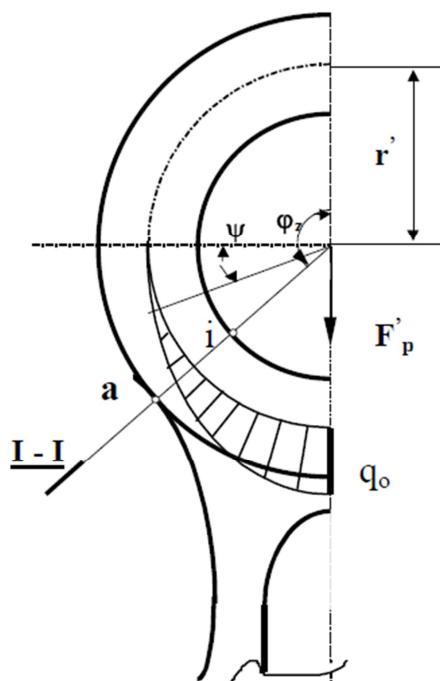
Příčný průřez pouzdra oka ojnice:

$$S_p = \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot a = 2,55 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (33)$$

7.1.3 NAMÁHÁNÍ OKA OJNICE SILOU OD TLAKU PLYNŮ

Ojniční oko je zatíženo silou od tlaku plynů F'_p . Tato síla je maximální hodnota síly na píst během jedné otáčky klikového hřídele a je rovna hodnotě:

$$F'_p = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 21327,05 \text{ N} \quad (34)$$



Obr. 7. 4 Průběh zatížení ojničního oka silou od tlaku plynů



Podle úhlu zakotvení horního oka jsou součinitelé a_1 a a_2 rovny:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,0030 \\ a_2 &= -0,0012 \end{aligned}$$

Normálové napětí ve vnějších vláknech oka at ojnice je rovno:

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h} = -51,89 \text{ MPa}, \quad (35)$$

kde empirické vztahy budou vypočteny pomocí následujících vzorců:

$$M_t = F'_p \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right] = -2,92 \text{ Nm}, \quad (36)$$

$$F_{nt} = F'_p \cdot \left[a_1 \cdot \cos \varphi_z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right] = 280,29 \text{ N}, \quad (37)$$

kde pro výpočet J je užito následujícího vzorce, úhel φ_z je v radiánech:

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin \varphi_z - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_z = 0,02 [-] \quad (38)$$

Výsledné maximální napětí cyklu je poté rovno:

$$\sigma_{max} = \sigma'_a + \sigma_{as} = 141,78 \text{ MPa}, \quad (39)$$

a minimální napětí cyklu je rovno:

$$\sigma_{min} = \sigma'_a + \sigma_{at} = 24,23 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 83,01 \text{ MPa} \quad (41)$$

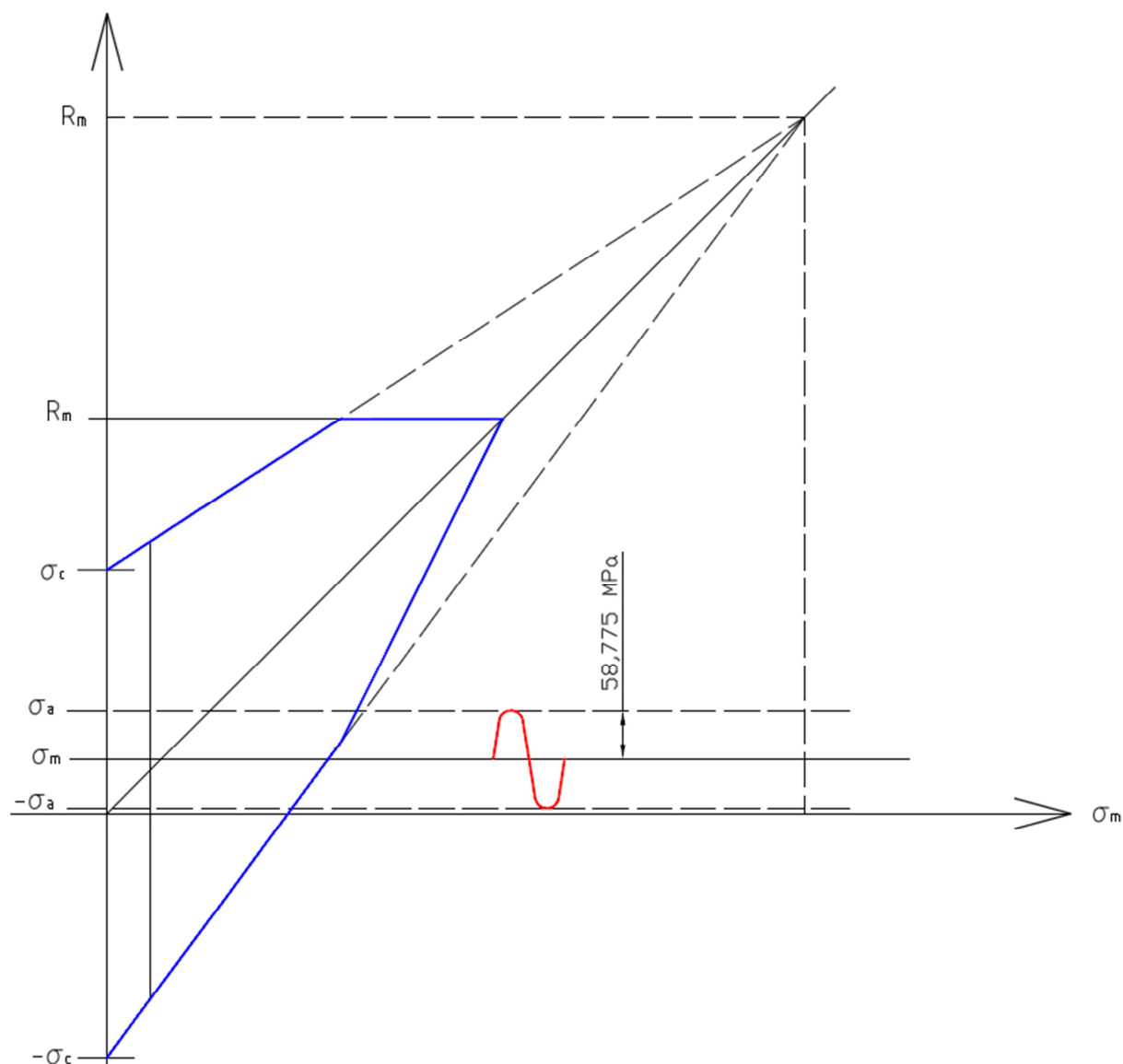
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 58,78 \text{ MPa} \quad (42)$$

Bezpečnost je počítána pro materiál 15 230 zušlechťený na 1050 + 150 MPa a následnou nitridací. Z dříve vypočtených hodnot se sestaví Smithův diagram a podle poměru amplitud určíme konečnou bezpečnost:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{max}} = 7,1 [-], \quad (43)$$

kde σ_{dov} je maximální dovolené namáhání:

$$\sigma_{dov} = 0,35 \cdot R_m = 420 \text{ MPa} \quad (44)$$



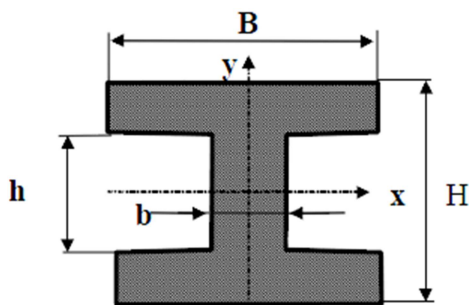
Obr. 7.5 Smithův diagram pro určení výsledné bezpečnosti

Podle zkušeností z praxe se běžná hodnota bezpečnosti oka ojnice pohybuje v rozmezí 2,5 až 5. V tomto případě vyšla bezpečnost o trochu vyšší, takže by bylo vhodné před konečnou výrobou ojnici podrobit podrobnějším zkouškám a výpočtům aby nedošlo ke zbytečnému předimenzování ojnice.

7.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA DŘÍKU OJNICE

Dřík ojnice je namáhán jak tlakovou silou od tlaku plynů, tak i tahovou silou posuvných hmot. Maximálního tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati, zatímco maximálního tlaku je dosaženo při maximálním tlaku plynů nad pístem při spalování. Mimo únavového namáhání se u štíhlých dříků provádí i kontrola vzpěrného namáhání.

Pevnostní kontrola se provádí v minimálním průřezu dříku II-II a v polovině rozteče obou ok ojnice, v průřezu III-III. [1]



Obr. 7. 6 Kontrolní průřez dříku ojnice

Návrhové hodnoty kontrolního průřezu dříku ojnice:

$$\begin{aligned} H &= 20 \text{ mm} \\ B &= 10,5 \text{ mm} \\ h &= 14 \text{ mm} \\ b &= 7 \text{ mm} \end{aligned}$$

7.2.1 MINIMÁLNÍ PRŮŘEZ DŘÍKU OJNICE II-II

Příčný průřez dříku ojnice odpovídá tvarově písmenu H. Minimální plocha tohoto příčného průřezu je pak rovna:

$$S_{min}^{II} = H \cdot B - (B - b) \cdot h = 1,61 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (45)$$

Na tuto plochu působí maximální setrvačná síla od posuvných hmot:

$$F''_{sp} = (m_{psk} + m''_o) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 6513,25 \text{ N} , \quad (46)$$

a maximální síla od tlaku plynů:

$$F''_p = F_{p \max} - F''_{sp} = 14813,80 \text{ N} , \quad (47)$$

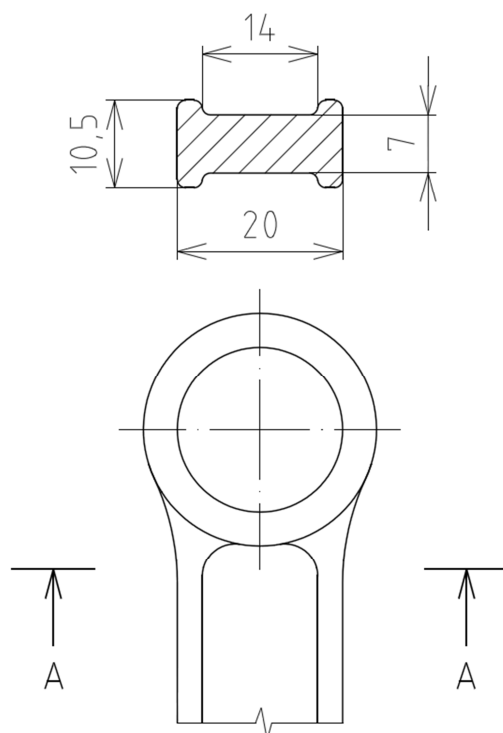
kde m''_o je hmotnost části ojnice nad průřezem II-II, vyjádřenou jako 120% hmotnosti oka.

Výsledné napětí v tlaku je pak:

$$\sigma_{tl} = \frac{F''_p}{S_{min}^{II}} = 92,01 \text{ MPa} \quad (48)$$

A výsledné napětí v tahu:

$$\sigma = \frac{F''_{sp}}{S_{min}^{II}} = 40,46 \text{ MPa} \quad (49)$$



Obr. 7. 7 Průřez II-II dřívku ojnice

7.2.2 PRŮŘEZ DŘÍKU OJNICE III-III

Tento průřez leží v polovině vzdáleností horního a spodního oka ojnice a je zatížen setrvačnou silou posuvných hmot. Tato síla je rovna:

$$F'''_{sp} = (m_{psk} + m'''_o) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 5247,57 N, \quad (50)$$

kde m'''_o představuje hmotnost ojnice nad tímto průřezem.

Plocha tohoto průřezu má opět tvar písmene H a odpovídá hodnotě:

$$S'''_{min} = H \cdot B - (B - b) \cdot h = 2,27 \cdot 10^{-4} m^2 \quad (51)$$

Maximální síla namáhající tento průřez III-III je pak:

$$F'''_p = F_{pmax} - F'''_{sp} = 16079,48 N \quad (52)$$

Vlivem působení této síly je výsledné napětí rovno napětí v tlaku, které je zvětšeno o napětí v ohybu, vzniklé díky vybočení ojnice v rovině klikového ústrojí, nebo v rovině kolmé na klikové ústrojí. Ohyb v rovině klikového ústrojí je tedy roven:

$$\sigma_{tl} = \frac{F'''_p}{S_{min}} + \frac{\sigma_e \cdot l^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot I_x} \cdot F'''_p = 99,87 MPa \quad (53)$$

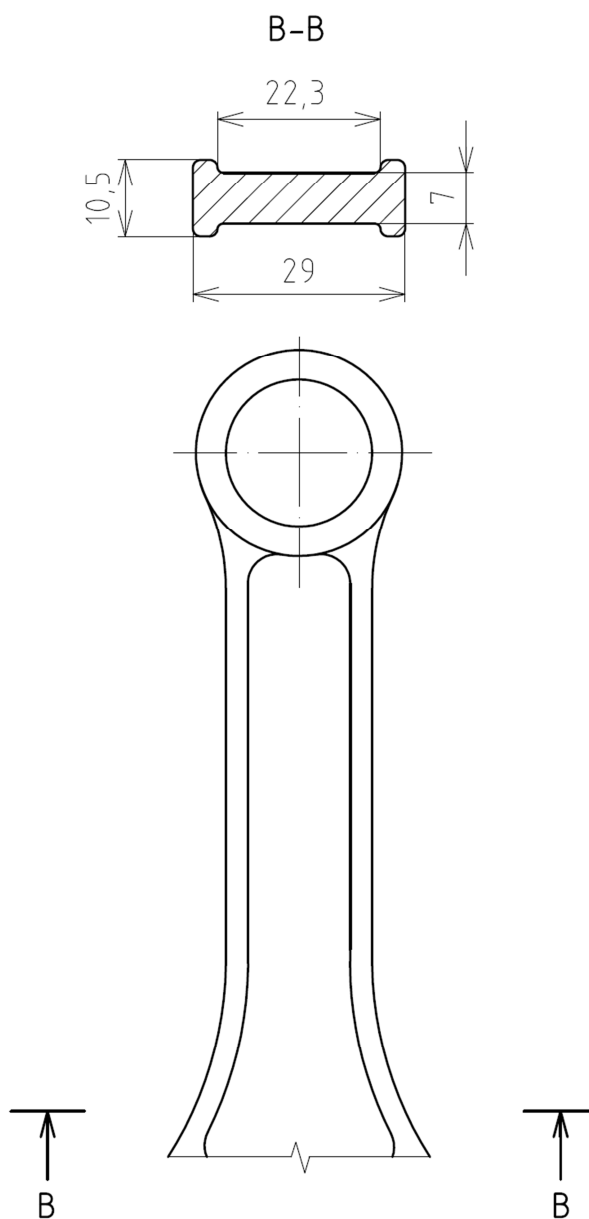
a ohyb v rovině kolmé na rovinu klikového ústrojí je:

$$\sigma_{tl}' = \frac{F'''_p}{S_{min}} + \frac{\sigma_e \cdot l_1^2}{\pi^2 \cdot E_o \cdot 4 \cdot I_y} \cdot F'''_p = 105,29 \text{ MPa} \quad (54)$$

kde I_x a I_y jsou osové kvadratické momenty průřezu k osám:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot [B \cdot H^3 - (B - b) \cdot h^3] = 16,20 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (55)$$

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot [h \cdot b^3 - (H - h) \cdot B^3] = 1,93 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (56)$$



Obr. 7. 8 Průřez III-III dříku ojnice



7.2.3 KONTROLA VZPĚRNÉHO NAMÁHÁNÍ DŘÍKU OJNICE

Tuto problematiku je možno řešit pomocí vztahů odvozených podle Tetmajera, jelikož se jedná o nepružný vzpěr.

Kritické napětí je možno určit dle rovnice:

$$\sigma_{kr} = \left(a - b \cdot \frac{l}{i} \right) = 370,90 \text{ MPa} , \quad (57)$$

kde a a b jsou konstanty legované oceli:

$$a = 461 \text{ MPa}$$

$$b = 2,26 \text{ MPa}$$

a i je poloměr setrvačnosti průřezu III-III:

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{min}}} = 3,46 \cdot 10^{-3} [-] \quad (58)$$

Součinitel bezpečnosti je poté roven:

$$n = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_{tl}} = 3,7 [-] , \quad (59)$$

kde σ_{tl} je rovno:

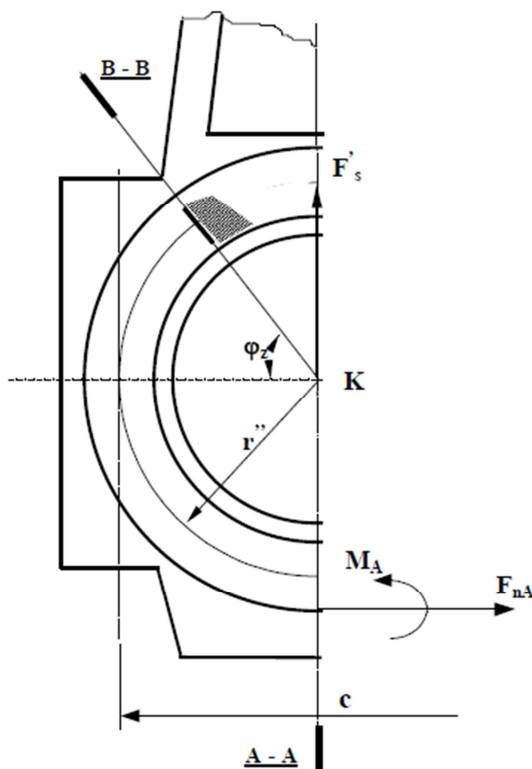
$$\sigma_{tl} = \frac{F'''_p}{S_{min}} = 99,87 \text{ MPa} \quad (60)$$

Součinitel bezpečnosti dříku ojnice by se měl pohybovat v rozmezí 1,8 až 3. Jelikož se dřík ojnice pro tento plochý letecký motor zužoval, pro zamýšlené užití by tato ojnice měla vyhovovat. Před finálním řešením by však bylo vhodné ojnici podrobit mnohem přesnějším kontrolám pro její finální optimalizaci.

7.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA HLAVY OJNICE

Maximální setrvačná síla zatěžující hlavu ojnice působí při doběhu pístu do horní úvratí. Spolu s odstředivou silou rotujících hmot vytváří na hlavě ojnice značná namáhání. Kontrola je prováděna v řezech A-A a B-B.

Tyto průřezy jsou pevnostně kontrolovány vlivem působení setrvačné a tlakové síly, vnikajících při spalování směsi ve válci motoru. [1]



Obr. 7. 9 Zatížení hlavy ojnice

7.3.1 ZATÍŽENÍ PRŮŘEZU A-A SETRVAČNOU SILOU

Kontrola víka hlavy ojnice se provádí v průřezu A-A, který je značně namáhán na ohyb vznikající vlivem momentu M_A a na tah, jenž je vyvoláván normálovou silou F_{nA} . Postup výpočtů je obdobný jako u horního oka, jelikož víko je k tělesu ojnice přitaženo s velkým předpětím. [1]

Poloměr modelu bude tedy roven:

$$r'' = \frac{c}{2} = 0,04 \text{ m}, \quad (61)$$

kde c je rozteč ojnicních šroubů. V našem případě je rovna 73,5 mm.

Setrvačná síla namáhající průřez A-A víka ojnice je:

$$F'_s = (m_{psk} + m_{op}) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) + (m_{or} - m_{vo}) \cdot \omega^2 \cdot r = 9468,31 \text{ N}, \quad (62)$$

kde m_{psk} je již dříve uvedená hmotnost pístní skupiny, m_{op} je hmotnost posuvné části ojnice, m_{or} je hmotnost rotující části ojnice a m_{vo} je hmotnost víka hlavy ojnice.

Setrvačná síla F'_s může nabývat hodnoty od nuly po maximum a jedná se tak o pulsující cyklické zatížení. Pro zjednodušení výpočtu využijeme symetričnosti hlavy ojnice a v průřezu A-A nahradíme druhou polovinu hlavy normálovou silou F_{nA} a ohybovým momentem M_A , které jsou rovny:



$$F_{nA} = F'_s \cdot (0,522 - 0,003 \cdot \varphi_z) = 3522,21 \text{ N}, \quad (63)$$

$$M_A = F'_s \cdot r'' \cdot (0,0127 + 0,00083 \cdot \varphi_z) = 18,99 \text{ Nm}. \quad (64)$$

kde úhel φ_z je volen $\varphi_z = 50^\circ$.

Největší napětí v průřezu A-A pro setrvačnou sílu F'_s je poté rovno:

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F_n}{S} = 70,46 \text{ MPa}. \quad (65)$$

Kde F_n je normálová síla přenášená průřezem víka:

$$F_n = \frac{F_{nA}}{1 + \frac{S_p}{S}} = 3099,55 \text{ N}, \quad (66)$$

modul odporu v ohybu příčného průřezu víka W je:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 3,94 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3, \quad (67)$$

a moment zachycený průřezem víka M :

$$M = M_A \cdot \frac{J}{J + J_p} = 18,94 \text{ Nm}. \quad (68)$$

Pro vypočtení momentu zachyceného průřezem víka M budou potřeba osové kvadratické momenty průřezu víka J a pánve J_p k neutrální ose průřezu A-A, jenž jsou:

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12} = 2,01 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4, \quad (69)$$

$$J_p = \frac{b \cdot h^3}{12} = 5,10 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4, \quad (70)$$

Taktéž pro výpočet normálové síly F_n přenášené průřezem víka je zapotřebí nejprve zjistit plochu příčného průřezu víka S a pánve S_p v řezu:

$$S = a \cdot b = 1,39 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2, \quad (71)$$

$$S_p = c \cdot b = 1,89 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2. \quad (72)$$

Pro zjištění míry bezpečnosti pro průřez A-A nejprve zjistíme únavové namáhání:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 35,23 \text{ MPa}, \quad (73)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 35,23 \text{ MPa.} \quad (74)$$

$$\sigma'_{max} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m = 90,28 \text{ MPa.} \quad (75)$$

Kde součinitel vrubu $K_\sigma=1$, součinitel velikosti $\varepsilon'_\sigma = 0,8$ a součinitel opracování povrchu $\varepsilon''_\sigma = 0,8$.

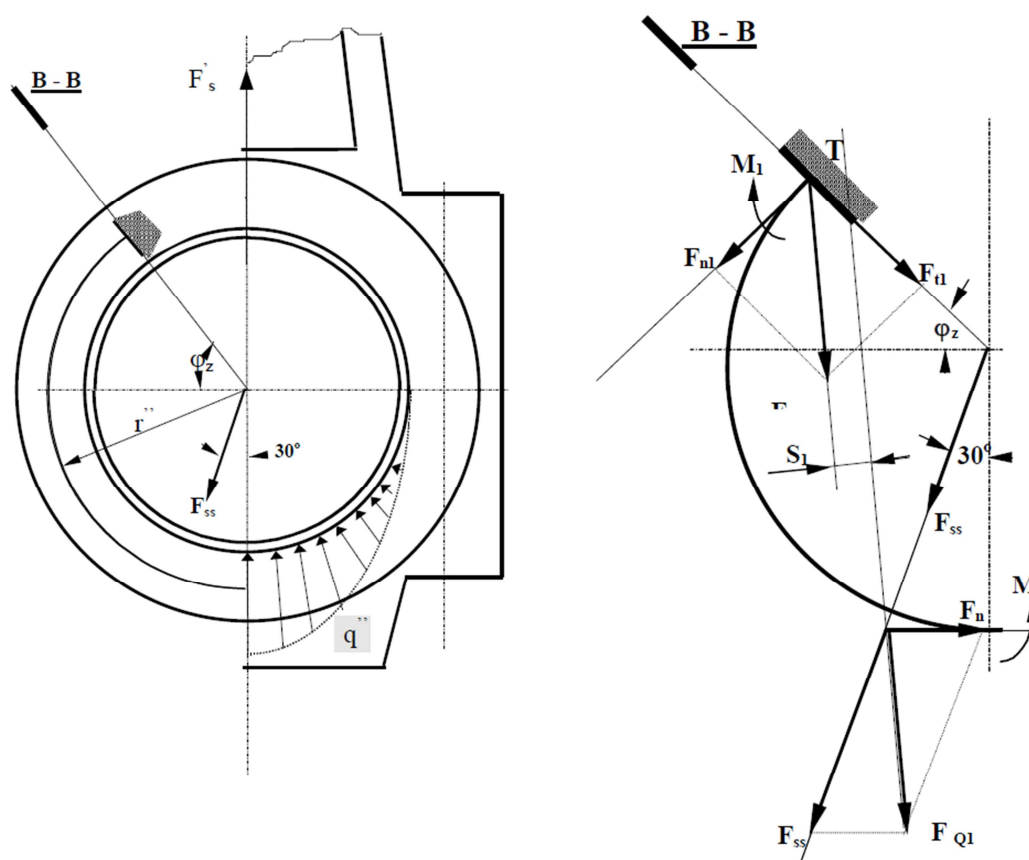
Výsledná míra bezpečnosti bude rovna:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{max}} = 4,7 [-]. \quad (76)$$

Tato bezpečnost vyšla opět poněkud vyšší, ale pohybuje se v rozmezí bezpečnosti u vozidlových motorů, kde se bezpečnost pohybuje v rozmezí $2,5 \div 5$, takže je tato bezpečnost vyhovující.

7.3.2 ZATÍŽENÍ PRŮŘEZU B-B SETRVAČNOU SILOU

Stejně jako u průřezu A-A je průřez hlavy ojnice B-B zatěžován setrvačnou silou F'_s a navíc i silou od tlaku plynů a setrvačných sil působících v ose dříku, tedy silou F_p^* , která nabývá svých extrémních hodnot při dosažení nejvyššího tlaku nad pístem ve spalovacím prostoru. [1]



Obr. 7. 10 Zatížení hlavy ojnice setrvačnou silou F'_s s vyznačením prutového modelu pro výpočet zatížení v nebezpečném průřezu B-B.



Namáhání průřezu B-B setrvačnou silou je možno řešit graficky s využitím prutového modelu uvedeného na **obr. 6.10**. I v tomto případě uvažujeme, že víko ojnice tvoří s tělesem ojnice jeden celek.

Setrvačná síla F'_s je zachycována víkem ojnice. Předpokládáme-li, že příslušná reakce je výslednicí spojitého zatížení q'' , které je rozděleno po obvodě styčné plochy pánve a víka ojnice dle sinusoidy, potom je možno si tuto reakci představit jako osamělou sílu F_{ss} (pro každou polovinu víka samostatně) odkloněnou od osy ojnice o 30° a je rovna: [1]

$$F_{ss} = \frac{F'_s}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 5466,53 \text{ N.} \quad (77)$$

Výslednice silového účinku F_{Q1} je vektorovým součtem síly F_n a F_{ss}

$$\vec{F}_{Q1} = \vec{F}_n + \vec{F}_{ss} \quad (78)$$

Z grafického náčrtu zkonstruovaného dle **obr. 6. 10** zjistíme hodnotu výsledné síly F_{Q1} , která namáhá průřez B-B tahem vlivem normálové síly F_{n1} , smykem vlivem síly tečné F_{t1} a ohybem vyvolaným momentem M_1 :

$$\begin{aligned} F_{Q1} &= 4748 \text{ N} \\ F_{n1} &= 3861 \text{ N} \\ F_{t1} &= 2762 \text{ N} \\ S_1 &= 4,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Ohybový moment M_1 je roven:

$$M_1 = F_{Q1} \cdot s_1 = 19,47 \text{ Nm.} \quad (79)$$

Normálové napětí σ_{n1} vyvolané normálovou silou F_{n1} je:

$$\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_B} = 22,86 \text{ MPa,} \quad (80)$$

kde S_B je velikost příčného průřezu B-B tělesa ojnice:

$$S_B = b'' \cdot h''' = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. \quad (81)$$

Normálové napětí σ_{o1} vyvolané momenty M a M_1 je:

$$\sigma_{o1} = \frac{M + M_1}{W_B} = 79,01 \text{ MPa,} \quad (82)$$

kde W_B je modul odporu v ohybu příčného průřezu hlavy ojnice B-B k ose procházející těžištěm T:

$$W_B = \frac{1}{6} \cdot b'' \cdot h'''^2 = 2,11 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3. \quad (83)$$

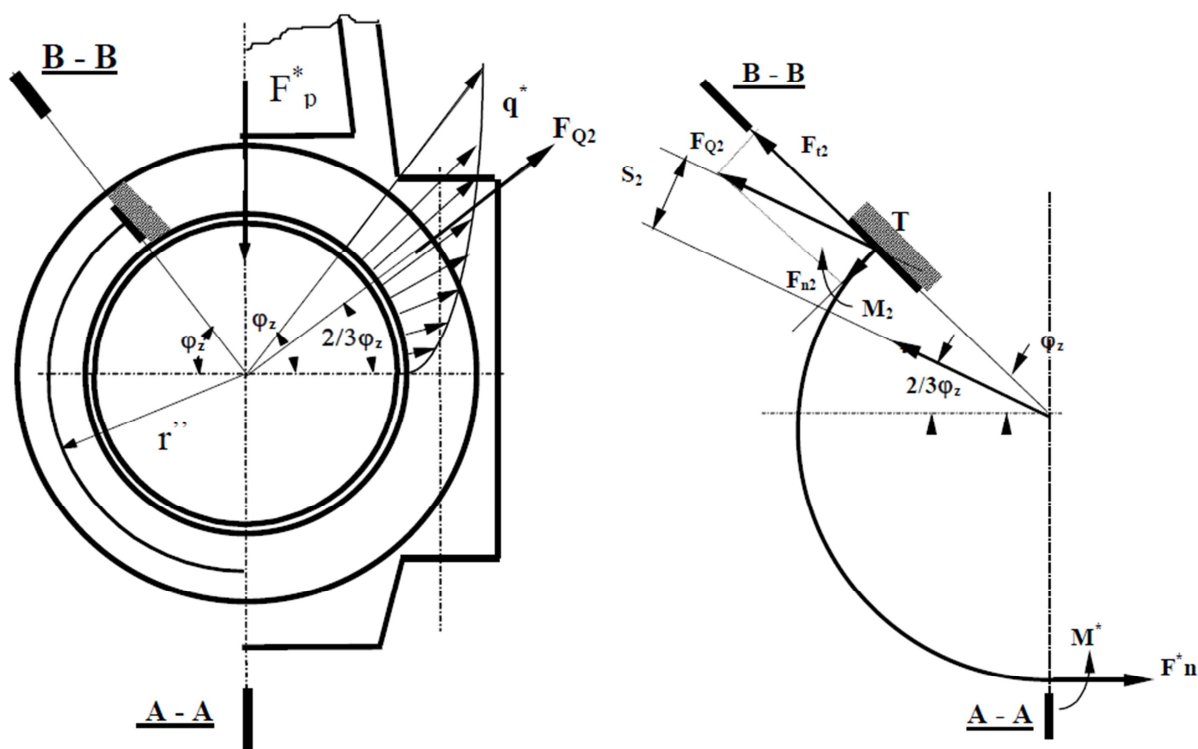


Tečné napětí τ_{t1} vyvolané silou F_{t1} je:

$$\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B} = 31,96 \text{ MPa.} \quad (84)$$

7.3.3 ZATÍŽENÍ PRŮŘEZU B-B TLAČNOU SILOU F_p^*

Průřez B-B hlavy ojnice je namáhán i tlačnou silou F_p^* , což je v podstatě maximální tlaková síla působící v ose ojnice. Tato síla způsobuje na povrchu ložiska spojitě zatížení q^* , u kterého se předpokládá sinusový tvar. V rozsahu úhlu φ_z je část hlavy ojnice namáhána částí spojitěho zatížení, které je možno v tomto rozmezí úhlu φ_z nahradit osamělou silou F_{Q2} odkloněnou od dělicí roviny hlavy ojnice o úhel $2/3 \varphi$. [1]



Obr. 7.11 Zatížení hlavy ojnice tlačnou silou F_p^* s vyznačením prutového modelu pro výpočet zatížení v nebezpečném průřezu B-B.

Tlačná síla F_p^* je tedy po vyjádření rovna:

$$F_p^* = F_{p,max} - F_s' = 11858,74 \text{ N.} \quad (85)$$

A osamělá síla F_{Q2} je po vyjádření z empirického vztahu rovna:

$$F_{Q2} = 0,54 \cdot (\varphi_z - 0,43) \cdot F_p^* = 2836,85 \text{ N.} \quad (86)$$

kde úhel φ_z je dosazován v radiánech $\varphi_z = 0,87 \text{ rad.}$



Po přenesení síly F_{Q2} do těžiště průřezu B-B je třeba z hlediska ekvivalence statického zatížení průřezu zavést doplňkový moment M_2 :

$$M_2 = F_{Q2} \cdot s_2 = 45,05 \text{ Nm.} \quad (87)$$

Velikost normálové síly F_n^* a momentu M^* v průřezu A-A, které nahrazují silový účinek druhé části prutu, vyvolané působením síly F_{Q2} je možno při výpočtu napětí v průřezu B-B zanedbat. Rozkladem síly F_{Q2} podle grafického řešení dle **obr. 6. 11** zjistíme hodnoty normálové síly F_{n2} , a tangenciální síly F_{t2} : [1]

$$\begin{aligned} F_{n2} &= 782 \text{ N} \\ F_{t2} &= 2727 \text{ N} \\ S_2 &= 15,88 \text{ mm} \end{aligned}$$

Normálové napětí σ_{n2} vyvolané normálovou silou F_{n2} je:

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_B} = 6,47 \text{ MPa.} \quad (88)$$

Normálové napětí σ_{o2} vyvolané momenty M a M_2 je:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_2}{W_B} = 58,74 \text{ MPa.} \quad (89)$$

Tečné napětí τ_{t2} vyvolané silou F_{t2} je:

$$\tau_{t2} = \frac{F_{t2}}{S_B} = 22,58 \text{ MPa.} \quad (90)$$

Průřez hlavy ojnice B-B je zatěžován tlakem, tahem a ohybem. Kombinací těchto namáhání dostaneme výsledné namáhání průřezu B-B. Pro výpočet míry bezpečnosti při současném namáhání na ohyb a tah platí pro normálová napětí vztahy [1]:

$$\sigma_{max} = \sigma_{n1} + \sigma_{o1} = 101,87 \text{ MPa,} \quad (91)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{n2} + \sigma_{o2} = 65,22 \text{ MPa.} \quad (92)$$

Únavová napětí jsou rovna:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 82,05 \text{ MPa,} \quad (93)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 19,83 \text{ MPa.} \quad (94)$$



S ohledem na koncentraci napětí u okraje dosedací plochy a otvoru pro ojniční šroub se při výpočtu míry bezpečnosti n_σ volí $K_\sigma = 1,5$; $\varepsilon'_\sigma = 0,8$; $\varepsilon''_\sigma = 0,8$:

$$\sigma'_{max} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \cdot \varepsilon''_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m = 128,52 \text{ MPa}. \quad (95)$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{max}} = 3,3[-]. \quad (96)$$

Namáhání smykem:

$$\tau_{max} = \tau_{t1} = 31,96 \text{ MPa}, \quad (97)$$

$$\tau_{min} = \tau_{t2} = 22,58 \text{ MPa}. \quad (98)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 27,27 \text{ MPa}, \quad (99)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 4,69 \text{ MPa}. \quad (100)$$

Pro výpočet míry bezpečnosti n_τ volíme $K_\tau = 1,2$; $\varepsilon'_\tau = 0,8$; $\varepsilon''_\tau = 0,85$:

$$\tau'_{max} = \frac{K_\tau}{\varepsilon'_\tau \cdot \varepsilon''_\tau} \cdot \tau_a + \tau_m = 35,55 \text{ MPa}. \quad (101)$$

$$\tau_{dov} = 0,25 \cdot R_m = 300 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{dov}}{\tau'_{max}} = 8,4 [-]. \quad (103)$$

Výsledná míra bezpečnosti bude rovna:

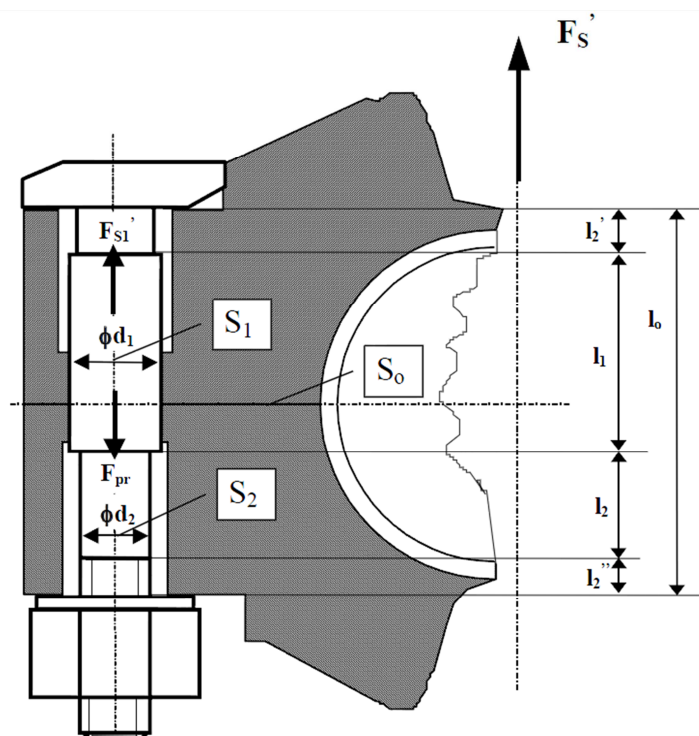
$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = 3,1 [-]. \quad (104)$$

Bezpečnost pro automobilové a traktorové ojnice se nachází v rozmezí 2,5 až 5. Výsledná bezpečnost je tedy vyhovující.

7.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA OJNIČNÍCH ŠROUBŮ

Největšího zatížení ojničních šroubů je dosaženo v horní úvrati pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem. Ojniční šrouby jsou zatěžovány statickou silou předpětí F_{pr} a za provozu motoru i setrvačnými silami posuvných hmot pístní skupiny ojnice F'_s .

Je zřejmé, že pro trvalý styk tělesa ojnice s jejím víkem musí platit, že síla předpětí vyvolaná dotažením ojničních šroubů musí být větší než setrvačná síla připadající na jeden šroub: $F_{pr} > F'_{s1}$. [1]



Obr. 7.12 Hlavní rozměry a zatížení ojničního šroubu.

Setrvačná síla připadající na jeden šroub F_{s1}' je tedy rovna:

$$F_{s1}' = \frac{F_s'}{i} = 4734,16 \text{ N}, \quad (105)$$

kde i je počet ojničních šroubů. Uvažujeme 2 šrouby.

Síla předpětí F_{pr} se obvykle volí jako 2÷3 násobek síly F_{s1}' :

$$F_{pr} = (2 \div 3) \cdot F_{s1}' = 9468,31 \text{ N}. \quad (106)$$

Maximální síla namáhající ojniční šroub na tah je poté rovna:

$$F_s = F_{pr} + \chi \cdot F_{s1}' = 9473,72 \text{ N}, \quad (107)$$

kde χ je součinitel základního zatížení šroubového spojení:

$$\chi = \frac{K_0}{K_0 + K_s} = 1,14 \cdot 10^{-3} [-], \quad (108)$$

kde K_0 je součinitel poddajnosti ojnice:

$$K_0 = \frac{l_0}{E_0 \cdot S_0} = 2,26 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}, \quad (109)$$



a K_s je součinitel poddajnosti ojničního šroubu:

$$K_s = \sum_{j=1}^n \frac{l_j}{E_s \cdot S_j} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} \right) = 1,98 \cdot 10^{-6} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}, \quad (110)$$

kde l_0 je délka otvoru pro ojniční šroub v materiálu ojnice, l_1 a l_2 jsou délky úseků šroubů s rozdílnými průřezy, S_0 je plocha v níž se stýká víko s tělesem ojnice připadající na jeden ojniční šroub, S_1 a S_2 jsou jednotlivé průřezy šroubů, odměřené z modelu ojnice a E_0 je modul pružnosti materiálu ojnice:

$$l_0 = 51 \text{ mm}$$

$$l_1 = 4 \text{ mm}$$

$$l_2 = 47 \text{ mm}$$

$$S_0 = 1,025 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_1 = 2,011 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$S_2 = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$E_0 = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}.$$

Pro zjištění únavového namáhání z extrémních hodnot sil zatěžujících ojniční šroub F'_{s1} a F_{pr} se stanoví mezní hodnoty napětí a míra bezpečnosti:

- a) V nejmenším průřezu dříku šroubu,
- b) V jádru závitu.

Maximální napětí je tedy rovno:

$$\sigma_{max} = \frac{F_s}{S_s} = 47,11 \text{ MPa}, \quad (111)$$

$$\sigma'_{max} = \frac{F_s}{S_j} = 83,76 \text{ MPa}, \quad (112)$$

kde S_s je plocha minimálního průřezu dříku šroubu ($S_s = S_1$) a S_j je plocha minimálního průřezu jádra šroubu ($S_j = S_2$).

Minimální napětí je rovno:

$$\sigma_{min} = \frac{F_{pr}}{S_s} = 47,08 \text{ MPa}, \quad (113)$$

$$\sigma'_{min} = \frac{F_{pr}}{S_j} = 83,72 \text{ MPa}. \quad (114)$$



Jednotlivé hodnoty namáhání pro dané možnosti:

a)

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 47,11 \text{ MPa}, \quad (115)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0,01 \text{ MPa}, \quad (116)$$

b)

$$\sigma'_m = \frac{\sigma'_{max} + \sigma'_{min}}{2} = 83,74 \text{ MPa}, \quad (117)$$

$$\sigma'_a = \frac{\sigma'_{max} - \sigma'_{min}}{2} = 0,02 \text{ MPa}, \quad (118)$$

Pro výpočet míry bezpečnosti σ'_{max} jsou opět součinitele voleny $K_\sigma = 4$, $\varepsilon'_\sigma = 1$ a $\varepsilon''_\sigma = 1$:

a)

$$\sigma'_{max} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \cdot \varepsilon''_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m = 47,17 \text{ MPa}, \quad (119)$$

b)

$$\sigma''_{max} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \cdot \varepsilon''_\sigma} \cdot \sigma'_a + \sigma'_m = 83,84 \text{ MPa}. \quad (120)$$

Výsledná bezpečnost je poté rovna:

a)

$$n = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{max}} = 16,3 \quad (121)$$

b)

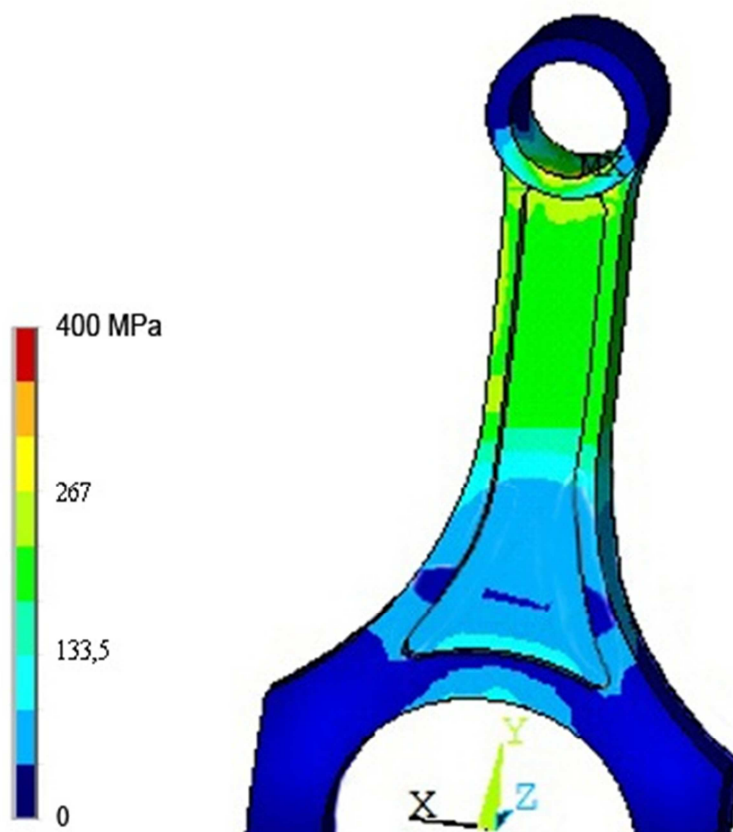
$$n = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma''_{max}} = 9,2 \quad (122)$$

Výsledná míra bezpečnosti by neměla být nižší, než 2 což je v tomto případě splněno, výsledná hodnota tedy vyhovuje.

8. MKP

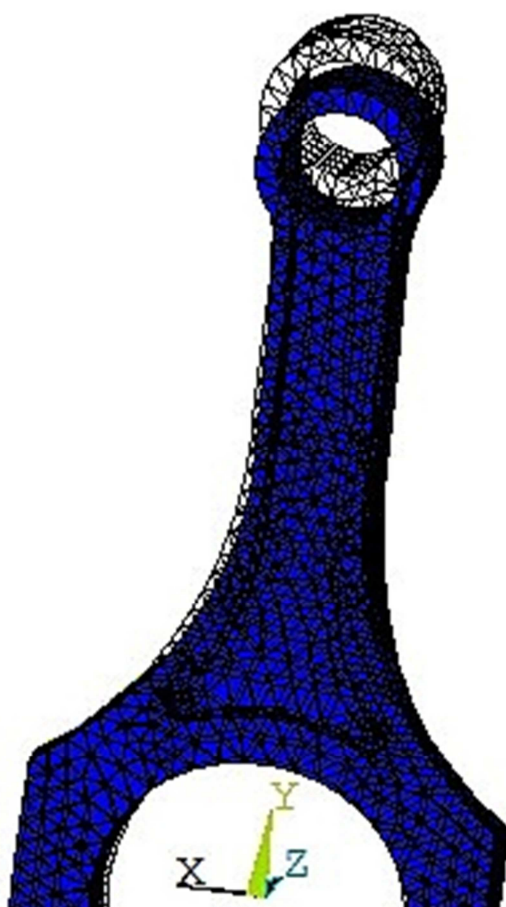
Metoda konečných prvků (MKP) slouží ke kontrole již navržených součástí a zařízení, nebo ke zjištění nejnamáhavějšího a tedy nejkritičtějšího místa. Díky této metodě je možné provést simulaci průběhu napětí, deformací atp. a zjistit zda součást nebo zařízení vydrží předpokládané namáhání.

Na závěr této bakalářské práce jsem se rozhodl udělat zjednodušenou MKP analýzu jednoduché ojnice pro doplnění jejího pevnostního výpočtu v předešlé části. Tato analýza svou zjednodušenou náročností není vhodná pro vyhodnocování výsledků a odečítání důležitých hodnot, avšak pro představu nejnamáhavějších částí, kritických míst a koncentrátorů napětí postačí. Jak je z obrázku obr. 8.1 patrné, největší koncentrace napětí nastává na dřívku ojnice. Bude tedy nutné při výrobě dbát na správnou optimalizaci přechodů mezi dřívkem a hlavami ojnice.



Obr. 8.1 Namáhání jednoduché ojnice

Na závěr jsem se pokusil jednoduchou ojnicí zjednodušeně zkontrolovat i na ohybové namáhání. Opět je tento obrázek spíše ilustrační a slouží jen pro doplnění výpočtu. Z obrázku obr. 8.2 je patrný klidový stav a stav a po zatížení.



Obr. 8.2 Vliv ohybového namáhání na jednoduchou ojnici

Tyto analýzy byly provedeny za pomoci programu Ansys.



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout vnitřní a rozvidlenou ojnicí pro plochý letecký motor o výkonu 102 kW. Dále stanovit zátěžné síly působící na ojnicí a v závěrečné části provést výpočtovou pevnostní kontrolu vnitřní ojnice.

Úvod bakalářské práce je věnován stručnému rozdělení a popisu ojnic, spolu s jejich využitím a požadavky na jejich výrobu. O něco větší pozornost jsem věnoval kapitole ojnic motorů s uspořádáním do V, kterou jsem obohatil o obrázky modelů vytvořených pomocí programu SolidWorks, neboť se jedná o stejné uložení, které je použito pro ojnice této bakalářské práce. Před žádanou pevnostní kontrolou vnitřní ojnice jsem provedl kinematický rozbor pro zjištění velice důležitých vlastností, jež jsou potřebné v následném pevnostním výpočtu vnitřní ojnice.

Výsledná pevnostní kontrola vnitřní ojnice provedená doporučenou metodou výpočtu prokázala, že ojnice je pro uvažované použití funkční a je možno ji vyrobit. Jelikož se ale jedná o ojnicí pro letecký motor, před samotnou výrobou by bylo velmi vhodné podrobit ojnicí podrobnějším analýzám a optimalizovat ji tak pro její maximální funkčnost pro zamýšlené užití. Jedná se především o horní oko ojnice, kde mi vyšla bezpečnost o něco vyšší než je běžné, zatímco hlava ojnice vyšla spíše u dolní hranice míry bezpečnosti. Správnou optimalizací ojnice by se měly odstranit potíže s jejím předimenzováním horního oka, nebo naopak možnému poddimenzování hlavy ojnice. Výsledkem by tak mohlo být snížení váhy ojnice až o 5-10% z původní hodnoty, zároveň navýšení její odolnosti a tak i životnosti. Tento problém bych řešil nejspíše metodou konečných prvků, jež se zabývá podrobnějšími a přesnějšími analýzami součástí.

Závěrem této bakalářské práce jsem provedl zjednodušenou MKP analýzu, jež mi poodhalila nebezpečná místa na dříku ojnice. Jedná se především o přechody mezi dříkem a hlavami ojnice. Proto je nutné při výrobě dbát na to, aby byla tato místa pokud možno co nejplynulejší.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, J.: *Ročníkový projekt (studijní opory)*. Brno, FS VUT 1996.
- [2] KŘÍŽ, J.: *Letadlové motory I*. Vydavatelství ALFA, Bratislava 1972.
- [3] RAUSCHER, J., *Spalovací motory, Studijní opory*. VUT v Brně, 2005.
- [4] Obrázek ojnice dvoudobého motoru, [2012-04-02] dostupné z:
http://i00.i.aliimg.com/photo/v0/109182242/Motocross_connecting_rod_kit.jpg
- [5] Obrázek ojníc vozů Subaru, [2012-04-02] dostupné z:
http://image.importtuner.com/f/tech/impp_1103_subaru_ej_series_engine_tech/30265302++w750+ar1/impp_1103_15_o+subaru_ej_series+connecting_rod.jpg
- [6] Obrázek ojnice se šikmou dělicí rovinou, [2012-04-03] dostupné z:
http://www.ms-motor-service.com/ximages/1418241_pleuelstan.jpg
- [7] Wikipedie – Metoda konečných prvků, [2012-04-22] dostupné z:
http://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	Zrychlení pístní skupiny
a_{oj}	$[\text{mm}]$	Šířka ojnicního oka
c	$[\text{mm}]$	Rozteč ojnicních šroubů
D	$[\text{mm}]$	Vrtání válce
d	$[\text{mm}]$	Vnější průměr bronzového pouzdra
D_0	$[\text{mm}]$	Vnější průměr ojnicního oka
d_1	$[\text{mm}]$	Vnitřní průměr bronzového pouzdra
e	$[\text{mm}]$	Přesah bronzového pouzdra
E_b	$[\text{MPa}]$	Modul pružnosti v tahu bronzu
E_o	$[\text{MPa}]$	Modul pružnosti v tahu oceli
e_t	$[\text{m}]$	Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku přehřátí
F_n	$[\text{N}]$	Normálová síla přenášená průřezem víka A-A
F_{nos}	$[\text{N}]$	Normálová síla průřezu 0-0 při zatížení setrvačnou silou
F_{nA}	$[\text{N}]$	Normálová síla v průřezu A-A hlavy ojnice
F_{ns}	$[\text{N}]$	Normálová síla průřezu I-I při zatížení setrvačnou silou
F_{nt}	$[\text{N}]$	Silová výslednice průřezu I-I horního oka od tlaku plynů
F_p^*	$[\text{N}]$	Tlačná síla
F'_p	$[\text{N}]$	Síla od tlaku plynů
F''_p	$[\text{N}]$	Síla od tlaku plynů v průřezu dříku II-II
F'''_p	$[\text{N}]$	Síla od tlaku plynů v průřezu dříku III-III
F_{pr}	$[\text{N}]$	Síla předpětí
F'_s	$[\text{N}]$	Setrvačná síla namáhající průřez A-A víka ojnice
F'_{sp}	$[\text{N}]$	Setrvačná síla od posuvných hmot
F''_{sp}	$[\text{N}]$	Maximální setrvačná síla od posuvných hmot v průřezu dříku II-II
F'''_{sp}	$[\text{N}]$	Maximální setrvačná síla od posuvných hmot v průřezu dříku III-III
F_{ss}	$[\text{N}]$	Osamělá síla odkloněná od osy ojnice v průřezu B-B hlavy ojnice
h	$[\text{mm}]$	Šířka kontrolního průřezu oka ojnice
i	$[-]$	Poloměr setrvačnosti
J	$[\text{m}^4]$	Osový kvadratický moment
K_σ	$[-]$	Součinitel vrubu
k_1	$[-]$	Koeficient vlisování pouzdra v oku ojnice



K_0	$[m \cdot N^{-1}]$	Součinitel poddajnosti ojnice
K_s	$[m \cdot N^{-1}]$	Součinitel poddajnosti ojničního šroubu
l_{oj}	$[mm]$	Osová vzdálenost horního a dolního ojničního oka
l_x	$[m^4]$	Osový kvadrant k ose x
l_y	$[m^4]$	Osový kvadrant k ose y
M_A	$[Nm]$	Ohybový moment v průřezu A-A hlavy ojnice
M_{os}	$[Nm]$	Ohybový moment průřezu 0-0 při zatížení setrvačnou silou
M_s	$[Nm]$	Ohybový moment průřezu I-I při zatížení setrvačnou silou
m''_o	$[kg]$	Hmotnost části ojnice nad průřezem dřívku II-II
m'''_o	$[kg]$	Hmotnost části ojnice nad průřezem dřívku III-III
m_{op}	$[kg]$	Hmotnost posuvných částí ojnice
m_{or}	$[kg]$	Hmotnost rotujících částí ojnice
m_{psk}	$[kg]$	Hmotnost pístní skupiny
m_{vo}	$[kg]$	Hmotnost víka hlavy ojnice
n_σ	$[-]$	Bezpečnost pro daný případ
n	$[min^{-1}]$	Jmenovité otáčky motoru
n_v	$[-]$	Počet válců
p'	$[MPa]$	Měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohřátém stavu
P_e	$[kW]$	Výkon motoru
p_{max}	$[MPa]$	Maximální tlak v pracovním prostoru motoru
r	$[mm]$	Poloměr klikové hřídele
r'	$[m]$	Poloměr těžiště příčného průřezu
s	$[mm]$	Dráha pístu
S_0	$[m^2]$	Příčný průřez oka ojnice
S''_{min}	$[m^2]$	Minimální plocha příčného průřezu dřívku II-II
S'''_{min}	$[m^2]$	Minimální plocha příčného průřezu dřívku III-III
S_p	$[m^2]$	Příčný průřez pouzdra oka ojnice
S_p	$[cm^3]$	Plocha pístu
v	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost pístu
V	$[cm^3]$	Okamžitý objem válce
V_k	$[cm^3]$	Objem kompresního prostoru válce
V_{zv}	$[cm^3]$	Zdvihový objem válce
W	$[m^3]$	Modul odporu v ohybu



Z	[mm]	Zdvih pístu
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
α_b	[K ⁻¹]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti bronzu
α_o	[K ⁻¹]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti oceli
φ_z	[rad]	Úhel zakotvení oka v dřívku ojnice
Δt	[K]	Ohřev oka
ε	[-]	Stupeň komprese
ε'_σ	[-]	Součinitel velikosti
ε''_σ	[-]	Součinitel opracování povrchu
η	[-]	Součinitel bezpečnosti
λ	[-]	Klikový poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
σ_a	[MPa]	Napětí ve vnějším vlákne
σ_{as}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákne vlivem setrvačné síly
σ_{at}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákne vlivem tlaku plynů
σ_{dov}	[MPa]	Maximální dovolené napětí
σ_i	[MPa]	Napětí ve vnitřním vlákne
σ_{is}	[MPa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákne vlivem setrvačné síly
σ_{kr}	[MPa]	Kritické napětí
σ_{max}	[MPa]	Maximální napětí cyklu
σ_{min}	[MPa]	Minimální napětí cyklu
σ_{tl}	[MPa]	Napětí v tlaku
τ_t	[MPa]	Tečné napětí
φ_z	[°]	Úhel zakotvení oka
χ	[-]	Součinitel základního zatížení šroubového spojení
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení klikového hřídele



SEZNAM PŘÍLOH

I. Výrobní výkres

II. Výkres sestavy