

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽE-
NÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OJNICE ČTYŘDOBÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU PRO UŽITKOVÝ AUTOMOBIL

4-STROKE CI-ENGINE NOC-ROD FOR TRUCK

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

LUKÁŠ ŽIDEK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR
BRNO 2007

ING. RADIM DUNDÁLEK, PH. D.

LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Lukáš Židek
Bytem: Opatovice I. 67, okr. Kutná Hora
Narozen/a (datum a místo): 7.5.1984

(dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství
se sídlem Technická 2896/2, 616 69 Brno
jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

.....

(dále jen „nabyvatel“)

Čl. 1 Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):

- disertační práce
 - diplomová práce
 - bakalářská práce**
 - jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
- (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: Ojnice čtyřdobého vznětového motoru pro užitkový automobíl

Vedoucí/ školitel VŠKP: Ing. Radim Dundálek. Ph. D.

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Datum obhajoby VŠKP:

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- tištěné formě – počet exemplářů
- elektronické formě – počet exemplářů

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ihned po uzavření této smlouvy
 - 1 rok po uzavření této smlouvy
 - 3 roky po uzavření této smlouvy
 - 5 let po uzavření této smlouvy
 - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne:

.....
Nabyvatel

.....
Autor

Anotace

Lukáš Židek

Ojnice čtyřdobého vznětového motoru pro užitkový automobil

Stručný přehled řešené problematiky, trendy a nové technologie. Zpracování základních rozměrů a uspořádání motoru a jeho využití. Návrh rozměrů ojnice a její konstrukční řešení s ohledem na pevnost, funkční vlastnosti, výrobu, servis a životnost. Kontrolní pevnostní výpočty oka, dřívku, hlavy, víka a šroubů ojnice.

Klíčová slova: Ojnice, čtyřdobý vznětový motor, užitkový automobil, výpočtový návrh, konstrukční řešení ojnice, návrh rozměrů motoru, 350 kW, otáčky $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

Annotation

Lukáš Židek

4-stroke CI-engine Con-rod for Truck

Brief roundup resolution of problem, tendency and new technologies. Elaboration filling proportion and ordering engine and his exploitation. Suggested proportions of con-rod and his constructive resolution with respect on strength, functional property, production, service and lifetime. Check strength calculation con-rod eye, shank, top, connecting-rod bolt.

Key word: Con-rod, 4-stroke compression-ignition engine, truck and comercial car, suggested calculation, structural design, suggestion of engine proportions, 350kW, revolutions per minute $n=2000 \text{ m}^{-1}$.

Bibliografická citace

Židek, Lukáš *Ojnice čtyřdobého vznětového motoru pro nákladní automobil*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph. D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a použil jsem literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury.

V Brně dne 17.října 2008

.....

Poděkování

Chci poděkovat panu Ing. Radimu Dundálkovi, Ph. D. za vstřícnou, obětavou a efektivní pomoc při psaní této práce, ale i za poskytnutí potřebných materiálů. Dále bych chtěl poděkovat své přítelkyni Zuzaně za velké pochopení pro tvorbu této práce nejen v době plnění mateřských povinností a také za podporu v době studia. Samozřejmě děkuji i rodičům za velkou podporu a trpělivost při studiu a přípravě na závěrečnou státní zkoušku.

1 Obsah:

| | | |
|-----|--|----|
| 1. | Obsah | 10 |
| 2. | Úvod | 11 |
| 3. | Ojnice | 13 |
| 4. | Návrh základních rozměrů motoru | 15 |
| 5. | Volba rozměrů a uspořádání pístní skupiny a klikové hřídele | 17 |
| 6. | Volba rozměrů a pevnostní kontrola ojnice | 19 |
| | 6.1. Volba rozměrů ojnice | 19 |
| | 6.2. Pevnostní kontrola ojnice | 20 |
| | 6.2.1. Pevnostní kontrola oka ojnice | 20 |
| | 6.2.2. Pevnostní kontrola dřívku ojnice | 30 |
| | 6.2.3. Pevnostní kontrola hlavy ojnice | 37 |
| | 6.2.4. Pevnostní kontrola ojničních šroubů | 49 |
| 7. | Závěr | 56 |
| 8. | Seznam použité literatury | 57 |
| 9. | Seznam zkratk a symbolů | 58 |
| 10. | Seznam příloh | 60 |

2 Úvod

Využití motoru počítaného v této bakalářské práci se výkonem řadí do využití v těžké nákladní dopravě pro vnitrostátní a mezinárodní dopravu. V této kategorii užitkových automobilů jsou kladeny stejně jako v ostatních vysoké nároky na výkon, spotřebu a emisní normy, které motor musí splňovat. Dále jsou v této kategorii vozidel kladeny oproti ostatním mimořádné požadavky na životnost a servis. Tyto požadavky jsou neustále navyšovány za pomoci nových technologií, konstrukčních řešení a samozřejmě s využitím nových materiálů.

V souladu s rostoucími výkony užitkových automobilů se požadovaný výkon daného motoru 350 kW využívá v těžké nákladní dopravě s celkovou hmotností od 26 do 40 tun pro dálkovou přepravu. Tyto parametry v dané třídě patří v současnosti k průměrným až lehce podprůměrným, přičemž špičkou dané kategorie jsou osmiválcové motory s výkony nad 430 kW.

Emisní normy EURO zaváděné od roku 1992 se soustředí na některé škodlivé spaliny v největší míře ovlivňující lidské zdraví a životní prostředí. Patří k nim oxid uhelnatý (CO), oxidy dusíku (NO_x), nespálené uhlovodíky (HC), pevné částice (PM). Hodnoty těchto škodlivin se snížily od zavedení norem až o 90% a v nadcházející normě EURO V, kterou již řada motorů splňuje, se počítá s dalším snížením, vyžadujícím nové technologie. Například snížením pevných částic o 80 % oproti normě EURO IV je téměř nevyhnutelné použití filtru pevných částic ve výfukové soustavě. Ten je už často využíván, přičemž podle fyzikálních předpokladů zvyšuje mírně spotřebu vozidla a klade větší nároky na údržbu vozidla za chodu motoru i mimo něj a proto se i zde předpokládá další vývoj.

Dále se vývoj v boji proti emisím soustřeďuje na kvalitu a průběh spalování paliva. Zde prošlo velkým vývojem samotné vstřikování paliva, kde se v největší míře uplatňuje systém Common Rail nebo dnes už ustupující sdružené vstřikovače. Ty dosahují daleko lepších provozních vlastností než dříve používané konstrukce, a to hlavně v oblasti tlaků, dávkování a počtů vstřiků za pracovní cyklus.

Dalším trendem je používání paliv z obnovitelných zdrojů, využívání vedlejších paliv z fosilních zdrojů, využití vodíku, hybridní technologie. V nákladní dopravě jsou novými trendy zejména selektivní katalická redukce, využívající palivo AdBlue ke snížení škodlivin ve výfukových plynech. AdBlue je čirá bezbarvá kapalina sestávající z 32,5% vodného roztoku močoviny, která je nezávadná pro člověka i životní prostředí. Vyžaduje specifickou úpravu motoru včetně samostatné nádrže.

Životnost motorů oproti minulosti výrazně narostla, a to jak v nákladní tak osobní dopravě. Delší životnosti se dosáhlo zejména díky využití kvalitnějších a nových materiálů, nových technologií ve výrobě a samozřejmě zdokonalených konstrukčních řešení. Další obrovský podíl má velký vývoj maziv, kde se neustále zdokonalují jejich vlastnosti a životnost, čímž se dosahuje menšího opotřebení a pomalejšího stárnutí maziva umožňující delší servisní intervaly. Nedílnou součástí dnešních motorů a vozidel je i elektrotechnika, která kromě řízení pohonných jednotek a komponentů vozidel hlídá i jejich správný chod a chyby obsluhy, čímž brání jejich poškození.

Tato práce se zabývá částí první fáze vývoje, a to návrhovými výpočty rozměrů motoru a ojnice a dále výpočty určujícími bezpečnost ojnice, čímž se potvrdí či vyvrátí předchozí zvolení základních rozměrů a konstrukčního řešení. Na základě výsledků se provedou, je-li to třeba, prvotní příslušné korekce určitých míst součástí, než se přistoupí k

dalším podrobnějším výpočtům. Tento druh výpočtu je svým postupem brán jako předběžný návrhový a k dosažení konečného provedení dílu, který může být vyroben jako zkušební série, je potřeba využít modernějších technologií často s využitím výpočetní techniky. I v tomto odvětví automobilové techniky jde vývoj rychle kupředu a podílí se tím na rychlosti zdokonalování a kvalitě jeho výsledků.

3 Ojnice

Ojnice slouží k přenosu sil mezi pístem a klikovou hřídelí a její namáhání se liší podle počtu pracovních cyklů, se kterými motor pracuje. U dvoudobého motoru je namáhána pouze na tlak, zatímco u čtyřdobých motorů je namáhána střídavě na tah-tlak. Ojnice je vzhledem k časové proměnnosti zatížení namáhána únavově.

U dvoudobých a čtyřdobých motorů se zpravidla ojnice liší i konstrukcí. Zatímco u převážné většiny dvoudobých motorů jsou ojnice nerozebíratelné, tedy z jednoho kusu, tak u čtyřdobých motorů mají spodní oko dělené. Je to dáno konstrukcí klikových hřídelí, které jsou u dvoudobých motorů rozebíratelné, zatímco u čtyřdobých nikoliv. Existují však výjimky.

Ojnice jsou z ocelí tříd 11 až 15, pro více namáhané motory se používá i třída 16. Nejčastěji se ojnice kovají v zápustkách.

Ojnice čtyřdobého motoru

Jak již bylo uvedeno, ojnice čtyřdobého motoru se skládá z více částí. Spojení s pístní skupinou zajišťuje oko pro pístní čep, který je zhotoven buď se zalisovaným bronzovým pouzdrem, nebo se zalisovanou tenkostěnnou pánví. Pro silně namáhané ojnice se používá lichoběžníkový tvar oka, který má obdobný tvar jako nálitky v pístu. Takto řešené oko má výhody velkých stykových ploch pro namáhání od tlaků způsobených spalováním.

Oko pro pístní čep navazuje na dřík ojnice, který má dva tvary průřezu. Méně používaný je tvar **H**, který je vynikající z pevnostního hlediska, avšak je nákladnější na výrobu, protože se vzhledem k pootočení proti osám ok nedá kovat. Je tedy využíván u vysoce namáhaných motorů a v běžných sériových motorech ho prakticky nenajdeme. Druhým tvarem průřezu je tvar **I**, který je používaný pro svou levnější výrobu, avšak k menší tuhosti vůči jeho namáhání musí být oproti tvaru H dřík I mohutnější, což nese nevýhodu větší hmotnosti. U dříků ojnice je důležité, aby zde nepůsobil žádný vrubový součinitel a poloměry přechodu dříku do ok ojnice byly co největší.

Hlava ojnice by měla mít kromě malé hmotnosti i dostatečnou tuhost, aby neumožnila deformaci ložiskové pánve. Na rozdíl od oka ojnice je většinou dělená. Poloha dělicí roviny nesvírá vždy s podélnou osou ojnice pravý úhel. Bývá pootočená většinou o úhel do 60°. Tato úprava umožňuje jednodušší servis motoru v případě výměny pístu, ojnice či válce. Při jejich výměně totiž u průměru ojnicního čepu od přibližně 65% vrtání válce neprojde hlava s kolmou dělicí rovinou otvorem a je nutná demontáž celého motoru. Toto však nevyžaduje nekolmá dělicí rovina, která bývá nejčastěji pootočená o 30°, 45° a 60°. Dříve používaná konstrukce dělení hlavy ojnice se středící válcovou plochou je dnes nahrazována technologií řízeného lomu. Dříve používaná technologie byla nejen nákladnější, ale potřebovala i označení, aby nedošlo k otočení víka nebo jeho záměně s víkem jiné ojnice. Dělicí rovina vytvořená řízeným lomem záměnu velmi vysokou pravděpodobností vylučuje díky originální struktuře lomu každé ojnice. Jediný požadavek má v nutnosti křehkého materiálu, protože řízený lom se provádí až po obrobení všech potřebných ploch.

4 Návrh základních rozměrů motoru

Za základní rozměry motoru považujeme:

- průměr neboli vrtání válce **D**
- zdvih válce **Z**
- počet válců **i**

Kromě základních rozměrů motoru je potřeba určit i další charakteristické znaky motorů jako plnění válců, uspořádání válců, počet ventilů a řešení rozvodů motoru, mazání motoru atd. V této práci jsou řešeny charakteristické znaky nutné k jejímu zhotovení. Vzhledem k zadaným hodnotám a k dnešním trendům je zcela jasná volba motoru s uspořádáním válců v řadě a plněním pomocí turbodmychadla. Toto uspořádání je v nákladní dopravě nejběžnější a pro zástavbu do vozidla nejvhodnější. Motory do V se používají až u osmi válcových motorů s vyšším objemem a výkonem. Plnění pomocí turbodmychadla je dnes samozřejmostí nejen v nákladní dopravě. Nepřeplňované motory jsou dnes pouze v lodní dopravě a jako statické motory.

Zadané parametry:

- čtyřdobý vznětový motor
- počet válců 6
- výkon 350 kW při otáčkách $n=2000 \text{ min}^{-1}$.

Výpočet pro zjištění zdvihového objemu motoru. Vychází se ze vzorce pro efektivní výkon motoru.

$$P_e = p_e * v_z * \frac{n}{60} * \tau * i \quad (1)$$

kde:

- Pe [W] - výkon motoru
- pe [Pa] - střední efektivní tlak
- v_z[m³] - zdvihový objem jednoho válce motoru
- n [min⁻¹] - jmenovité otáčky
- τ [-] - taktnost motoru
- i [-] - počet válců motoru

$$v_z = \frac{P_e * 60}{p_e * n * \tau * i}$$
$$v_z = \frac{350000 * 60}{1500000 * 2000 * 0,5 * 6} \quad (2)$$
$$v_z = 2,1875 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Zvolené hodnoty:

- střední efektivní tlak volím $p_e=1,5$ MPa
- taktnost čtyřdobého motoru $\tau =0,5$

Z výsledku výkonu na válec motoru vychází objem motoru s šesti válci na 13,125 litru, což je v rozsahu běžně používaných hodnot.

Kontrola litrového výkonu motoru

$$P_l = \frac{P_e}{v_z * i} * 1000$$
$$P_l = \frac{350}{2,1875 * 6} * 1000 \quad (3)$$
$$P_l = 26,66kW * l^{-1}$$

Velikost litrového výkonu motoru vyšla v dolní části běžných mezí. Velikost objemového výkonu je tedy v požadovaných mezích a může se pokračovat v dalším výpočtu.

Pro zdvihový objem válce motoru platí vztah

$$v_z = \frac{\pi * D^2}{4} * Z \quad (4)$$

kde:

- D[m] - vrtání válce
- Z[m] - zdvih válce

Pokud není hodnota zdvihu **Z** nebo vrtání **D** daná například využitím souvisejícího dílu z již spočítaného motoru, tak je nutné zvolit si pro výpočet zdvihový poměr **k**. Doporučená hodnota zdvihového poměru je od 0,9 do 1,2. Někteří výrobci nákladních vozidel však používají vyšší poměr, ostatní mají hodnotu u horní meze rozsahu.

Zvolené hodnoty:

- zdvihový poměr $k=1,2$

Vyjádřením ze vztahu pro zdvihový objem válce se dostane vztah pro výpočet vrtání válce **D**.

$$D = \sqrt{\frac{4 * v_z}{\pi * k}}$$
$$D = \sqrt{\frac{4 * 0,0021875}{\pi * 1,2}} \quad (5)$$
$$D = 0,13240m$$

Vyjádřením z rovnice pro zdvihový poměr se dostane vztah pro výpočet zdvihu pístu **Z**.

$$Z = k * D$$
$$Z = 1,2 * 0,1324 \quad (6)$$
$$Z = 0,15888m$$

Vypočtené hodnoty se upraví na celá čísla v řádech milimetrů.

Upravené hodnoty:

- vrtání válce $D=132$ mm
- zdvih pístu $Z=160$ mm

Po úpravě hodnot zdvihu pístu a vrtání válce se přepočítá zdvihový objem válce motoru a stanoví se tím konečné základní rozměry motoru.

$$v_z = \frac{\pi * 0,132^2}{4} * 0,160$$
$$v_z = 2,1896 * 10^{-3} m^3$$

Po stanovení zdvihu pístu se provede kontrola střední pístové rychlosti c_s . Ta by neměla u vznětového motoru překročit hodnotu $14,5[m*s^{-1}]$.

$$c_s = 2 * Z * \frac{n}{60}$$
$$c_s = 2 * 0,160 * \frac{2000}{60} \quad (7)$$
$$c_s = 10,666m * s^{-1}$$

Vypočtená střední pístová rychlost vyhovuje.

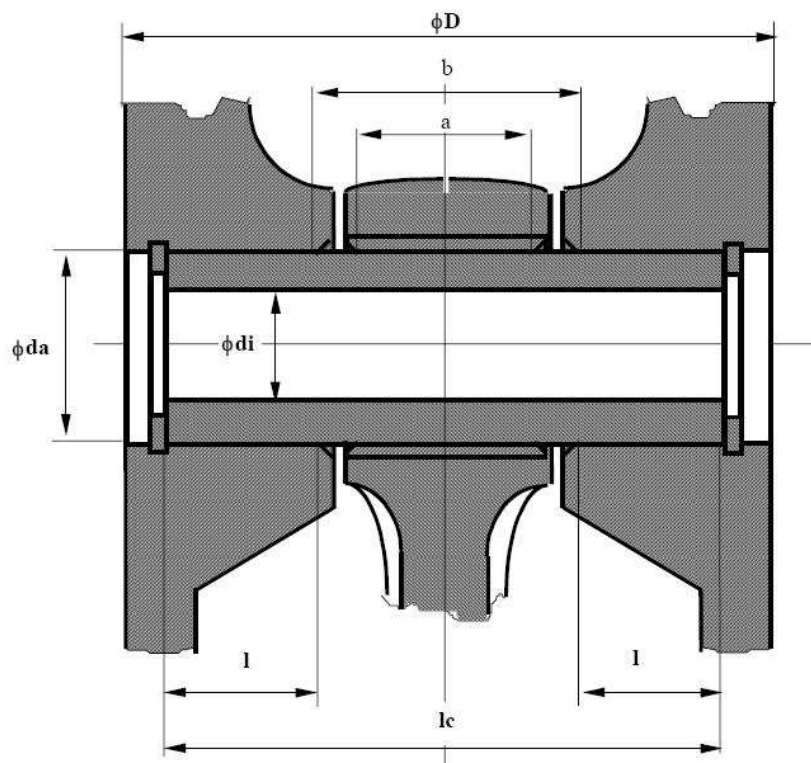
5 Volba rozměrů a uspořádání pístní skupiny a klikové hřídele

Píst motoru s ostatními příslušnými částmi, nazývaný běžně pístní skupina, není přímým předmětem, kterým se tato práce zabývá. Proto jen stručně k jeho konstrukci.

Píst je při práci zatěžován silami od tlaku plynu a setrvačnými silami, dále pak tepelně z důvodu vysokých teplot spalín ve spalovacím prostoru. Teplota pístu bývá nejvyšší u středu dna pístu, kde dosahuje teplot až 370 °C. Jinak je tomu pouze u přímovstříkových vznětových motorů, kde je teplota nejvyšší na kraji spalovacího prostoru vytvořeného ve dnu pístu.

Písty vznětových motorů jsou proti benzinovým celkově mohutnější. Mají tlustší stěny a větší průměr pístního čepu. Mezi dnem pístu a otvorem pro pístní čep se nachází můstek a drážky pro pístní kroužky, který utěsňuje spalovací prostor, řídí výšku mazací vrstvy oleje a odvádí teplo ze stěn pístu do stěn válce. Teplo z pístu může být také odváděno pomocí chlazení pístu, kdy jsou v pístu chladicí kanály. Pístní čep je dutý a zajištěn proti svému podélnému pohybu.

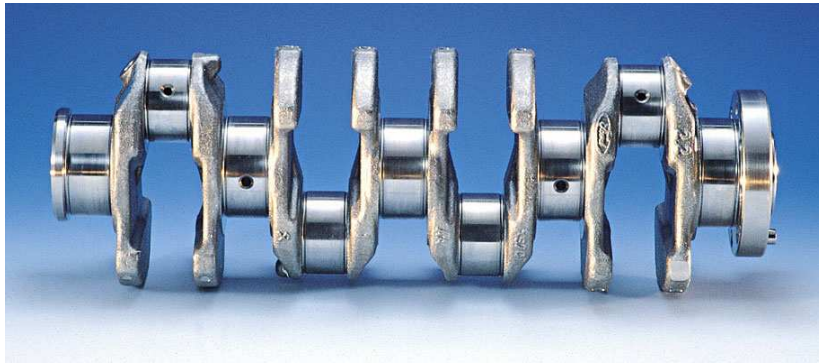
Vrtáním válce je dán průměr pístu, který je samozřejmě menší. Další rozměry pístu určí samotná konstrukce pístní skupiny. V tomto případě je tedy dán průměr pístu vrtáním válce **132 mm** zmenšený o hodnotu potřebnou ke správné funkci motoru. Dále je pak zvolen průměr pístního čepu **55 mm**.



Obr. 1. Schéma spojení ojnice a pístu pomocí pístního čepu

Kliková hřídel spolu s ojnici mění přímočarý vratný pohyb vyvolaný pohybem pístu na pohyb rotační. Pro výpočty této práce jsou důležité zalomení klikové hřídele a rozměry

ojničního čepu. Zalomení klikové hřídele vychází z hodnoty zdvihu pístu, má jeho poloviční hodnotu. V tomto případě je hodnota zalomení klikové hřídele, čili kolmá vzdálenost os čepů ojnice, **80 mm**. Rozměry ojničního čepu v tomto případě vycházejí ze zvolených rozměrů ojnice a nejsou zde nijak počítány jeho mechanické vlastnosti. Z konstrukce motoru se dá uvažovat, že kliková hřídel bude mít sedm ložiskových čepů a 6 ojničních čepů. Ojniční čepy budou k sobě při pohledu z boku vzájemně otočeny o 120° , jak bývá u šestiválcových řadových motorů zvykem.

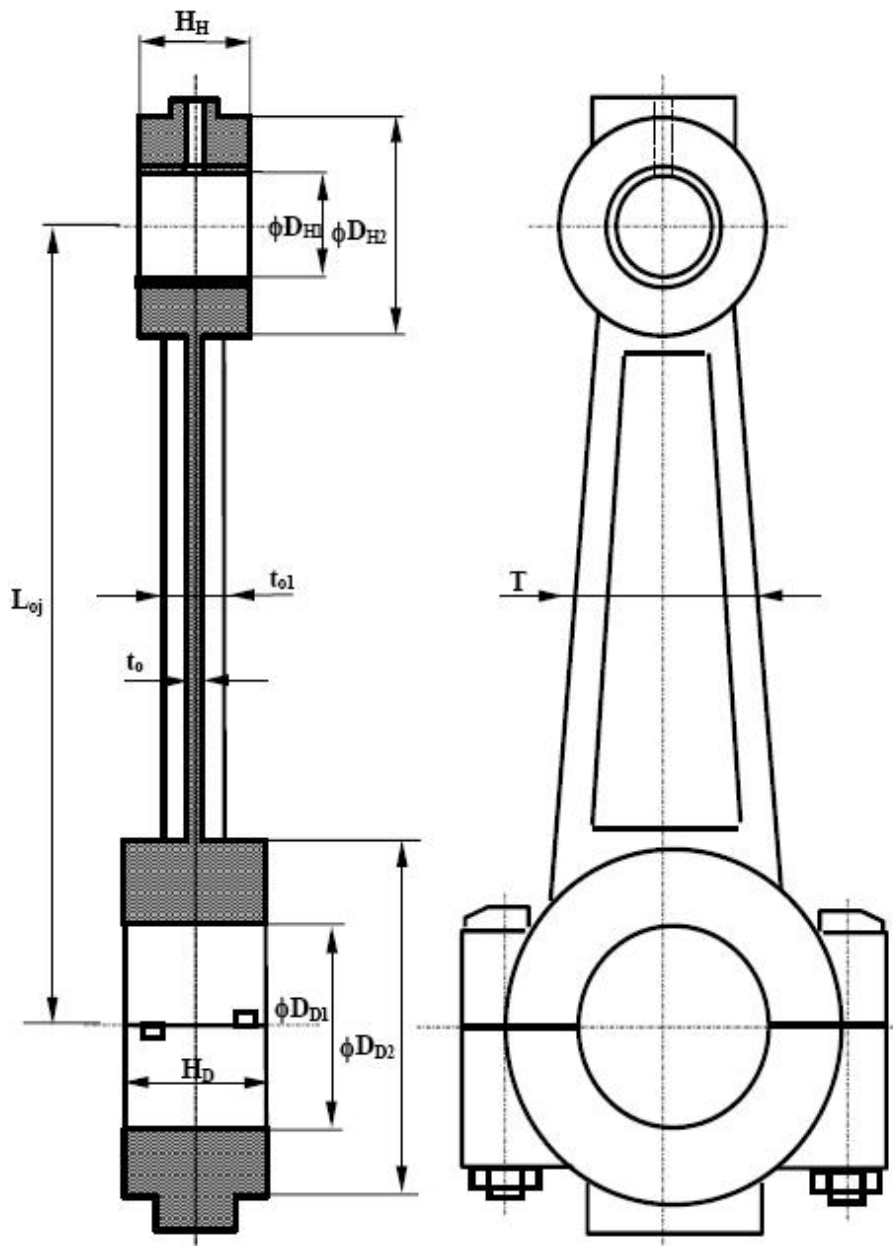


Obr. 2. Kliková hřídel čtyřválcového motoru Ford

6 Volba rozměrů a pevnostní kontrola ojnice

6.1 Volba základních rozměrů ojnice

Pro určení základních rozměrů ojnice vycházíme z rozměrů pístu a pístního a ojničního čepu. Důležité jsou hodnoty ovlivňující nebo omezující rozměry ojnice jako rozteč mezi nálitky pístního čepu. Na opačném konci ojnice pak průměr a šířka ojničního čepu. Ojnice při svém pracovním pohybu samozřejmě nesmí nikde s ostatními částmi nežádoucím způsobem kolidovat.



Obr. 3. Náčrtek ojnice čtyřdobého motoru

| Doporučené hodnoty | | Zvolené rozměry ojnice | |
|------------------------------------|-------------|------------------------|--------------|
| øD - vrtání válce motoru | | Kóta | Hodnota [mm] |
| T/D | 0,26 ÷ 0,3 | T | 38,9 |
| L _{oj} /D | 1,7 ÷ 2,3 | L _{oj} | 264 |
| øD _{H1} /D | 0,28 ÷ 0,5 | øD _{H1} | 55 |
| øD _{H2} /øD _{H1} | 1,5 | øD _{H2} | 82,5 |
| øD _{D1} /D | 0,6 ÷ 0,75 | øD _{D1} | 94 |
| øD _{D2} /D _{D1} | 1,15 | øD _{D2} | 142 |
| H _H /D | 0,35 ÷ 0,38 | H _H | 50 |
| H _D /D | 0,4 ÷ 0,45 | H _D | 55 |
| t _{o1} [mm] | 10 ÷ 25 | t _{o1} | 23,7 |
| t _o [mm] | 3 ÷ 8 | t _o | 8 |

Tab.1. Tabulka rozměrů ojnice

Pokud jsou stanoveny základní předběžné rozměry ojnice, může se přistoupit k pevnostní kontrole ojnice. Ta se dá rozdělit do čtyř částí. Jsou jimi kontrola oka ojnice, kontrola ojničního dřívku, kontrola hlavy ojnice a kontrola ojničních šroubů (pokud je ojnice má).

6.2 Pevnostní kontrola ojnice

6.2.1 Pevnostní kontrola oka ojnice

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice, v němž dochází nejčastěji k lomům, je průřez I-I přechodu oka ojnice do dřívku. Jeho namáhání je velmi složité a je vyvoláno všemi níže uvedenými zatíženími. Je třeba uvážit dynamický charakter zatěžujících účinků, tedy únavové namáhání. [1]

Zvolené vlastnosti:

- pouzdro oka z tenkostěnné ocelové pánve s výstelkou
- $\alpha_o = 1,0 \cdot 10^{-5} [k^{-1}]$
- $E_o = 2,2 \cdot 10^5 [MPa]$
- $\alpha_b = 1,0 \cdot 10^{-5} [k^{-1}]$
- $E_b = 2,2 \cdot 10^5 [MPa]$
- přesah pouzdra $e = 0,06$

Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice

$$p' = \frac{e + e_t}{d * \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p - \mu}{E_b} \right)} \quad (8)$$

kde:

$$c_o = \frac{D_o^2 + d^2}{D_o^2 - d^2}$$
$$c_o = \frac{82,5^2 + 59^2}{82,5^2 - 59^2} \quad (9)$$
$$c_o = 3,09$$

$$c_v = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2}$$
$$c_v = \frac{59^2 + 55^2}{59^2 - 55^2} \quad (10)$$
$$c_v = 14,2$$

$$p' = \frac{0,06 + 0}{59 * \left(\frac{3,09 + 0,3}{2,2 * 10^5} + \frac{14,2 - 0,3}{2,2 * 10^5} \right)}$$
$$p' = 12,938 Pa$$

Pokud je známa hodnota výsledného měrného tlaku p' , může se vypočítat napětí ve vnějším a vnitřním vlákne.

Napětí ve vnějším vlákne a

$$\sigma_a' = p' * \frac{2 * d^2}{D_o^2 - d^2} \quad (11)$$
$$\sigma_a' = 12,938 * \frac{2 * 59^2}{82,5^2 - 59^2}$$
$$\sigma_a' = 27,09 Pa$$

Napětí ve vnitřním vlákně i

$$\sigma_i' = p \cdot \frac{D_o^2 + d^2}{D_o^2 - d^2}$$

$$\sigma_i' = 12,938 \cdot \frac{82,5^2 + 59^2}{82,5^2 - 59^2} \quad (12)$$

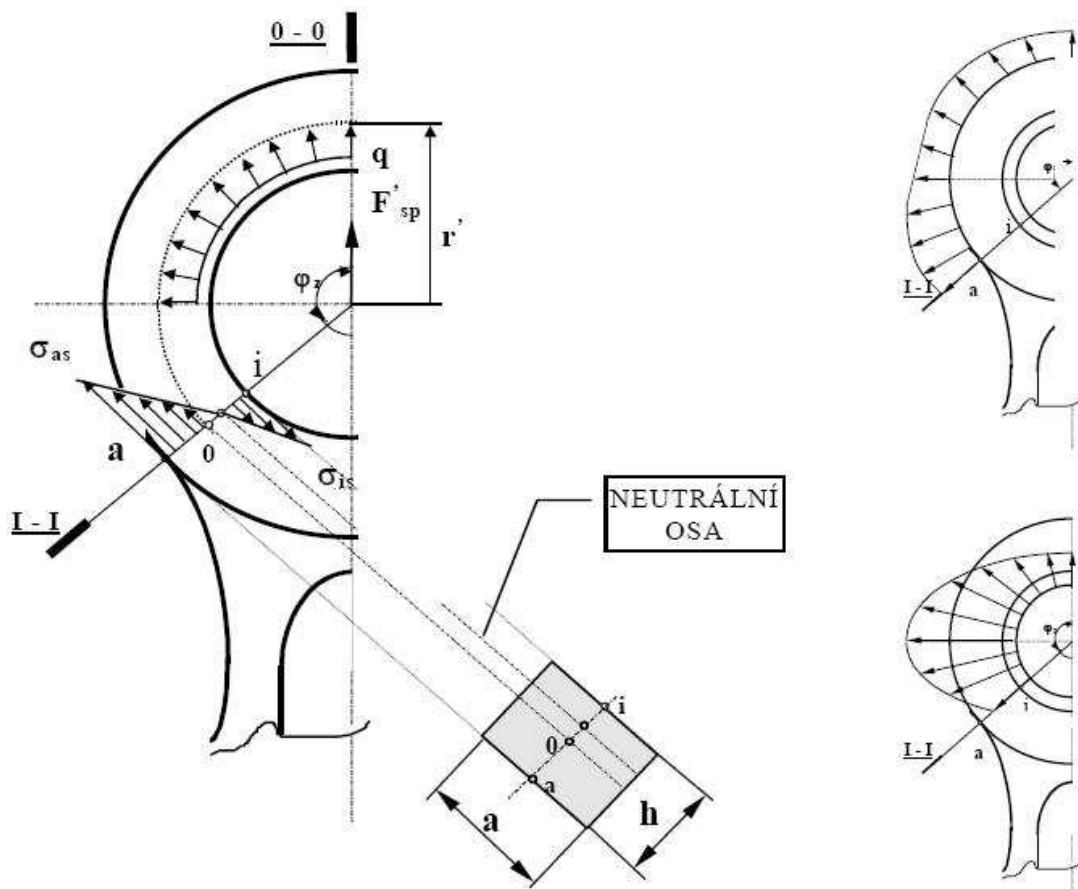
$$\sigma_i' = 39,98 Pa$$

$$\sigma_{Dov} = 100 \div 150 MPa$$

Napětí vyhovují dovolenému napětí s velkou rezervou.

Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

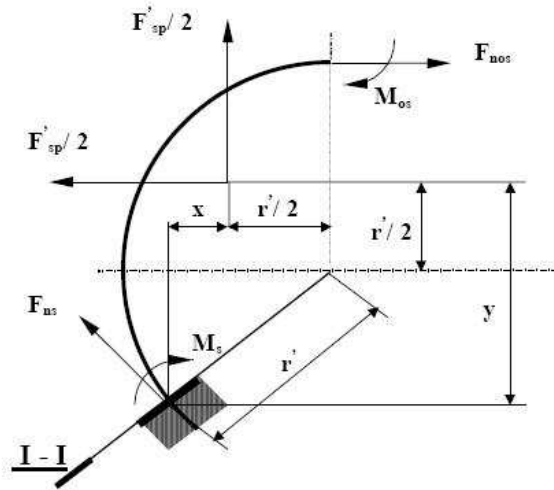
Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrti mezi výfukovým a sacím zdvihem.



Obr. 4. Schéma zatížení oka ojnice setrvačnou silou

Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F'_{sp} . 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** , viz **obr. 5**. [1]



Obr. 5. prut pro výpočet zatížení setrvačnou silou

Poloměr těžiště příčného průřezu

$$r' = \frac{D_o + d}{4}$$

$$r' = \frac{82,5 + 59}{4} \quad (13)$$

$$r' = 0,035375m$$

Zvolené hodnoty:

- úhel zakotvení ojničního oka $\varphi_z = 135^\circ$
- hmotnost pístu 2 kg
- hmotnost pístního čepu 1,5 kg
- hmotnost pístních kroužků zahrnuta do hmotnosti pístního čepu

$$x = r' * \sin \varphi_z - \frac{r'}{2}$$

$$x = 35,375 * \sin 135^\circ - \frac{35,375}{2} \quad (14)$$

$$x = 7,326mm$$

$$y = -r' * \cos \varphi_z - \frac{r'}{2}$$
$$y = -35,375 * \cos 135^\circ - \frac{35,375}{2} \quad (15)$$
$$y = 42,701 \text{ mm}$$

Setrvačná síla pístní skupiny

$$F'_{sp} = m'_p * r_k * \omega_{\max}^2 * (1 + \lambda_o) \quad (16)$$

kde:

- m'_p - hmotnost pístní skupiny
- r_k - poloměr zalomení klikové hřídele
- ω_{\max} - maximální úhlová rychlost otáčení klikové hřídele
- l_o - délka ojnice

$$\lambda = \frac{r_k}{l_o}$$
$$\lambda = \frac{80}{264} \quad (17)$$
$$\lambda = 0,3$$

$$\omega_{\max} = 2 * \pi * \frac{n}{60}$$
$$\omega_{\max} = 2 * \pi * \frac{2000}{60}$$
$$\omega_{\max} = 209,43 * s^{-1}$$
$$m'_p = 3,5 \text{ kg}$$

Při výpočtu maximální úhlové rychlosti otáčení klikové hřídele byla použita hodnota otáček při maximálním výkonu. V praxi motor tuto hodnotu mírně překoná, ale většinou pouze hodnotou v řádu desítek. Jelikož tato hodnota však není známa, byla použita hodnota již zmíněná.

$$F'_{sp} = 3,5 * 0,08 * 209,43^2 * (1 + 0,3)$$
$$F'_{sp} = 15965,38 \text{ N}$$

Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu 0-0 přerušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F_{nos} . [1]

$$\begin{aligned}
 M_{os} &= F'_{sp} * r' * (0,00033 * \varphi_z - 0,0297) \\
 M_{os} &= 15965,38 * 0,035375 * (0,00033 * 135 - 0,0297) \\
 M_{os} &= 8,387 Nm
 \end{aligned} \tag{19}$$

$$\begin{aligned}
 F_{nos} &= F'_{sp} * (0,572 - 0,0008 * \varphi_z) \\
 F_{nos} &= 15965,38 * (0,572 - 0,0008 * 135) \\
 F_{nos} &= 7407,94 N
 \end{aligned} \tag{20}$$

Na základě řešení rovnic statické rovnováhy uvolněného prvku dostáváme pro průřez I-I následující vztahy: [1]

$$\begin{aligned}
 M_s &= M_{os} + F_{nos} * r' * (1 - \cos \varphi_z) - 0,5 * F'_{sp} * r' * (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z) \\
 M_s &= 8,387 + 7407,94 * 0,035375 * (1 - \cos 135^\circ) - 0,5 * 15968,38 * 0,035375 * \\
 &(\sin 135^\circ - \cos 135^\circ) \\
 M_s &= 56,388 Nm
 \end{aligned} \tag{21}$$

$$\begin{aligned}
 F_{ns} &= F_{nos} * \cos \varphi_z + 0,5 * F'_{sp} * (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z) \\
 F_{ns} &= 7407,94 * \cos 135^\circ + 0,5 * 15965,38 * (\sin 135^\circ - \cos 135^\circ) \\
 F_{ns} &= 6051,02 N
 \end{aligned} \tag{22}$$

Normálové napětí ve vnějším i vnitřním vlákneřešeného průřezu I-I řešíme podle vztahů odvozených pro silně namáhaný prut namáhaný ohybem a tahem. [1]

$$\sigma_{as} = \left[2 * M_s * \frac{6r' + h}{h * (2r' + h)} + k_1 * F_{ns} \right] * \frac{1}{a * h} \tag{23}$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 * M_s * \frac{6r' + h}{h * (2r' - h)} + k_1 * F_{ns} \right] * \frac{1}{a * h} \tag{24}$$

kde:

$$\begin{aligned}
 h &= \frac{D_o - d}{2} \\
 h &= \frac{82,5 - 59}{2} \\
 h &= 11,75 mm = 0,01175 m
 \end{aligned} \tag{25}$$

k_1 - konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu k přenosu ložiskovým pouzdrem oka.

$$k_1 = \frac{E_o * S_o}{E_o S_o + E_o S_p} \quad (26)$$

kde:

$$S_o = \left(\frac{D_o - d}{2} \right) * a$$

$$S_o = \left(\frac{82,5 - 59}{2} \right) * 50 \quad (27)$$

$$S_o = 587,5 \text{ mm}^2 = 0,0005875 \text{ m}^2$$

$$S_p = \left(\frac{d - d_1}{2} \right) * a$$

$$S_p = \left(\frac{59 - 55}{2} \right) * 5 \quad (28)$$

$$S_p = 100 \text{ mm}^2 = 0,0001 \text{ m}^2$$

$$k_1 = \frac{2,2 * 10^5 * 0,0005875}{2,2 * 10^5 * 0,0005875 + 2,2 * 10^5 * 0,0001}$$

$$k_1 = 0,8545$$

$$\sigma_{as} = \left[2 * 56,388 * \frac{6 * 0,035375 + 0,01175}{0,01175 * (2 * 0,035375 + 0,01175)} + 0,8545 * 6051,02 \right] * \frac{1}{0,05 * 0,01175}$$

$$\sigma_{as} = 53158313,47 \text{ Pa}$$

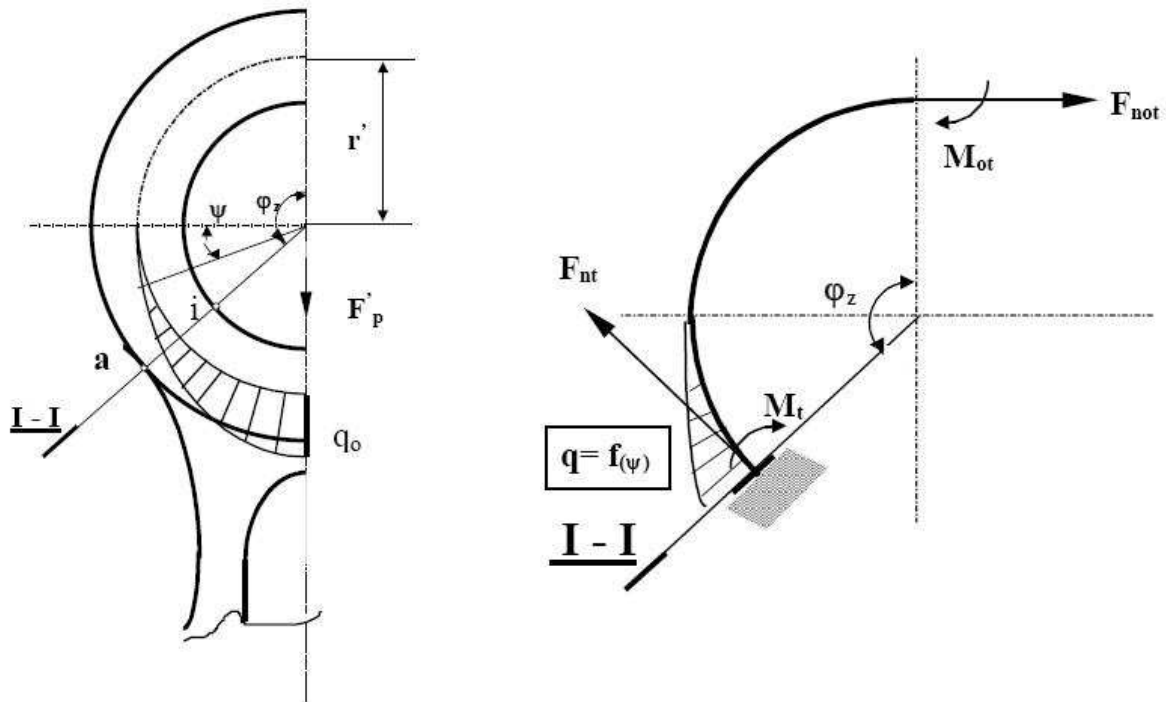
$$\sigma_{is} = \left[-2 * 56,388 * \frac{6 * 0,035375 + 0,01175}{0,01175 * (2 * 0,035375 - 0,01175)} + 0,8545 * 6051,02 \right] * \frac{1}{0,05 * 0,01175}$$

$$\sigma_{is} = -53224028,45 \text{ Pa}$$

Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na **obr. 6** je ukázáno zatížení ojnicního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $\mathbf{q}=\mathbf{f}(\psi)$, osamělá síla \mathbf{F}_p působí v ose ojnice.

Skutečné těleso a ztížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu **I-I**.



Obr. 6. zatížení oka ojnice tlakem plynů nad pístem

Tak jako v předchozím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu **0-0** jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} .

Velikost těchto výsledných vnitřních účinků stanovíme empiricky ze vztahů získaných na základě měření. Rozhodující pro určení jejich velikosti je úhel vetknutí oka ojnice do dřívku, tedy úhel φ_z . [1]

Zadané hodnoty:

- maximální tlak ve válci motoru $p_{\text{max}} = 5,979 \cdot 10^6$ MPa
- koeficient a_1 a a_2 převzatý a dopočítaný na základě hodnot z [1]
- $a_1 = 0,014025$ a $a_2 = -0,0048$

Síla od tlaku plynů

$$F_{p_{\text{max}}} = p_{\text{max}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$F_{p_{\text{max}}} = 5979000 \cdot \frac{\pi \cdot 0,132^2}{4} \quad (29)$$

$$F_{p_{\text{max}}} = 81821,29 \text{ N}$$

Zatěžující síla

$$\begin{aligned}F_p' &= F_{p \max} - F_{sp}' \\F_p' &= 81821,29 - 15965,38 \\F_p' &= 65855,91N\end{aligned}\tag{30}$$

Tak jako v předchozím případě je vzhledem k symetričnosti zadání úlohy řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . [1]

$$\begin{aligned}F_{not} &= a_1 * F_p' \\F_{not} &= 0,014025 * 65855,91 \\F_{not} &= 923,629N\end{aligned}\tag{31}$$

$$\begin{aligned}M_{ot} &= a_2 * F_p' * r' \\M_{ot} &= -0,0048 * 65855,91 * 0,035375 \\M_{ot} &= -11,1823Nm\end{aligned}\tag{32}$$

Velikost ohybového momentu v průřezu I-I [1]

$$M_t = F_p' * r' * \left[a_2 + a_1 * (1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} * J \right]\tag{33}$$

kde:

pro následující výpočet je úhel φ_z v radiánech

$$\pi * \frac{135}{180} = 2,356\tag{34}$$

úhel $\varphi_z = 2,356$ radiánu

$$\begin{aligned}J &= \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) * \sin \varphi_z - \frac{1}{2} \cos \varphi_z \\J &= \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2,356}{2} \right) * \sin 2,356 - \frac{1}{2} \cos 2,356 \\J &= 0,075815\end{aligned}\tag{35}$$

$$\begin{aligned}M_t &= 65855,91 * 0,035375 * \left[-0,0048 + 0,014025 * (1 - \cos 135) - \frac{2}{\pi} * 0,075815 \right] \\M_t &= -67,83Nm\end{aligned}$$

Velikost normálové síly v průřezu **I-I**

$$F_{nt} = F_p' * \left(a_1 * \cos \varphi_z + \frac{2}{\pi} * J \right)$$

$$F_{nt} = 65855,91 * \left(0,014025 * \cos 135^\circ + \frac{2}{\pi} * 0,075815 \right) \quad (36)$$

$$F_{nt} = 2525,45N$$

Normálové napětí

$$\sigma_{at} = \left[2 * M_t' * \frac{6 * r' + h}{h * (2 * r' + h)} + k_1 * F_{nt} \right] * \frac{1}{a * h}$$

$$\sigma_{at} = \left[2 * (-67,83) * \frac{6 * 0,035375 + 0,01175}{0,01175 * (2 * 0,035375 + 0,01175)} + 0,8545 * 2525,45 \right] * \frac{1}{0,05 * 0,01175} \quad (37)$$

$$\sigma_{at} = -49684891,85Pa$$

Únavové namáhání

Pro stanovení míry bezpečnosti při únavovém namáhání je v průřezu oka ojnice **maximální namáhání cyklu: [1]**

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_a' + \sigma_{as}$$

$$\sigma_{\max 1} = 27,1 + 53,2 \quad (38)$$

$$\sigma_{\max 1} = 80,3MPa$$

$$\sigma_{\min 1} = \sigma_a' + \sigma_{at}$$

$$\sigma_{\min 1} = 27,1 + (-49,7) \quad (39)$$

$$\sigma_{\min 1} = -22,6MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{80,3 + (-22,6)}{2} \quad (40)$$

$$\sigma_m = 28,85Mpa$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{80,3 - (-22,6)}{2} \\ \sigma_a &= 102,9 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{41}$$

Při stanovení míry bezpečnosti vycházíme ze skutečnosti, že v místě přechodu z oka do dřívku ojnice není žádný vrub. Proto volíme $K_\sigma = 1$ a rovněž součinitel vlivu absolutní velikosti $\epsilon_\sigma' = 1$. Míru bezpečnosti ovlivňuje tedy kvalita povrchu v místě přechodu z dřívku do oka ojnice, vyjádřená součinitelem kvality povrchu $\epsilon_\sigma'' = 0,9$. [1]

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma' * \epsilon_\sigma''} * \sigma_a + \sigma_m \\ \sigma'_{\max} &= \frac{1}{1 * 0,9} * 102,9 + 28,85 \\ \sigma'_{\max} &= 143,18 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{42}$$

Zvolené hodnoty:

- materiál ojnice 12040.7 s $R_m = 850 \text{ MPa}$ a $R_e = 510 \text{ MPa}$

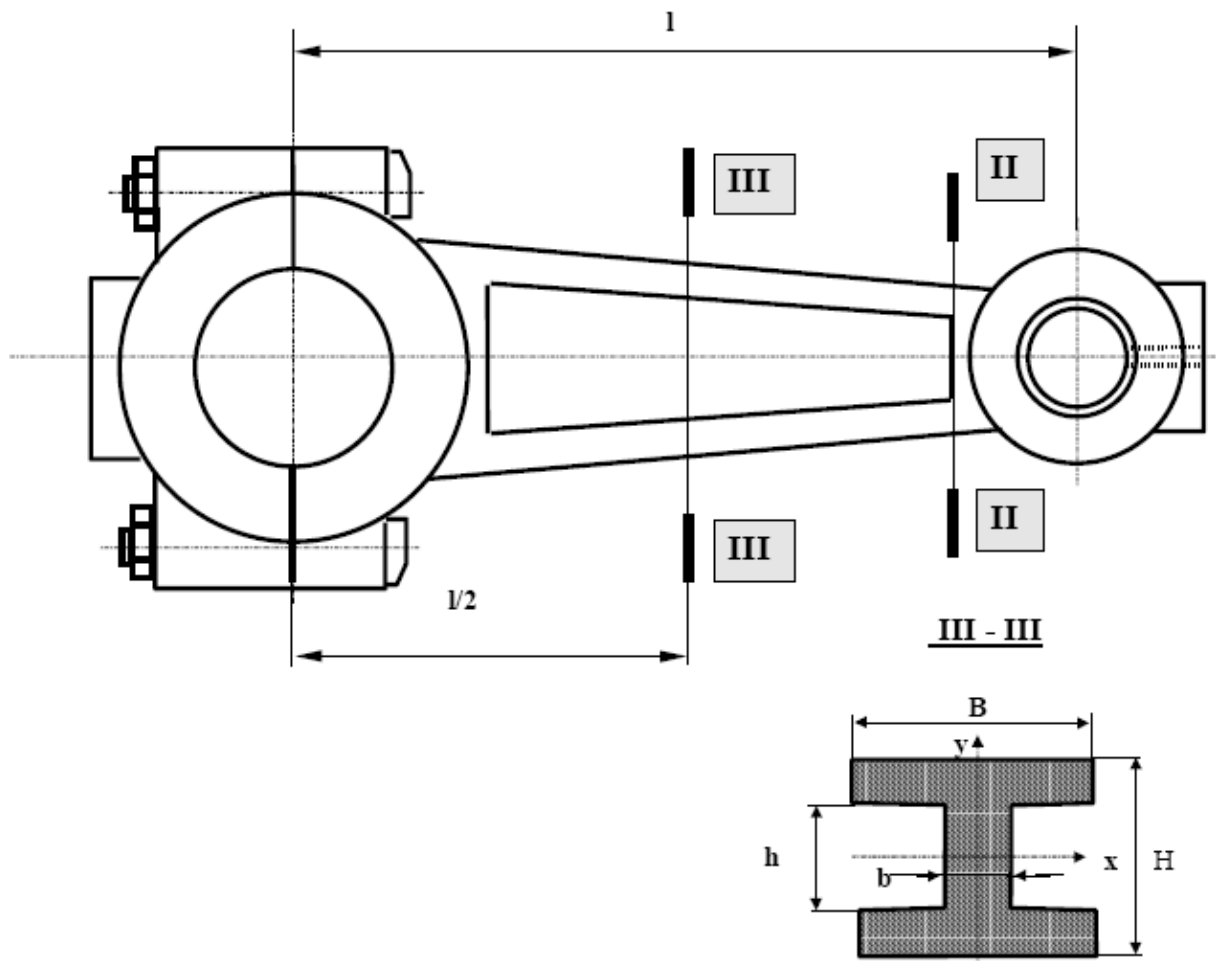
$$\begin{aligned}\sigma_{dov} &= 0,35 * R_m \\ \sigma_{dov} &= 0,35 * 510 \\ \sigma_{dov} &= 297,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{43}$$

$$\begin{aligned}n_\sigma &= \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}} \\ n_\sigma &= \frac{297,5}{143,18} \\ n_\sigma &= 2,07\end{aligned}\tag{44}$$

Bezpečnost vyšla mírně pod běžnými hodnotami 2,5÷5. Rozdíl však není velký a protože se jedná o návrhový výpočet, je tato hodnota s předpokladem následného řešení považována za vyhovující. V dalším postupu by se pomocí moderních metod s použitím výpočetní techniky řešilo poddimenzování v konkrétním místě.

6.2.2 Pevnostní kontrola dřívku ojnice

Podle průběhu zatížení a požadavků na hmotnost, případně životnost ojnice může mít dřívek různý tvar. Pevnostní kontrola dřívku ojnice se provádí v minimálním průřezu II - II a ve středním průřezu III - III ojnice, viz. **obr. 7**. [1]



Obr. 7. Řezy dřívku ojnice

Dřívk ojnice je namáhán tahem setrvačnou silou posuvných hmot a tlakem silou od tlaku plynů nad pístem, která je zmenšena o příslušnou velikost setrvačné síly posuvných hmot.

Namáhání je cyklické, střídavé a maximum tahu je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem. Maximum tlaku odpovídá dosažení maximálního tlaku plynů nad pístem v průběhu spalování. U relativně štíhlých dřívků ojníc provádíme vedle výpočtu únavového namáhání ve výše uvedených průřezech i kontrolu vzpěrného namáhání.

[1]

Štíhlost ojnice určena velikostí součinitele ξ

$$\xi = \frac{l}{i} \quad (45)$$

kde:

l - délka ojnice [m]

i - poloměr setrvačnosti středního průřezu ojnice III-III

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S_{str}}} \quad (46)$$

kde:

I_{\min} – minimální hodnota osového kvadratického momentu středního průřezu dřívku
 S_{str} – plocha středního průřezu dřívku

Zvolené hodnoty:

$$- B = 0,0237 \text{ m} ; H = 0,0453 \text{ m} ; h = 0,0307 ; b = 0,01$$

Osový kvadratický moment

$$I_{x_{str}} = \frac{1}{12} * [B * H^3 - (B - b) * h^3]$$
$$I_{x_{str}} = \frac{1}{12} [0,0237 * 0,0453^3 - (0,0237 - 0,01) * 0,0307^3] \quad (47)$$

$$I_{x_{str}} = 1,506 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I_{y_{str}} = \frac{1}{12} [h * B^3 + (H - h) * b^3]$$
$$I_{y_{str}} = \frac{1}{12} [0,0307 * 0,0237^3 + (0,0453 - 0,0307) * 0,01^3] \quad (48)$$

$$I_{y_{str}} = 5,025 * 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{x_{str}} \geq I_{y_{str}} \Rightarrow I_{y_{str}} = I_{\min}$$

Plocha středního průřezu dřívku ojnice III-III

$$S_{str} = H * B - (B - b) * h$$
$$S_{str} = 0,0453 * 0,0237 - (0,0237 - 0,01) * 0,0307 \quad (49)$$
$$S_{str} = 6,531 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{5,025 * 10^{-8}}{6,531 * 10^{-4}}}$$

$$i = 8,772 * 10^{-3}$$

$$\xi = \frac{0,264}{8,772 * 10^{-3}}$$

$$\xi = 30,09$$

Hodnota součinitele štíhlosti ojnice vyšla v rozsahu nejčastěji používaných hodnot, které jsou u běžných vozidlových motorů $\xi = 15 \div 40$. Pro tento rozsah se používá **Navier – Rankinova** metoda, ve které se ve středním průřezu provádí kontrola na tlak.

Minimální průřez dřívku ojnice II-II

Maximální síla namáhající průřez II-II na tlak

$$F_{sp}'' = (m_{ps}'' + m_o'') * \omega^2 * r_k * (1 + \lambda_o) \quad (50)$$

kde:

m_o'' – hmotnost části ojnice nad průřezem II-II

Zvolené hodnoty:

$$- m_o'' = 2 \text{ kg}$$

$$F_{sp}'' = (3,5 + 2) * 209,43^2 * 0,08 * (1 + 0,3)$$

$$F_{sp}'' = 11093,8N$$

Maximální síla namáhající průřez II-II na tlak

$$F_p'' = F_{p \max}'' - F_{sp}''$$

$$F_p'' = 81821,28 - 11093,8 \quad (51)$$

$$F_p'' = 70727,48N$$

Zvolené hodnoty (vycházející z hodnot pro průřez III-III):

$$- H' = 0,03965; B' = 0,0237; h' = 0,02504; b' = 0,01$$

Plocha průřezu dřívku ojnice II-II

$$S_{\min}' = H' * B' - (B' - b') * h'$$

$$S_{\min}' = 0,03965 * 0,0237 - (0,0237 - 0,01) * 0,02504 \quad (52)$$

$$S_{\min}' = 5,97 * 10^{-4} m$$

Napětí v tlaku

$$\begin{aligned}\sigma_{tl} &= \frac{F_p''}{S_{\min}} \\ \sigma_{tl} &= \frac{70727,48}{5,97 * 10^{-4}} \\ \sigma_{tl} &= 118,5MPa\end{aligned}\tag{53}$$

Napětí v tahu

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F_{sp}''}{S_{\min}} \\ \sigma &= \frac{11093,8}{5,97 * 10^{-4}} \\ \sigma &= 18,6MPa\end{aligned}\tag{54}$$

Z výsledků vyplývá:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_{tl} = 118,5MPa \\ \sigma_{\min} &= \sigma = 18,6MPa\end{aligned}$$

Únavové namáhání

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{118,5 + 18,6}{2} \\ \sigma_m &= 68,55Mpa\end{aligned}\tag{55}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{118,5 - 18,6}{2} \\ \sigma_a &= 49,95Mpa\end{aligned}\tag{56}$$

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání průřezu II-II uvažujeme u kované ojnice s neopracovaným povrchem dřívku $K_{\sigma} = 1$, $\epsilon_{\sigma}' = 1$ a $\epsilon_{\sigma}'' = 0.8$. [1]

$$\sigma'_{\max} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon'_{\sigma} * \varepsilon''_{\sigma}} * \sigma_a + \sigma_m$$
$$\sigma'_{\max} = \frac{1}{1 * 0,8} * 49,95 + 68,55 \quad (57)$$

$$\sigma'_{\max} = 130,99 \text{ MPa}$$
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}}$$
$$n_{\sigma} = \frac{297,5}{130,99} \quad (58)$$
$$n_{\sigma} = 2,27$$

Vzhledem k výsledku bezpečnosti je zde totožný postup jako u oka ojnice.

Minimální průřez dřívku ojnice III-III

Maximální síla namáhající průřez III-III na tah

$$F_{sp}''' = (m_{ps} + m_o''') * \omega^2 * r_k * (1 + \lambda_o) \quad (59)$$

kde:

m_o''' – hmotnost části ojnice nad průřezem III-III

Zvolené hodnoty:

$$- m_o''' = 3,5 \text{ kg}$$

$$F_{sp}''' = (3,5 + 3,5) * 209,43^2 * 0,08 * (1 + 0,3)$$

$$F_{sp}''' = 14119,38 \text{ N}$$

Maximální síla namáhající průřez III-III na tlak

$$F_p''' = F_{p \max}''' - F_{sp}'''$$
$$F_p''' = 81821,28 - 11093,8 \quad (60)$$
$$F_p''' = 70727,48 \text{ N}$$

Velikost tlakového napětí v krajních vláknech

$$\sigma_{tlx} = k_x * \frac{F_p^m}{S_{str}}$$

kde:

$$k_x = 1 + C' * \frac{l^2}{I_x} * S_{str} \quad (62)$$

kde:

$$C' = \frac{\sigma_e}{\pi * E_o}$$
$$C' = \frac{5,1 * 10^8}{\pi^2 * 2,2 * 10^{11}} \quad (63)$$
$$C' = 2,349 * 10^{-4}$$

$$k_x = 1 + (2,349 * 10^{-4}) * \frac{0,264^2}{(1,506 * 10^{-7})} * (6,531 * 10^{-4})$$
$$k_x = 1,071$$

$$\sigma_{tlx} = 1,071 * \frac{67701,91}{6,531 * 10^{-4}}$$
$$\sigma_{tlx} = 111022208,4 Pa$$

$$\sigma_{tly} = k_y * \frac{F_p^m}{S_{str}} \quad (64)$$

kde:

$$K_y = 1 + C' * \frac{l^2}{4 * I_y} * S_{str}$$
$$K_y = 1 + (2,349 * 10^{-4}) * \frac{0,264^2}{4 * 5,025 * 10^{-8}} * (6,531 * 10^{-4}) \quad (65)$$
$$K_y = 1,053$$

$$\sigma_{tly} = 1,053 * \frac{67701,91}{6,531 * 10^{-4}}$$

$$\sigma_{tly} = 109156501,7 Pa$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{tlx} = 111,02 MPa$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_{tly} = 109,6 MPa$$

Únavové namáhání:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{111,02 + 109,6}{2} \quad (66)$$

$$\sigma_m = 110,09 MPa$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{111,02 - 109,6}{2} \quad (67)$$

$$\sigma_a = 0,93 MPa$$

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání průřezu III-III uvažujeme u kované ojnice s neopracovaným povrchem díku $K_{\sigma} = 1$, $\varepsilon_{\sigma}' = 1$ a $\varepsilon_{\sigma}'' = 0,8$. [1]

$$\sigma'_{\max} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}' * \varepsilon_{\sigma}''} * \sigma_a + \sigma_m$$

$$\sigma'_{\max} = \frac{1}{1 * 0,8} * 0,93 + 110,09 \quad (68)$$

$$\sigma'_{\max} = 111,25 MPa$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}}$$

$$n_{\sigma} = \frac{297,5}{111,25} \quad (69)$$

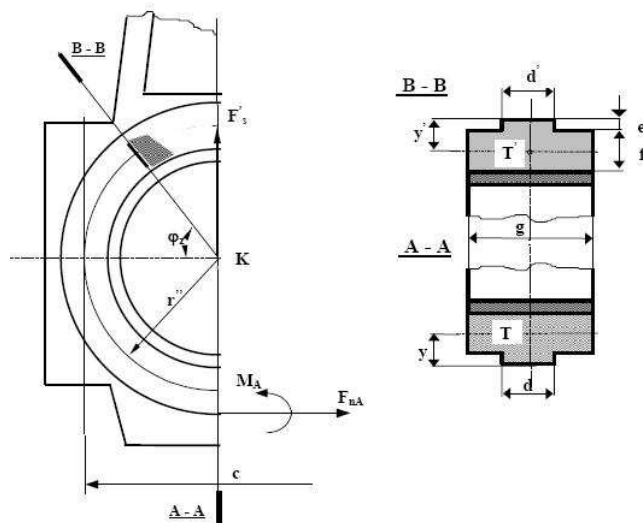
$$n_{\sigma} = 2,67$$

Zde vyšla míra bezpečnosti v běžných mezích.

6.2.3 Pevnostní kontrola hlavy ojnice

V důsledku působení setrvačné síly F 's posuvných a rotujících hmotností, maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem při maximálních

otáčkách motoru , vznikají v příčných průřezích hlavy ojnice značná napětí. Nebezpečné průřezy jsou vyznačeny na **obr. 7**.



Obr. 7. zatížení hlavy ojnice s vyznačením průřezu A-A

Průřez A-A hlavy ojnice

Víko hlavy ojnice kontrolujeme v průřezu **A-A** , který je namáhán kombinovaně na ohyb a na tah. Ohybové namáhání vyvolává moment M_A a tah normálová síla F_{nA} . Předpokládáme, že víko je přitaženo k tělesu ojnice se značným předpětím, takže je možno uvažovat víko a těleso ojnice jako jeden celek. Proto je možno pro řešení napětí v průřezu **A-A** , vyvolaného setrvačnými silami, vytvořit prutový model, křivý (kruhový) prut zakotvený v průřezu **B-B** , viz **obr. 7**.

Velikost setrvačné síly namáhající průřez **A-A** víka ojnice je určena 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} :

Poloměr prutového modelu

$$r'' = \frac{c}{2} \quad (70)$$

kde:

c [m] - rozteč ojnicních šroubů

$$r'' = \frac{0,112}{2}$$

$$r'' = 0,056m$$

Velikosti setrvačné síly F'_s se mění od nulové hodnoty do maxima. Jedná se tedy pulsující cyklické zatížení. Obdobně jako při řešení ojnicního oka pro pístní čep je možno použít předpokladu o symetričnosti zatížení a deformace a řešit pouze polovinu prutu. Vnitřní vazbové účinky, nahrazující oddělenou část prutu, tj. sílu F_{na} a moment M_a stanovíme z empirických vztahů :

Velikost setrvačné síly namáhající průřez A-A

$$F'_s = (m_{ps} + m_{op}) * \omega^2 * r_k * (1 + \lambda_0) + (m_{or} - m_{vo}) * \omega^2 * r_k \quad (71)$$

kde:

m_{op} [kg] – posuvné hmoty ojnice
 m_{or} [kg] – rotující hmotnost ojnice
 m_{vo} [kg] – hmotnost víka ojnice

Zvolené hodnoty:

$$\begin{aligned} m_{op} &= 2 \text{ kg} \\ m_{or} &= 6 \text{ kg} \\ m_{vo} &= 1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$F'_s = (3,5 + 2) * 209,43^2 * 0,08 * (1 + 0,3) + (6 - 1) * 209,43^2 * 0,08$$

$$F'_s = 42632,82N$$

Vnitřní vazbové účinky

$$F_{na} = F'_s * (0,522 - 0,003 * \varphi_z) \quad (72)$$

kde:

- úhel φ_z volím $\varphi_z = 60^\circ$

$$F_{na} = 42632,82 * (0,522 - 0,003 * 60)$$

$$F_{na} = 14580,14N$$

$$M_a = F'_s * r'' * (0,0127 + 0,00083 * \varphi_z)$$

$$M_a = 42632,82 * 0,056 * (0,0127 + 0,00083 * 60) \quad (73)$$

$$M_a = 149,21Nm$$

Největší tahové napětí v krajním vlákně průřezu A-A

$$\sigma = \frac{M}{w} + \frac{F_n}{S} \quad (74)$$

kde:

M [Nm] - moment zachycený průřezem víka A-A
 F_n [N] - normálová síla
 S [m²] - plocha průřezu víka A-A
 W [m³] - modul odporu v ohybu příčného průřezu víka A-A

$$M = M_a * \frac{J}{J + J_p} \quad (75)$$

kde:

J [m⁴] - osový kvadratický moment průřezu víka A-A

$$J = \frac{1}{12} * b * h^3$$
$$J = \frac{1}{12} * 0,055 * 0,018^3 \quad (76)$$
$$J = 2,673 * 10^{-6} m^4$$

kde:

J_p [m⁴] - osový kvadratický moment průřezu pánve A-A

$$J_p = \frac{1}{12} * b * h^3$$
$$J_p = \frac{1}{12} * 0,055 * 0,006^3 \quad (77)$$
$$J_p = 9,9 * 10^{-10} m^4$$

$$M = 149,21 * \frac{2,673 * 10^{-6}}{2,673 * 10^{-6} + 9,9 * 10^{-10}}$$
$$M = 31,72 Nm$$

Normálová síla přenášená průřezem víka

$$F_n = \frac{F_{na}}{1 + \frac{S_p}{S}} \quad (78)$$

kde:

S [m²] - plocha příčného průřezu víka A-A
 S_p [m²] - plocha příčného průřezu pánve v A-A

$$\begin{aligned} S &= b'' * h'' \\ S &= 0,055 * 0,018 \\ S &= 9,9 * 10^{-4} m^2 \end{aligned} \tag{79}$$

$$\begin{aligned} S_p &= b''' * h''' \\ S_p &= 0,055 * 0,006 \\ S_p &= 3,3 * 10^{-4} m^2 \end{aligned} \tag{80}$$

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{14580,11}{1 + \frac{3,3 * 10^{-4}}{9,9 * 10^{-4}}} \\ F_n &= 10962,48N \end{aligned}$$

Modul odporu v ohybu příčného průřezu víka A-A

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{6} * b'' * h''^3 \\ W &= \frac{1}{6} * 0,055 * 0,024^3 \\ W &= 5,28 * 10^{-6} m^3 \end{aligned} \tag{81}$$

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{31,72}{5,28 * 10^{-6}} + \frac{10962,489}{9,9 * 10^{-4}} \\ \sigma &= 17080787,88Pa \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 17,08MPa \\ \sigma_{\min} &= 0 \end{aligned}$$

Únavové namáhání

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{17,08 + 0}{2} \\ \sigma_m &= 8,54Mpa \end{aligned} \tag{82}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{17,08 - 0}{2} \\ \sigma_a &= 8,54 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{83}$$

Maximální dovolené napětí v krajním vlákně σ_{dov} se u ojníc vozidlových motorů přípouští v mezích **100 až 200 [MPa]**. U ojníc z legovaných ocelí používaných u přeplňovaných motorů se výjimečně dovoluje až **300 [MPa]**.

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání průřezu A-A uvažujeme pulsující změnu napětí, volíme součinitel vrubu $K_\sigma = 1$, součinitel velikosti $\varepsilon_\sigma = 1$ a součinitel opracování povrchu $\varepsilon_{\sigma''} = 0.8$. [1]

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma * \varepsilon_{\sigma''}} * \sigma_a + \sigma_m \\ \sigma'_{\max} &= \frac{1}{1 * 0,8} * 8,54 + 8,54 \\ \sigma'_{\max} &= 21,88 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{84}$$

$$\begin{aligned}n_\sigma &= \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}} \\ n_\sigma &= \frac{150}{21,88} \\ n_\sigma &= 6,85\end{aligned}\tag{85}$$

Průřez B-B hlavy ojnice

Obecně je průřez **B-B**, hlavy ojnice, zatížen setrvačnou silou \mathbf{F}'_s a silou \mathbf{F}^*_p od tlaku plynů a setrvačných sil působících v ose dříku ojnice. Extrémní hodnoty cyklického zatěžování jsou u setrvačné síly dosaženy v horní úvrati pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem a u síly od tlaku plynů při dosažení maximálního tlaku ve spalovacím prostoru nad pístem.

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

Již dříve bylo zdůvodněno řešení s využitím modelu kruhového prutu. Vzhledem k symetričnosti úlohy je řešena pouze polovina prutu.

Poloměr r'' kruhového prutu prochází těžištěm průřezu **B-B**. [1]

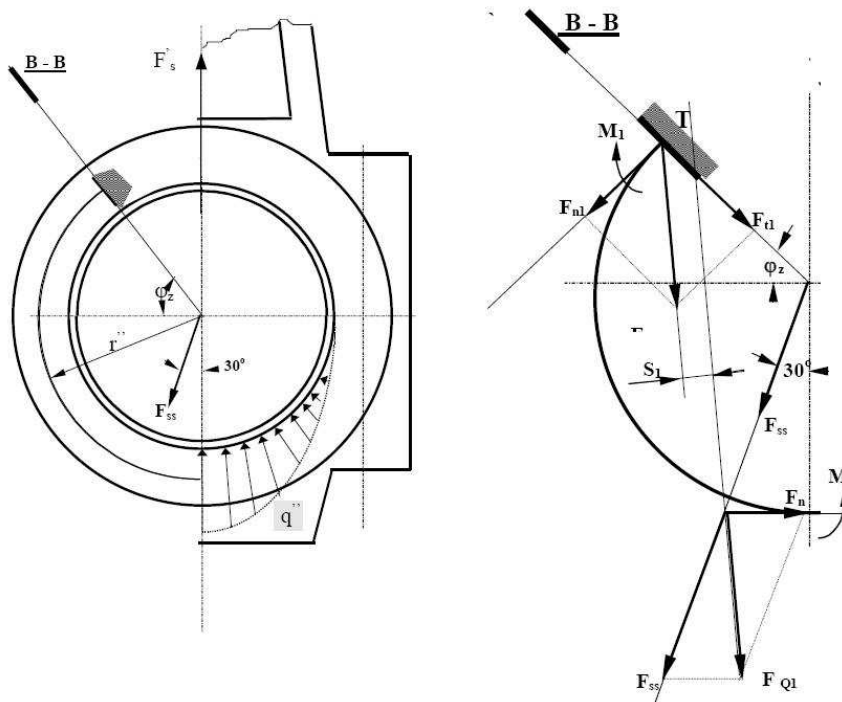
$$F_{ss} = \frac{F'_s}{2 * \cos 30^\circ}$$

$$F_{ss} = \frac{42632,8}{2 * \cos 30^\circ} \quad (86)$$

$$F_{ss} = 24614,05N$$

Zatěžující vnitřní silové účinky F_n a M nahrazují oddělenou část prutu v průřezu A-A a byly stanoveny při řešení napětí v tomto průřezu.

Řešení provedeme graficky pomocí konstrukce uvedené na **obr. 8**, detailnější provedení se nachází v příloze 1. Výsledná síla F_{Q1} namáhá průřez B-B tahem normálovou silou F_{n1} , smykem tečnou silou F_{t1} a ohybem vyvolaným momentem M_1 . [1]



Obr. 8. Zatížení hlavy ojnice setrvačnou silou F'_s

Z grafického náčrtu 1 plynou hodnoty:

$$F_{Q1} = 21358,75N$$

$$F_{n1} = 11822,61N$$

$$F_{t1} = 17788,27N$$

$$S_1 = 2,2851mm$$

Velikost ohybového momentu M_1

$$\begin{aligned}M_1 &= F_{Q1} * S_1 \\M_1 &= 21358,75 * (2,2851 * 10^{-3}) \\M_1 &= 48,81 Nm\end{aligned}\tag{87}$$

Normálové napětí σ_{n1}

$$\sigma_{n1} = \frac{F_{n1}}{S_b}\tag{88}$$

kde:

S_b [m³] - velikost příčného průřezu v B-B

$$\begin{aligned}S_b &= b * h \\S_b &= 0,055 * 0,024 \\S_b &= 1,32 * 10^{-3} m^2\end{aligned}\tag{89}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{n1} &= \frac{11822,61}{1,32 * 10^{-3}} \\ \sigma_{n1} &= 8956522,73 Pa\end{aligned}$$

Normálové napětí σ_{o1}

$$\sigma_{o1} = \frac{M + M_1}{W_b}\tag{90}$$

kde:

W_b [m³] - Modul odporu v ohybu příčného průřezu hlavy ojnice B-B k ose procházející těžištěm

$$\begin{aligned}W_b &= \frac{1}{6} * b * h^2 \\W_b &= \frac{1}{6} * 0,055 * 0,024^2 \\W_b &= 5,28 * 10^{-6} m^3\end{aligned}\tag{91}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{o1} &= \frac{31,72 + 48,81}{5,28 * 10^{-6}} \\ \sigma_{o1} &= 15441287,88 Pa\end{aligned}$$

Tečné napětí τ_{t1}

$$\tau_{t1} = \frac{F_{t1}}{S_B}$$

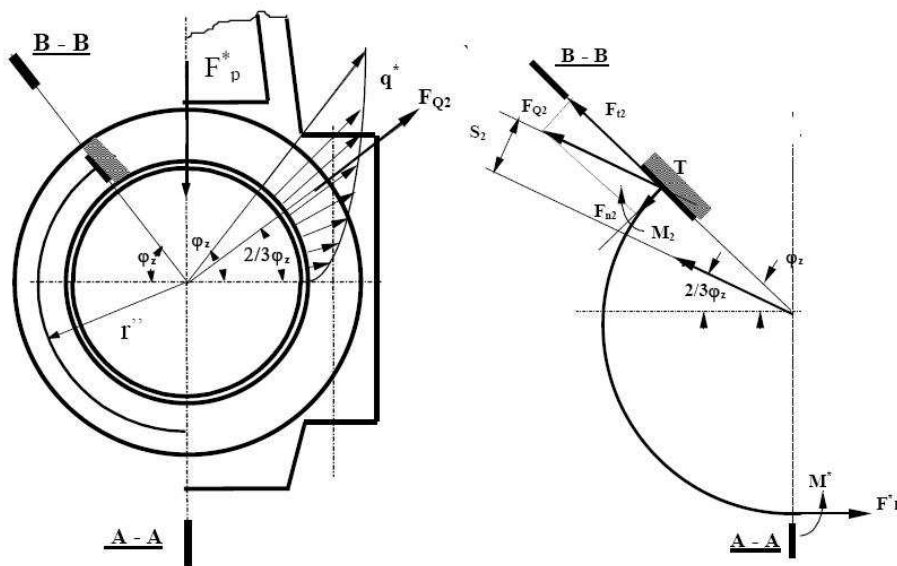
$$\tau_{t1} = \frac{17788,27}{1,32 \cdot 10^{-3}} \quad (92)$$

$$\tau_{t1} = 13475962,12 Pa$$

Namáhání průřezu B-B tlačnou silou F_p^*

Tlačná síla F_p^* , maximální tlaková síla působící v ose ojnice, vyvolává na povrchu ložiska hlavy ojnice spojitě zatížení q^* , o němž předpokládáme, že má sinusový tvar.

Část hlavy ojnice, v rozsahu úhlu φ_z , je částí spojitěho zatížení namáhána. Spojitě zatížení q^* , působící v rozmezí úhlu φ_z , je možno nahradit osamělou silou F_{Q2} odkloněnou od dělicí roviny hlavy ojnice o úhel $2/3 \varphi_z$.



Obr. 9. Yatížení hlavy ojnice tlačnou silou F_p^*

Výpočet tlačné síly

$$F_p^* = F_{p \max} - F_s'$$

$$F_p^* = 81821,29 - 42632,82 \quad (93)$$

$$F_p^* = 39188,47 N$$

Síla namáhající spojité zatížení působící na část hlavy ojnice

$$F_{Q2} = 0,54 * (\varphi_z - 0,43) * F_p^* \quad (94)$$

kde:

$$\begin{aligned} \varphi_z &= \frac{\pi * \varphi_z}{180} \\ \varphi_z &= \frac{\pi * 60}{180} \\ \varphi_z &= 1,047 \text{ rad} \end{aligned} \quad (95)$$

$$F_{Q2} = 0,54 * (1,047 - 0,43) * 39188,47$$

$$F_{Q2} = 13056,81 \text{ N}$$

Z grafického náčrtu 2 plynou hodnoty:

$$F_{n2} = 4460,69 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 12269,39 \text{ N}$$

$$S_1 = 19,15 \text{ mm}$$

Doplňkový moment M_2

$$M_2 = F_{Q2} * S_2$$

$$M_2 = 13056,81 * (19,15 * 10^{-3}) \quad (96)$$

$$M_2 = 250,02 \text{ Nm}$$

Normálové napětí σ_{n2}

$$\sigma_{n2} = \frac{F_{n2}}{S_b}$$

$$\sigma_{n2} = \frac{4460,69}{1,32 * 10^{-3}} \quad (97)$$

$$\sigma_{n2} = 3379310,61 \text{ Pa}$$

Normálové napětí σ_{o2}

$$\begin{aligned}\sigma_{o2} &= \frac{M_2}{W_b} \\ \sigma_{o2} &= \frac{250,02}{5,28 * 10^{-6}} \\ \sigma_{o2} &= 47352272,73 Pa\end{aligned}\tag{98}$$

Tečné napětí τ_{t2}

$$\begin{aligned}\tau_{t2} &= \frac{F_{t2}}{S_b} \\ \tau_{t2} &= \frac{12269,39}{1,32 * 10^{-3}} \\ \tau_{t2} &= 9294992,42 Pa\end{aligned}\tag{99}$$

Výsledné namáhání pro průřez **B-B** je kombinací tahu, tlaku a ohybu. Pro výpočet bezpečnosti při současném namáhání na ohyb a tah platí pro normálová napětí vztah: [1]

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= \sigma_{n1} + \sigma_{o1} \\ \sigma_{\min} &= 8,96 + 15,44 \\ \sigma_{\min} &= 24,4 MPa\end{aligned}\tag{100}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_{n2} + \sigma_{o2} \\ \sigma_{\max} &= 3,38 + 47,35 \\ \sigma_{\max} &= 50,73 MPa\end{aligned}\tag{101}$$

Únavové namáhání

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{50,73 + 24,4}{2} \\ \sigma_m &= 37,565 Mpa\end{aligned}\tag{102}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{50,73 - 24,4}{2} \\ \sigma_a &= 13,165 Mpa\end{aligned}\tag{103}$$

S ohledem na koncentraci napětí u okraje dosedací plochy a otvoru pro ojnicí šroub se při výpočtu míry bezpečnosti n_σ volí $K_\sigma = 1.5$, $\varepsilon_\sigma' = 0.8$, $\varepsilon_\sigma'' = 0.8$ [1]

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma' * \varepsilon_\sigma''} * \sigma_a + \sigma_m \\ \sigma'_{\max} &= \frac{1,5}{0,8 * 0,8} * 13,165 + 37,565 \\ \sigma'_{\max} &= 68,42 \text{MPa}\end{aligned}\tag{104}$$

$$\begin{aligned}n_\sigma &= \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}} \\ n_\sigma &= \frac{297,5}{68,42} \\ n_\sigma &= 4,34\end{aligned}\tag{105}$$

Namáhání smykem

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \tau_{t1} = 13,48 \text{MPa} \\ \tau_{\min} &= \tau_{t2} = 9,29 \text{MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tau_m &= \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \\ \tau_m &= \frac{13,48 + 9,29}{2} \\ \tau_m &= 11,385 \text{Mpa}\end{aligned}\tag{106}$$

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \\ \tau_a &= \frac{13,48 - 9,29}{2} \\ \tau_a &= 2,095 \text{Mpa}\end{aligned}\tag{107}$$

S ohledem na koncentraci napětí u okraje dosedací plochy a otvoru pro ojnicí šroub se při výpočtu míry bezpečnosti n_τ volí $K_\tau = 1.2$, $\varepsilon_\tau' = 0.8$, $\varepsilon_\tau'' = 0.85$ [1]

$$\tau'_{\max} = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}' * \varepsilon_{\tau}''} * \tau_a + \tau_m$$
$$\tau'_{\max} = \frac{1,2}{0,8 * 0,85} * 2,095 + 11,385 \quad (108)$$

$$\tau'_{\max} = 15,082 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} = 0,25 * R_m$$

$$\tau_{dov} = 0,25 * 850 \quad (109)$$

$$\tau_{dov} = 212,5 \text{ MPa}$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{dov}}{\tau'_{\max}}$$
$$n_{\tau} = \frac{212,5}{15,082} \quad (110)$$

$$n_{\tau} = 14,09$$

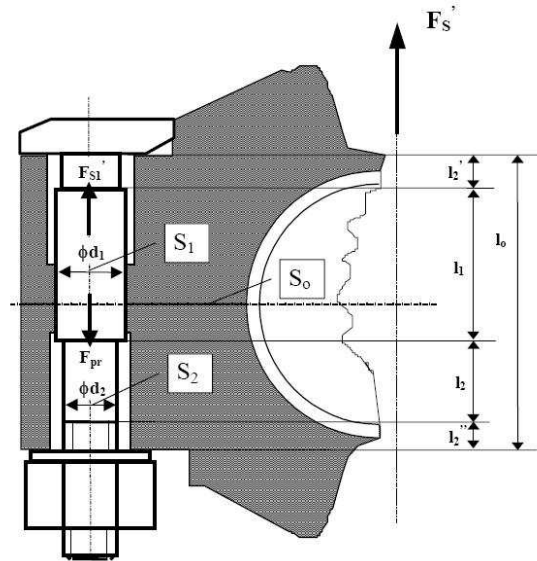
Výsledná míra bezpečnosti

$$n = \frac{n_{\sigma} * n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$
$$n = \frac{4,34 * 14,09}{\sqrt{4,34^2 + 14,09^2}} \quad (111)$$
$$n = 4,14$$

6.2.4 Pevnostní kontrola ojnicích šroubů

Vedle statické síly předpětí F_{pr} působí za provozu motoru na ojnicí šrouby setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice F_s . Maximální hodnota zatížení ojnicích šroubů je dosahována v horní úvratí pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem.

Velikost setrvačné síly zatěžující ojnicí šrouby je dána vztahem (8.2). Je zřejmé, že pro trvalý styk tělesa ojnice s jejím víkem musí platit, že síla předpětí vyvolaná dotažením ojnicích šroubů musí být větší než setrvačná síla připadající na jeden šroub : $F_{pr} > F_{s1}'$ [1]



Obr. 10. Rozměry a zatížení ojničních šroubů

$$F_{s1}' = \frac{F_s'}{i}$$

$$F_{s1}' = \frac{42632,82}{4} \quad i \quad - \text{počet šroubů ojnice} \quad (112)$$

$$F_{s1}' = 10658,21N$$

Síla předpětí ve šroubu F_{pr} se obvykle volí v rozmezí 2 ÷ 3 násobku zatěžující síly F_{s1}' [1]

$$F_{pr} = 2 * F_{s1}'$$

$$F_{pr} = 2 * 10658,21 \quad (113)$$

$$F_{pr} = 21316,42N$$

Maximální síla namáhající jeden šroub na tah

$$F_s = F_{pr} + \chi * F_{s1}' \quad (114)$$

kde:

χ - součinitel základného zatížení šroubového spoje

$$\chi = \frac{K_o}{K_o + K_s} \quad (115)$$

kde:

K_o ; K_s - součinitele poddajnosti ojnice a šroubu

Součinitel poddajnosti ojnicích šroubů

$$K_s = \sum \frac{l_j}{E_s * S_j} \quad (116)$$
$$K_s = \frac{1}{E_s} * \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2} \right)$$

kde:

$l_1; l_2$ - délky úseků šroubů s rozdílnými průřezy
 $S_1; S_2$ - Jednotlivé průřezy šroubů

Hodnoty délek a průřezů šroubů a ojnice byly stanoveny pomocí předběžného náčrtu ojnice v programu AutoCad 2008.

$$l_1 = 30mm ; l_2 = 64mm ;$$

$$S_1 = \frac{\pi * d_1^2}{4}$$
$$S_1 = \frac{\pi * 0,018^2}{4} \quad (117)$$

$$S_1 = 2,54469 * 10^{-4} m^2$$

$$S_1 = \frac{\pi * d_2^2}{4}$$
$$S_1 = \frac{\pi * 0,016^2}{4} \quad (118)$$

$$S_1 = 2,01062 * 10^{-4} m^2$$

$$K_s = \frac{1}{2,2 * 10^{11}} * \left(\frac{30}{2,54469 * 10^{-4}} + \frac{64}{2,01062 * 10^{-4}} \right)$$

$$K_s = 1,9827 * 10^{-6} m * N^{-1}$$

Součinitel poddajnosti ojnice

$$K_o = \frac{l_o}{E_o * S_o} \quad (119)$$

kde:

l_o - délka otvoru pro ojniční šroub v materiálu ojnice

$$l_o = 94mm$$

S_o - plocha v níž se stýká víko s tělesem připadající na jeden šroub

$$S_o = \frac{(b * h) - \left(2 * \left(\frac{\pi * d_d^2}{4} \right) \right)}{2}$$

$$S_o = \frac{(0,055 * 0,024) - \left(2 * \left(\frac{\pi * 0,0184^2}{4} \right) \right)}{2} \quad (120)$$

$$S_o = 3,940 * 10^{-4} m^2$$

$$K_o = \frac{0,094}{(2,2 * 10^{11}) * (3,940 * 10^{-4})}$$

$$K_o = 1,0844 * 10^{-9} m * N^{-1}$$

$$\chi = \frac{1,0844 * 10^{-9}}{1,0844 * 10^{-9} + 1,9827 * 10^{-6}}$$

$$\chi = 5,46 * 10^{-4}$$

$$F_s = 21316,42 + (5,46 * 10^{-4}) * 10658,21$$

$$F_s = 21322,246N$$

Únavové namáhání

Z extrémních hodnot sil zatěžujících ojniční šroub F_{s1} a F_{pr} se stanoví mezní hodnoty napětí a míra bezpečnosti. [1]

- a) v nejmenším průřezu dřívku šroubu
- b) v jádru závitu

$$S_s = S_1$$

$$S_j = S_2$$

Maximální

a)

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{F_s}{S_s} \\ \sigma_{\max} &= \frac{21322,246}{2,54464 * 10^{-4}} \\ \sigma_{\max} &= 83792780,12 Pa\end{aligned}\tag{121}$$

b)

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{F_s}{S_j} \\ \sigma_{\max} &= \frac{21322,246}{2,01062 * 10^{-4}} \\ \sigma_{\max} &= 106048114,5 Pa\end{aligned}\tag{122}$$

Minimální

a)

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= \frac{F_{pr}}{S_s} \\ \sigma_{\min} &= \frac{21316,42}{2,54464 * 10^{-4}} \\ \sigma_{\min} &= 83768238,96 Pa\end{aligned}\tag{123}$$

b)

$$\begin{aligned}\sigma_{\min} &= \frac{F_{pr}}{S_j} \\ \sigma_{\min} &= \frac{21316,42}{2,01062 * 10^{-4}} \\ \sigma_{\min} &= 106019138,4 Pa\end{aligned}\tag{124}$$

Hodnoty namáhání pro jednotlivé možnosti

a)

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{83,8 + 83,8}{2} \\ \sigma_m &= 83,8 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{125}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{83,8 - 83,8}{2} \\ \sigma_a &= 0 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{126}$$

b)

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{106 + 106}{2} \\ \sigma_m &= 106 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{127}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a &= \frac{106 - 106}{2} \\ \sigma_a &= 0 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{128}$$

Při výpočtu míry bezpečnosti únavového namáhání ojnicích šroubu volíme velikosti potřebných součinitelů $K_\sigma = 4$, $\varepsilon_\sigma' = 1$ a $\varepsilon_\sigma'' = 1$.

a)

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma' * \varepsilon_\sigma''} * \sigma_a + \sigma_m \\ \sigma'_{\max} &= \frac{4}{1 * 1} * 0 + 83,8 \\ \sigma'_{\max} &= 83,8 \text{ Mpa}\end{aligned}\tag{129}$$

$$\begin{aligned}\sigma'_{\max} &= \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon'_{\sigma} * \varepsilon''_{\sigma}} * \sigma_a + \sigma_m \\ \sigma'_{\max} &= \frac{4}{1*1} * 0 + 106 \\ \sigma'_{\max} &= 106 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{130}$$

Výsledná míra bezpečnosti

Dovolené napětí pro šrouby je $\sigma_{dov} = 770 \text{ MPa}$

a)

$$\begin{aligned}n &= \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}} \\ n &= \frac{770}{83,8} \\ n &= 9,18\end{aligned}\tag{131}$$

b)

$$\begin{aligned}n &= \frac{\sigma_{dov}}{\sigma'_{\max}} \\ n &= \frac{770}{106} \\ n &= 7,26\end{aligned}\tag{132}$$

Výsledná míra bezpečnosti vyhovuje.

7 Závěr

Tato práce je pojata jako předběžný návrhový výpočet, který slouží k určení základních rozměrů součástí motoru. Jeho cílem je navrhnout základní rozměry a stanovit míry bezpečnosti v jednotlivých kritických bodech součástí. S výsledky tohoto výpočtu se později pokročí k dalším postupům, kde se už výsledně propočítávají jednotlivé části a určuje se jejich konečná podoba pro prototypovou výrobu. Tyto pokročilé výpočty se dnes vždy provádějí pomocí počítačové techniky se softwarem k tomu určeným, jde především o metodu konečných prvků. V návrhovém výpočtu se proto počítá s následnými úpravami, a proto se některé výsledky bezpečností nechávají mírně pod ideálním rozsahem, nebo naopak předimenzované.

Bylo počítáno na základě zadaných parametrů ojnice čtyřdobého vznětového motoru pro užitkový automobil o výkonu 350 kW při otáčkách $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Z těchto parametrů bylo stanoveno, že se bude jednat o přeplňovaný šestiválcový motor s válci v řadě. Zdvih a vrtání vycházejí na 160x132 mm. Hodnota zdvihu určuje i hodnotu zalomení klikové hřídele, která je 80 mm. Při návrhu rozměrů ojnice byla stanovena vzdálenost os pístního a ojnicního čepu 264 mm, jejich průměry jsou 55 mm pro pístní čep a 94 mm pro ojnicní čep.

Pevnostní kontrolou bylo spočítáno, že všechny části ojnice včetně ojnicních šroubů vyhovují požadované bezpečnosti, některé s vysokou rezervou. Bezpečnosti, které jsou takto vysoké, dosahují těchto hodnot z důvodu dostatečného dimenzování v jiných místech, nebo by přiměřené dimenzování znamenalo nevhodný tvar ojnice ať z důvodu výroby nebo designu. V následném výpočtu se ještě počítá s korekcí rozměrů, čímž se změní jednotlivé hodnoty bezpečností. Při konstrukci motoru pro nákladní automobil je však vyšší předimenzování dílů spíše výhodou, vzhledem k jejich velkému kilometrovému náběhu vozidla bez generální opravy motoru.

8 Seznam použité literatury

- [1] Rauscher, J.: Ročníkový projekt. Brno, VUT FSI 2005
- [2] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: Strojnické tabulky. Praha, Scientia 1999
- [3] Kožoušek J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II.. Praha, SNTL 1983
- [4] Vlk, F.: Vozidlové spalovací motory. Brno, vlastním nákladem 2003

9 Seznam použitých zkratk a symbolů

| | | |
|-------------|----------------------|--|
| C_o | [-] | konstanta deformace ojnice |
| C_p | [-] | konstanta deformace pánve |
| C' | [-] | konstanta |
| D | [m] | vrtání válce |
| D_o | [m] | vnější průměr oka ojnice |
| E_b | [MPa] | modul pružnosti v tahu pro bronz |
| E_o | [MPa] | modul pružnosti v tahu pro ocel |
| F_m | [N] | setrvačná síla od posuvných a rotačních hmot části mechanismu |
| F_{nos} | [N] | zátěžná síla ojnicního oka při zatížení setrvačnou silou |
| F_{not} | [N] | zátěžná síla ojnicního oka při zatížení silou od tlaku plynů |
| F_{ns} | [N] | síla v průřezu I-I při zatížení setrvačnou silou |
| F_{nt} | [N] | síla v průřezu I-I při zatížení silou od tlaku plynů |
| F'_p | [N] | síla na čep v horní úvrati při zahájení expanzního zdvihu |
| F_p'' | [N] | setrvačná síla působící na průřez II-II |
| F_p''' | [N] | setrvačná síla působící na průřez III-III |
| $F_{p,max}$ | [N] | maximální síla od tlaku plynů na píst |
| F_{pr} | [N] | síla předpětí |
| F_{sp}' | [N] | setrvačná síla posuvné pístní skupiny |
| F_{sp}'' | [N] | setrvačná síla části ojnice nad řezem II-II |
| F_{sp}''' | [N] | setrvačná síla části ojnice nad řezem III-III |
| I_{min} | [m ⁴] | minimální osový kvadratický moment |
| I_x | [m ⁴] | kvadratický moment k ose x |
| I_y | [m ⁴] | kvadratický moment k ose y |
| J | [-] | součinitel přepočtu |
| K_σ | [-] | efektivní součinitel koncentrace napětí |
| K_o | [-] | součinitel poddajnosti ojnice |
| K_x | [-] | korekční součinitel napětí v ose x |
| K_y | [-] | korekční součinitel napětí v ose y |
| M_{os} | [N.m] | zátěžný moment ojnicního oka při namáhání setrvačnou silou |
| M_{ot} | [N.m] | zátěžný moment ojnicního oka při namáhání silou od tlaku plynů |
| M_s | [N.m] | moment v průřezu I-I při zatížení setrvačnou silou |
| M_t | [N.m] | moment v průřezu I-I při zatížení silou od tlaku plynů |
| S_b | [m ²] | plocha příčného průřezu oka ojnice |
| S_{str} | [m ²] | plocha příčného průřezu dřívku ojnice |
| a | [mm] | šířka ojnicního oka |
| a_1 | [-] | součinitel zakotvení oka ojnice pro F_{not} |
| a_2 | [-] | součinitel zakotvení oka ojnice pro M_{ot} |
| b | [mm] | šířka ojnicního oka |
| c_s | [m.s ⁻¹] | střední rychlost pístu |
| d | [m] | vnější průměr ložiskového pouzdra |
| d_1 | [m] | vnitřní průměr ložiskového pouzdra |
| e | [m] | přesah při zalisování pouzdra |
| e_t | [m] | zvětšení pouzdra při ohřátí |
| h | [m] | výška příčného průřezu |
| i | [-] | počet válců |

| | | |
|------------------------|----------------------|--|
| k | [-] | zdvihový poměr |
| k_1 | [-] | konstanta vyjadřující podíl normálové síly přenášené okem ojnice |
| l | [m] | délka ojnice |
| l_1 | [m] | délka ojnice od okraje oka k okraji hlavy |
| m_o'' | [kg] | hmotnost části ojnice nad řezem II-II |
| m_o''' | [kg] | hmotnost části ojnice nad řezem III-III |
| m_{op} | [kg] | hmotnost posuvných částí ojnice |
| m_{or} | [kg] | hmotnost rotačních částí ojnice |
| m_{vo} | [kg] | hmotnost víka ojnice |
| m_{ps} | [kg] | hmotnost pístní skupiny |
| n | [min ⁻¹] | otáčky |
| n_σ | [-] | únavová bezpečnost |
| p' | [MPa] | tlak mezi pouzdem a okem ojnice při provozu |
| p_e | [MPa] | střední efektivní tlak |
| p_c | [MPa] | tlak mezi pouzdem a pístním čepem |
| p_{max} | [MPa] | maximální spalovací tlak |
| r | [m] | poloměr kliky |
| r' | [m] | náhradní poloměr zakřivení ojnicního oka |
| r'' | [m] | náhradní poloměr zakřivení hlavy ojnice |
| Δt | [K] | ohřev oka ojnice |
| α_b | [K ⁻¹] | součinitel délkové tepelné roztažnosti pro bronz |
| α_o | [K ⁻¹] | součinitel délkové tepelné roztažnosti pro ocel |
| ε | [-] | stupeň komprese |
| ε_σ' | [-] | součinitel vlivu absolutní velikosti |
| ε_σ'' | [-] | součinitel opracování povrchu |
| φ_z | [°] | úhel zakotvení ojnicního oka |
| λ_o | [-] | poměr ramene kliky ku délce ojnice |
| μ | [-] | Poissonova konstanta |
| σ_a | [MPa] | amplituda napětí v zátěžném cyklu |
| σ_a' | [MPa] | napětí ve vnějším vlákne ojnicního oka |
| σ_{as} | [MPa] | normálové napětí ve vnějším vlákne při namáhání setrvačnou silou |
| σ_{at} | [MPa] | normálové napětí ve vnějším vlákne při namáhání silou od tlaku plynů |
| σ_e | [MPa] | mezní napětí pružnosti materiálu |
| σ_I' | [MPa] | napětí ve vnitřním vlákne ojnicního oka |
| σ_{is} | [MPa] | normálové napětí ve vnitřním vlákne při namáhání setrvačnou silou |
| σ_m | [MPa] | střední napětí zátěžového cyklu |
| σ_{max} | [MPa] | horní napětí zátěžového cyklu |
| σ_{min} | [MPa] | dolní napětí zátěžového cyklu |
| σ_t | [MPa] | napětí v tahu |
| σ_{tl} | [MPa] | napětí v tlaku |
| τ | [-] | taktnost motoru |
| ω | [s ⁻¹] | uhlová rychlost kliky |
| ξ | [-] | součinitel štiřlosti ojnice |

10 Seznam příloh

- Příloha 1 - grafické řešení namáhání průřezu B-B setrvačnou silou F_s'
- Příloha 2 - grafické řešení namáhání průřezu B-B tlačnou silou F_p^*