



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

PÍSTNÍ SKUPINA ŘADOVÉHO ČTYŘVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

PISTON GROUP OF IN-LINE FOUR-CYLINDER GASOLINE ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Stanislav Král

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2007

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Stanislav Král

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Pístní skupina řadového čtyřválcového zážehového motoru

v anglickém jazyce:

Piston group of in-line-cylinder gasoline engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a pevnostní kontrola pístní skupiny řadového čtyřválcového zážehového motoru.

Cíle bakalářské práce:

Pro dané základní geometrické, termodynamické a provozní parametry pístní skupiny uvedeného motoru proveďte výpočet termodynamického cyklu.

Navrhněte základní rozměry válcové jednotky.

Pro vybrané provozní režimy proveďte pevnostní kontrolu oka ojnice.

Seznam odborné literatury:

Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství CVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1

Heisler, H.: Advanced engine technology, SAE 2002

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 23.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



Abstrakt

Cílem bakalářské práce, je pevnostní kontrola pístní skupiny řadového čtyřválcového zážehového motoru. V první části pro zadané termodynamické, geometrické a provozní parametry pístní skupiny uvedeného motoru provedeme výpočet termodynamického cyklu. Dále zjistíme silové účinky působící na pístní skupinu v nejvíce namáhaných okamžicích cyklu. Pro takto zjištěné zatížení pístní skupiny provedeme kontrolu napětí v pístním čepu a pevnostní kontrolu oka ojnice. V závěru porovnáme vypočtené hodnoty napětí s dovolenými hodnotami a zjistíme návrhový koeficient bezpečnosti pro danou součást.

Abstract

The aim of the thesis, it is strength control group of ordinary four-cylinder piston gasoline engine. In the first part of the specified thermodynamic, geometric and operational parameters of the motor piston group will calculate the thermodynamic cycle. Furthermore, we see the effects of force acting on the piston group in the most strained moments of the cycle. For the reconstructed load piston group perform voltage control in piston pin and strength control rods of the eye. In conclusion, we compare the calculated values of permissible stress values and find a design safety factor for the part.

Klíčová slova

Motor, pístní skupina, píst, ojnice, oko ojnice, termodynamický cyklus, izochorický, adiabatický děj, zakřivený prut, napětí, měrný tlak, setrvačná síla.

Keywords:

Engine, piston group, piston, connecting rod, connecting rod eye, thermodynamic cycle, isochoric, adiabatic process, curved rod, tension, specific pressure, inertia power.



Bibliografická citace:

KRÁL, S. Pístní skupina řadového čtyřválcového zážehového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 37 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně a bez cizí pomoci. Přičemž jsem vycházel ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne: 25. 5.2010

.....
podpis



Poděkování:

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracovávání mé bakalářské práce.



Obsah práce

Úvod	9
Poznámky k řešení	10
1 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU	11
2 VÝPOČET TERMODYNAMICKÉHO CYKLU	12
2.1 Veličiny nutné pro výpočet termodynamického cyklu:	13
2.2 Termodynamické děje	13
2.2.1 Počáteční podmínky, sání	13
2.2.2 Adiabatická komprese	14
2.2.3 Izochorický přívod tepla, hoření	14
2.2.4 Adiabatická expanze splodin	14
2.2.5 p-V diagram termodynamického cyklu zážehového motoru	15
3 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA PÍST	16
3.1 Síla působící na píst od tlaků plynů	16
3.1.1 Maximální síla vyvolaná tlakem plynů	16
3.2 Setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny	17
3.2.1 Hmotnost pístní skupiny	18
3.2.2 Zrychlení pístní skupiny	18
3.2.3 Setrvačná síla působící na píst a pístní čep	20
3.3 Velikost celkové síly působící na pístní skupinu	21
4 VÝPOČET MĚRNÉHO TLAKU	21
4.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	22
4.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	22
5 VÝPOČET NAPĚTÍ V PÍSTNÍM ČEPU	23
5.1 Namáhání pístního čepu ohybem	23
5.1.1 Rovnice statické rovnováhy uvolněného prvku prutu	24
5.1.2 Modul odporu v ohybu	24
5.1.3 Maximální ohybové napětí	24
5.2 Namáhání pístního čepu smykem	24
6 PEVNOSTNÍ KONTROLA OKA OJNICE	25
6.1 Měrný tlak mezi pouzdem a okem ojnice	25
6.1.1 Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku provozní teploty motoru	26
6.1.2 Výsledný měrný tlak	26
6.1.3 Napětí ve vnějším a vnitřním vlákně	27
6.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	27
6.2.1 Nahrazení vazbových účinků silou a momentem	28
6.2.2 Moment a normálová síla v místě vetknutí I-I	28
6.2.3 Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně průřezu I-I	29
6.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů	30
6.3.1 Nahrazení vazbových účinků silou a momentem	30
6.3.2 Moment a normálová síla v místě vetknutí I-I	30
6.3.3 Normálové napětí vyvolané tlakovou silou	31
6.4 Výsledná napětí	31
6.5 Únavové zatížení MSÚ, bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti MSP	32
7 ZÁVĚR	34
Použité symboly	35
Seznam použitých zdrojů	37





Úvod

Od svého vzniku až po současnost prodělal zážehový motor dlouhou cestu vývoje. V současné době je trend vývoje spalovacích motorů zaměřen na nízkoobjemové přeplňované agregáty, kde se klade důraz na nízké emisní hodnoty.

Oběh motoru začíná nasátím vzduchu, do kterého se přimísí palivo. Pokud je tvorba směsi zajištěna karburátorem nebo vstřikováním do sacího potrubí, jedná se o vnější tvorbu směsi. Palivo může být také vstříknuto přímo do válce motoru, pak se jedná o vnitřní tvorbu. Po doběhu pístu do dolní úvratí dojde k uzavření sacího ventilu a následné kompresi směsi. Zapálení směsi je závislé na otáčkách motoru. Při vyšších otáčkách je nutné zapálit směs dříve, tak aby došlo k dokonalému prohoření celého objemu směsi, neboť rychlost hoření směsi je konstantní. Po zapálení směsi dojde k expanzi zplodin hoření, přičemž píst koná práci. Výkon je přenášen pomocí klikového mechanismu na výstupní hřídel. Následuje výfuk zplodin, které procházejí katalyzátorem. Ve výfukovém potrubí se také nachází lambda sonda, která slouží jako zpětná vazba pro elektronickou přípravu směsi.

Výkon nutný pro kompresi směsi je zajištěn setrvačnými hmotami setrvačníku, který v době přebytku akumuluje energii vzniklou hořením směsi a v době nedostatku ji naopak dodává, tímto zároveň vyhlazuje výstupní moment.

Řízení ventilů je realizováno pomocí vačkového hřídele. Rozeznáváme tři základní druhy ventilových rozvodů OHV, OHC a SV. V současné době se používá převážně rozvodů OHC a OHV, rozvody SV jsou například používány u motorů pro zahradní sekačky z důvodu jednoduchosti konstrukce.

Umístění vačkového hřídele OHV rozvodu je v bloku motoru a ventily umístěné v hlavě válce jsou ovládány pomocí vahadla, ventilovou tyčinkou a následně zdvihátkem. Výhodou toho systému je jednoduchá konstrukce hlavy válce a napřímení sacích a výfukových kanálů, což má za následek snížení odporu při proudění vzduchu (směsi). Nevýhodou je pak větší hmotnost pohybujících se částí rozvodu.

Ventilový rozvod OHC má umístěný vačkový hřídel nad hlavou válců, ventily pak v hlavě válců. Nevýhodou je složitější konstrukce hlavy motoru, avšak dosáhlo se redukce posuvných součástí rozvodu a tudíž ke snížení hmotnosti posuvných hmot.



Poznámky k řešení

Při pevnostních výpočtech jsem postupoval dle ročníkového projektu, uvedeného v seznamu použitých zdrojů pod číslem [2]. Výpočet termodynamického cyklu je proveden podle skript termodynamiky v seznamu použitých zdrojů pod číslem [1]. Pro výpočet jsem využil softwaru Mathcad 12, uvedené hodnoty jsou vyčísleny na dvě desetinná místa.



1 TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU

Vybraným motorem pro stanovení provozních, geometrických a termodynamických parametrů je motor určený pro pohon automobilu Škoda 120.

Jedná se o čtyřdobý, benzínový, zážehový a řadový čtyřválec, chlazený kapalinou. O přípravu směsi se stará dvoustupňový karburátor značky Jikov. Ventilový rozvod je realizován systémem OHV (overhead valves – ventily shora v hlavě).

V následující tabulce jsou uvedeny technické parametry motoru a parametry nutné pro výpočet termodynamického cyklu.

Tab.1 Parametry motoru a parametry nutné pro výpočet termodynamického cyklu

Vrtání válce	$d=72 \text{ mm}$
Zdvih pístu	$z=72 \text{ mm}$
Zdvihový objem	1174 mm^3
Kompresní poměr	$\varepsilon=8,5$
Maximální výkon (ČSN) ¹	38,3 kW při 5000 ot./min
Stechiometrický směšovací poměr ²	$\lambda_s=14,7 \text{ kg vzduchu/ 1 kg paliva}$
Součinitel přebytku vzduchu ³	$\lambda=1$
Atmosférický tlak	$p_1=101325 \text{ Pa}$
Teplota okolí	$T_1=293,15 \text{ K}$
Poissonova konstanta	$\kappa=1,4$
Měrná plynová konstanta	$r=287,04 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	$c_v=0,714 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Jmenovité otáčky	$n=5000 \text{ ot./min}$
Spodní výhřevnost paliva (benzín)	$\text{LHV}=42 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Teoretická účinnost zážehového motoru	$\eta=0,32$
Počet válců	$i=4$

¹bržděný motor má v činnosti všechna příslušenství včetně odváděcího výfukového potrubí a tlumiče výfuku.

²množství vzduchu potřebné pro dokonalé shoření jednoho kilogramu paliva

³poměr skutečné přivedené hmotnosti vzduchu k hmotnosti vzduchu potřebné pro stochiometrické hoření

$\lambda=1$ skutečně přivedená hmotnost vzduchu odpovídá teoretické spotřebě

$\lambda>1$ chudá směs s přebytkem vzduchu

$\lambda<1$ bohatá směs, nedostatek vzduchu

2 VÝPOČET TERMODYNAMICKÉHO CYKLU

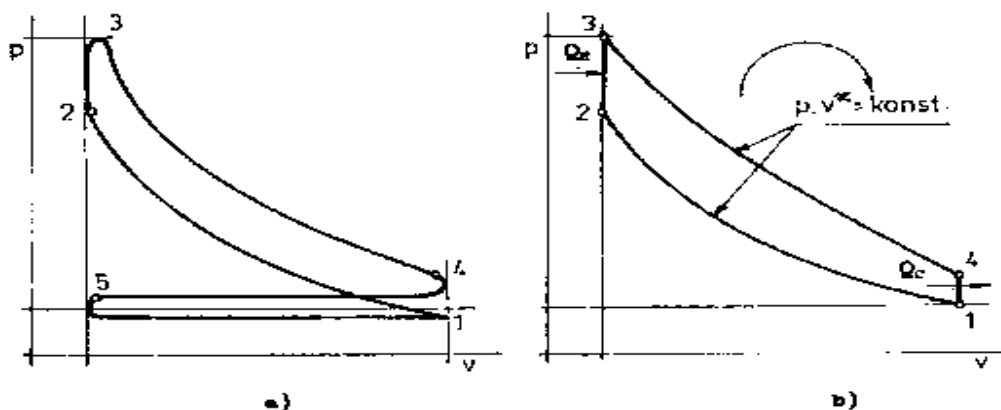
Pro modelování termodynamického cyklu použijeme zjednodušený indikátorový oběh čtyřdobého zážehového motoru, obr. 1b. Jedná se o ideální izochorický oběh, tento oběh se skládá ze čtyř termodynamických dějů.

Adiabatická komprese simuluje pohyb pístu z dolní úvratě do horní, při zavřených sacích i výfukových ventilech. Jedná se o relativně rychlý děj, uvažujeme že nedojde k výměně tepla stlačovaného objemu s okolím. Tento děj vyžaduje práci nutnou pro stlačení směsi na kompresní objem.

Hoření paliva je zjednodušeno na izochorický přívod tepla. Je nutné uvědomit si, že zhruba jen jedna třetina tepla vzniklého hořením paliva se přemění na efektivní práci spalovacího motoru. Zbytek přivedené energie je odveden chladicí soustavou, výfukovými plyny a část se spotřebuje na překonání třecích sil v motoru.

Po vyhoření paliva nastává pracovní fáze motoru, adiabatická expanze. Pouze při tomto ději motor vykonává práci, píst se pohybuje z horní úvratě do dolní vlivem expandujících se splodin.

Poslední fází termodynamického cyklu je výfuk zplodin vzniklých při hoření směsi. Tento děj je nahrazen izochorickým odvodem tepla [1].



Obr.1 a) Indikátorový diagram, b) Porovnávací diagram [1]

Dle obr.1:	a) 1-2 komprese	b) 1-2 adiabatická komprese
	2-3 zážeh	2-3 izochorický přívod tepla
	3-4 expanze	3-4 adiabatická expanze
	4-5 výfuk	4-3 izochorický odvod tepla
	5-1 sání	



2.1 Veličiny nutné pro výpočet termodynamického cyklu:

Zdvihový objem:

$$V_z = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot (72 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 2,93 \cdot 10^{-4} m^3$$

Kompresní objem:

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \Rightarrow V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{2,93 \cdot 10^{-4}}{8,5 - 1} = 3,91 \cdot 10^{-5} m^3$$

Celkový objem:

$$V_c = V_z + V_k = 2,93 \cdot 10^{-4} + 3,91 \cdot 10^{-5} = 3,32 \cdot 10^{-4} m^3$$

Hmotnost nasátého vzduchu:

$$p_1 \cdot V_c = m \cdot r \cdot T_1 \Rightarrow m = \frac{V_c \cdot p_1}{T_1 \cdot r} = \frac{3,32 \cdot 10^{-4} \cdot 1,01 \cdot 10^5}{293,15 \cdot 287,04} = 3,99 \cdot 10^{-4} kg$$

Hmotnost paliva:

$$m_b = \frac{m}{\lambda_s} = \frac{3,99 \cdot 10^{-4}}{14,7} = 2,71 \cdot 10^{-5} kg$$

Teplo vzniklé hořením paliva:

$$Q_h = m_b \cdot LHV = 2,71 \cdot 10^{-5} \cdot 42 \cdot 10^6 = 1,14 \cdot 10^3 J$$

Teplo přeměněné na výkon:

$$Q = \eta \cdot Q_h = 0,32 \cdot 1,14 \cdot 10^3 = 364,6 J$$

2.2 Termodynamické děje

2.2.1 Počáteční podmínky, sání

$$T_1 = 293,15 K$$

$$V_c = 3,32 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$p_1 = 1,01 \cdot 10^5 Pa$$

2.2.2 Adiabatická komprese

Tlak na konci komprese:

$$p_1 \cdot V_c^\kappa = p_2 \cdot V_k^\kappa \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^{\kappa-1} = 1,01 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{3,32 \cdot 10^{-4}}{3,91 \cdot 10^{-5}} \right)^{1,41-1} = 2,06 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci komprese:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^{\kappa-1} = 293,15 \cdot \left(\frac{3,32 \cdot 10^{-4}}{3,91 \cdot 10^{-5}} \right)^{1,41-1} = 704,94 \text{ K}$$

Objemová práce:

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_c - p_2 \cdot V_k}{\kappa - 1} = \frac{1,01 \cdot 10^5 \cdot 3,32 \cdot 10^{-4} - 2,06 \cdot 10^6 \cdot 3,91 \cdot 10^{-5}}{1,41 - 1} = -114,97 \text{ J}$$

Technická práce komprese:

$$A_{t12} = \kappa \cdot A_{12} = 1,41 \cdot (-114,97) = -162,1 \text{ J}$$

2.2.3 Izochorický přívod tepla, hoření

$$Q = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_k \cdot (p_3 - p_2) \Rightarrow p_3 = \frac{Q \cdot (\kappa - 1)}{V_k} + p_2 = \frac{364,6 \cdot (1,41 - 1)}{3,91 \cdot 10^{-5}} + 2,06 \cdot 10^6 = 5,89 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci hoření:

$$\frac{T_3}{p_3} = \frac{T_2}{p_2} \Rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{p_3}{p_2} = 704,94 \cdot \frac{5,89 \cdot 10^6}{2,06 \cdot 10^6} = 2,01 \cdot 10^3 \text{ K}$$

2.2.4 Adiabatická expanze splodin

Tlak na konci expanze:

$$p_3 \cdot V_k^\kappa = p_4 \cdot V_c^\kappa \Rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_k}{V_c} \right)^\kappa = 5,89 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{3,91 \cdot 10^{-5}}{3,32 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,41} = 2,88 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Teplota na konci expanze:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^{\kappa-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_c}{V_k} \right)^{1-\kappa} = 2,01 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{3,32 \cdot 10^{-4}}{3,91 \cdot 10^{-5}} \right)^{1-1,41} = 836,23 \text{ K}$$

Objemová práce expanze:

$$A_{34} = \frac{p_3 \cdot V_k - p_4 \cdot V_c}{\kappa - 1} = \frac{5,89 \cdot 10^6 \cdot 3,91 \cdot 10^{-5} - 2,88 \cdot 10^5 \cdot 3,32 \cdot 10^{-4}}{1,41 - 1} = 327,95 J$$

Technická práce expanze:

$$A_{t34} = \kappa \cdot A_{34} = 1,41 \cdot 327,95 = 462,4 J$$

Práce vykonaná cyklem

$$A_0 = A_{12} + A_{34} = -114,97 + 327,95 = 212,98 J$$

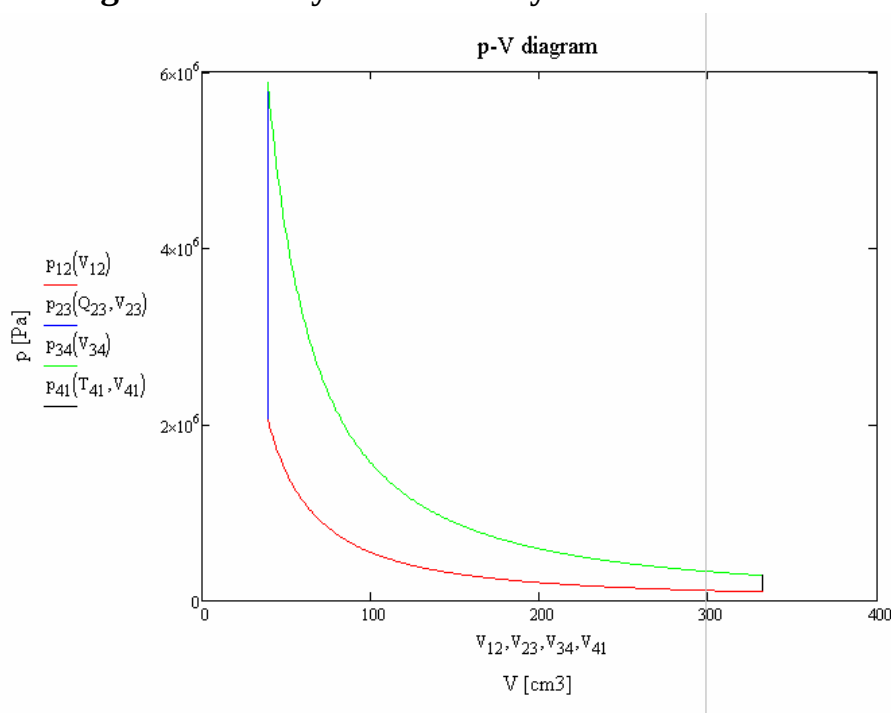
Teoretický výkon válcové jednotky při jmenovitých otáčkách

$$P_t = \frac{A_0 \cdot n}{2 \cdot 60} = \frac{212,98 \cdot 5000}{2 \cdot 60} = 8,87 \cdot 10^3 W$$

Teoretický výkon motoru při jmenovitých otáčkách

$$P_{tc} = \frac{A_0 \cdot n \cdot i}{2 \cdot 60} = \frac{212,98 \cdot 5000 \cdot 4}{2 \cdot 60} = 3,55 \cdot 10^4 W$$

2.2.5 p-V diagram termodynamického cyklu zážehového motoru



3 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA PÍST

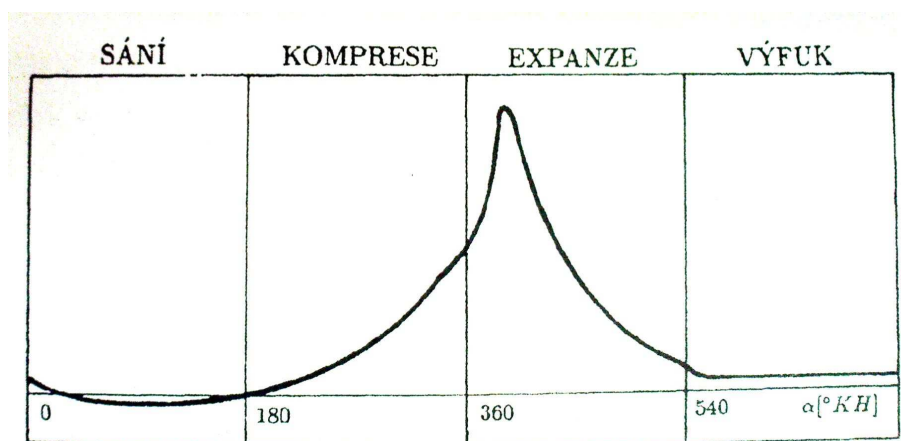
Abychom byli schopni provést pevnostní kontrolu oka ojnice, musíme nejdříve určit její zatížení.

Oko ojnice je zatíženo následujícími silami:

- silami od tlaků plynů působících při spalování na dno pístu
- setrvačnými silami posuvných částí pístní skupiny
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra

3.1 Síla působící na píst od tlaků plynů

Na píst působí tlak expandujících plynů, přičemž jeho hodnota je závislá na úhlu natočení klikového hřídele α . Nejvyšší hodnota tlaku je dosažena v horní úvratí pístu na začátku expanze. Tlak působící na píst lze nahradit osamělou silou a její závislost na úhlu natočení klikového hřídele vynést do p - α diagramu obr.2, [2].



Obr.2 p - α diagram [3]

3.1.1 Maximální síla vyvolaná tlakem plynů

Horní úvrat' (expanze)

$$F_{p_{\max 0}} = S_p \cdot (p_{\max 0} - p_{\text{atm}}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (p_{\max 0} - p_{\text{atm}}) = \frac{\pi \cdot 72^2}{4} \cdot (5,89 - 0,1) = 2,36 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Dolní úvrat' (expanze)

$$F_{p_{\max 180}} = S_p \cdot (p_{\max 180} - p_{\text{atm}}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (p_{\max 180} - p_{\text{atm}}) = \frac{\pi \cdot 72^2}{4} \cdot (0,29 - 0,1) = 761,81 \text{ N}$$

Síla působící na píst při sacím zdvihu vlivem podtlaku $p_p=0,08\text{MPa}$.

$$F_{psací} = S_p \cdot (p_p - p_{atm}) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (p_p - p_{atm}) = \frac{\pi \cdot 72^2}{4} \cdot (0,08 - 0,1) = -81,43\text{N}$$

3.2 Setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny

Pístní skupina se skládá z pístu, pístních kroužků, pístního čepu a jeho axiálního zajištění obr.3. Pro výpočet setrvačné síly je nutné znát hmotnost pístní skupiny m_{ps} , kterou soustředíme do hmotného bodu na ose pístního čepu.

Jednotlivé hmotnosti byly odečteny z 3D modeláře Solidworks na základě vytvořených modelů a zadaných hustot materiálů součástí.

Při zjišťování zrychlení vycházíme z pohybové rovnice pístní skupiny, její druhou derivací zjistíme okamžité zrychlení. Kinematické schéma pro odvození pohybové rovnice obr.4. Pro usnadnění řešení zavádíme tzv. ojniční poměr $\lambda_o = r/l$. Při derivaci využijeme nekonečné řady pomocí binomické věty. Maximální zrychlení nastává v dolní a horní úvratí. Závislost zrychlení na úhlu natočení klikové hřídele je znázorněna na obr.5, průběh setrvačné síly pak na obr.6, [3].

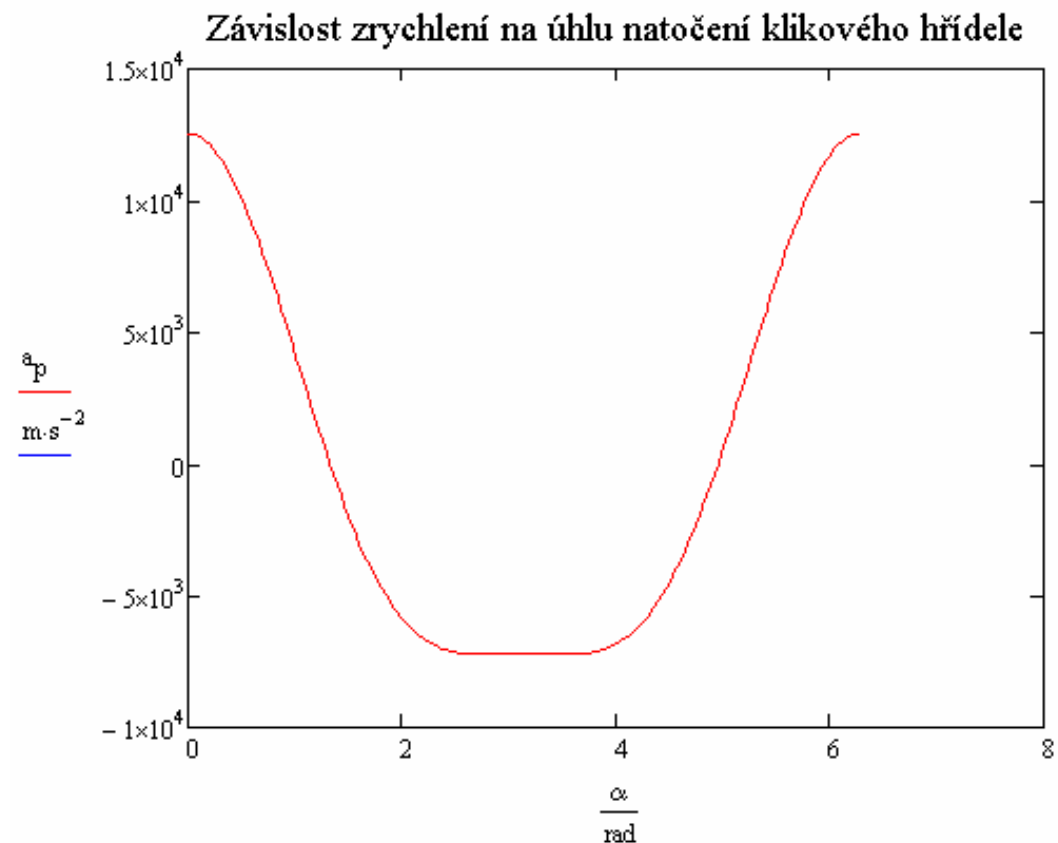


Obr.3 Sestava pístní skupiny včetně ojnice

Okamžité zrychlení pístní skupiny

$$a_p = \frac{dv_p}{dr} = \omega \cdot \frac{dv_p}{d\alpha}$$

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_o \cdot \cos 2\alpha)$$



Obr.5 Zrychlení pístní skupiny

Maximální zrychlení pístní skupiny v horní úvrati ($\alpha=0^\circ$)

$$a_{p0} = r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda_o) = 36 \cdot 10^{-3} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{5000}{60} \right)^2 \cdot (1 + 0,271) = 1,25 \cdot 10^4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Maximální zrychlení pístní skupiny v dolní úvrati ($\alpha=180^\circ$)

$$a_{p180} = -r \cdot \omega^2 \cdot (1 - \lambda_o) = -36 \cdot 10^{-3} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{5000}{60} \right)^2 \cdot (1 - 0,271) = -7,19 \cdot 10^3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

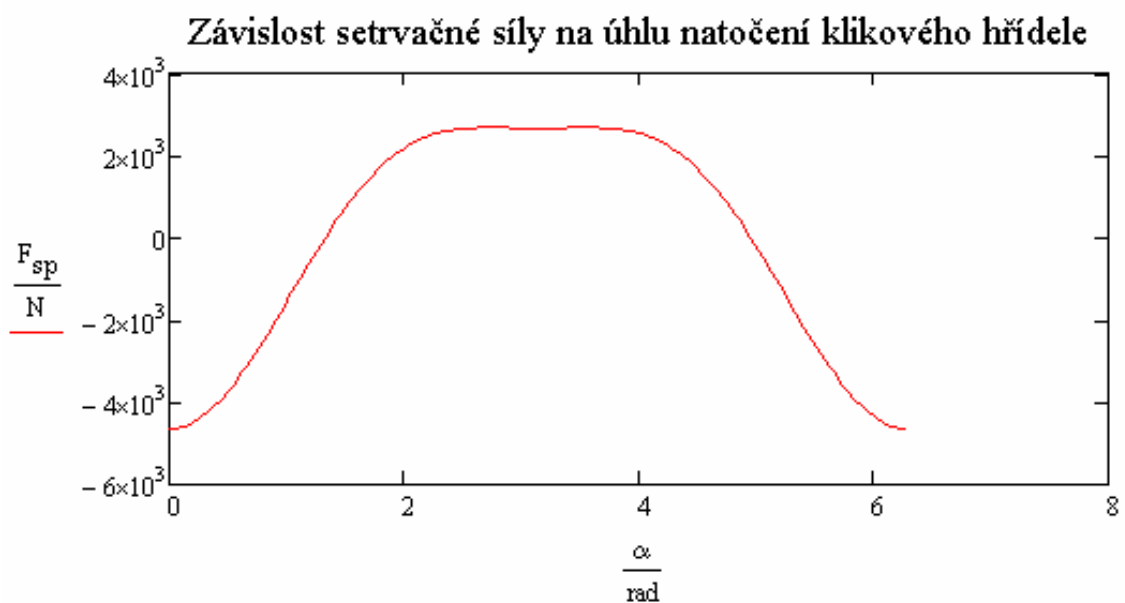
3.2.3 Setrvačná síla působící na píst a pístní čep

Velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny včetně pístního čepu

$$F_s = -m_p \cdot a_p = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_o \cdot \cos 2\alpha)$$

Velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny bez pístního čepu

$$F_s' = -m_p' \cdot a_p = -m_p' \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_o \cdot \cos 2\alpha)$$



Obr.6 Průběh setrvačné síly pístní skupiny

Maximální velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny v horní úvrati včetně pístního čepu

$$F_{sp0} = -m_p \cdot a_{p0} = -0,370 \cdot 1,25 \cdot 10^4 = -4,64 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Maximální velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny v horní úvrati bez pístního čepu

$$F_{sp0}' = -m_p' \cdot a_{p0} = -0,281 \cdot 1,25 \cdot 10^4 = -3,53 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Maximální velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny v dolní úvrati bez pístního čepu

$$F_{sp180} = -m_p \cdot a_{p180} = -0,370 \cdot (-7,2 \cdot 10^3) = 2,66 \cdot 10^3 \text{ N}$$



Maximální velikost setrvačné síly posuvných částí pístní skupiny v dolní úvrati bez pístního čepu

$$F_{sp180}' = -m_p \cdot a_{p180} = -0,281 \cdot (-7,2 \cdot 10^3) = 2,03 \cdot 10^3 \text{ N}$$

3.3 Velikost celkové síly působící na pístní skupinu

Maximální celková síla působící na pístní skupinu bude v horní úvrati na začátku expanzní doby. Její velikost je součtem setrvačných sil a sil od tlaku plynů [2].

Maximální celková síla působící na pístní skupinu v horní úvrati včetně pístního čepu

$$F_{c0} = F_{p \max 0} + F_{sp0} = 2,36 \cdot 10^4 - 4,64 \cdot 10^3 = 1,89 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Maximální celková síla působící na pístní skupinu v horní úvrati bez pístního čepu

$$F_{c0}' = F_{p \max 0} + F_{sp0}' = 2,36 \cdot 10^4 - 3,53 \cdot 10^3 = 2,0 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Maximální celková síla působící na pístní skupinu v dolní úvrati včetně pístního čepu

$$F_{c180} = F_{p \max 180} + F_{sp180} = 761,81 + 2,66 \cdot 10^3 = 3,43 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Maximální celková síla působící na pístní skupinu v dolní úvrati bez pístního čepu

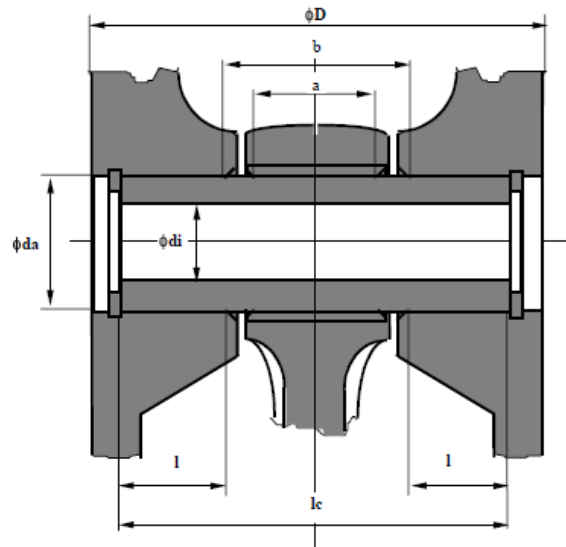
$$F_{c180}' = F_{p \max 180} + F_{sp180}' = 761,81 + 2,03 \cdot 10^3 = 2,79 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Maximální celková síla působící na pístní skupinu v horní úvrati při sacím zdvihu (včetně pístního čepu)

$$F_{csaci} = F_{psaci} + F_{sp0} = -81,43 - 4,64 \cdot 10^3 = -4,72 \cdot 10^3 \text{ N}$$

4 VÝPOČET MĚRNÉHO TLAKU

V následujících výpočtech budeme uvažovat maximální sílu působící na pístní skupinu, tj. sílu v horní úvrati. Tuto osamělou sílu převedeme na měrný tlak, působící na styčné ploše pístu-pístního čepu a pístního čepu-oko ojnice a provedeme kontrolu. Geometrické rozměry byly odměřeny z reálné součásti viz. obr.7, tab.2, [2].



Obr.7 Rozměry charakterizující uložení pístního čepu [2]

Tab. 2 Rozměry uložení pístního čepu

Průměr pístu	D	72mm
Vnější průměr pístního čepu	da	20mm
Průměr odlehčení píst.čepu	di	13mm
Šířka ojnicního oka	a	23mm
Délka styčné plochy pístu a pístního čepu	l	14,75mm
Délka pístního čepu	lc	58,5mm
Vzdálenost nálitků pro pístní čep	b	29mm
Zkosení ojnicního pouzdra	r _s	0,5mm

4.1 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice

$$p_o = \frac{F_{c0}}{(a - 2 \cdot r_s) \cdot d_a} = \frac{1,89 \cdot 10^4}{(23 - 2 \cdot 0,5) \cdot 20} = 43,01 \text{ MPa}$$

4.2 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu

$$l = \frac{l_c - b}{2} = \frac{58,5 - 29}{2} = 14,75 \text{ mm}$$

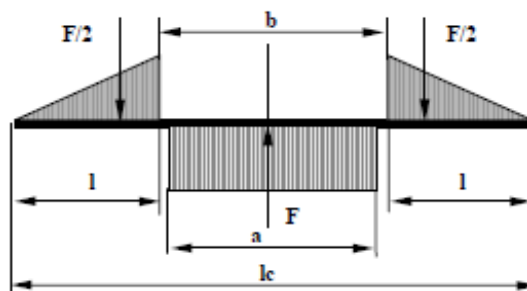
$$p_p = \frac{F_{c0}'}{2 \cdot d_a \cdot l} = \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 20 \cdot 14,75} = 33,96 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí měrného tlaku pro písty z hliníkových slitin pro nepřepřlňované motory: ojnice 20 až 39MPa, píst 15 až 34MPa . Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice přesahuje dovolenou hodnotu [2].

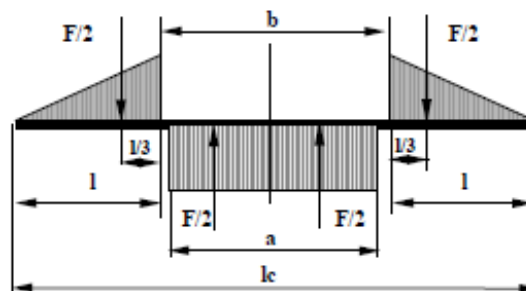
5 VÝPOČET NAPĚTÍ V PÍSTNÍM ČEPU

5.1 Namáhání pístního čepu ohybem

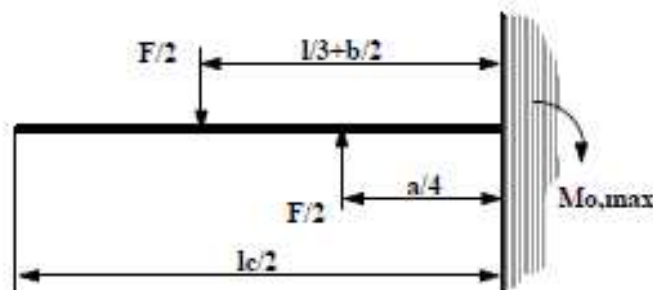
Spojité zatížení převedeme na zatížení osamělými silami, obr.8. Čep nahradíme prutovým modelem daného průřezu, obr.9. Maximální ohybový moment působí uprostřed délky pístního čepu. S využitím symetrie úlohy uvolníme prvek prutu, obr.10, [2].



Obr.8 Nahrazení spojitého zatížení pístního čepu osamělou silou [2]



Obr.9 Ohybové namáhání pístního čepu [2]



Obr.10 Uvolněný prvek prutu [2]



5.1.1 Rovnice statické rovnováhy uvolněného prvku prutu

$$M_{o,\max} = \frac{F_{c0}}{2} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{l_c - b}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{a - r_s}{4}$$

$$M_{o,\max} = \frac{F_{c0}}{12} \cdot \left(l_c + 2 \cdot b - \frac{3}{2} \cdot (a - 2 \cdot r_s) \right) = \frac{1,94 \cdot 10^4}{12} \cdot \left(58,5 + 2 \cdot 29 - \frac{3}{2} \cdot (23 - 2 \cdot 0,5) \right) \cdot 10^{-3}$$

$$M_{o,\max} = 135,27 \text{ Nm}$$

5.1.2 Modul odporu v ohybu

$$p = \frac{d_i}{d_a} = \frac{13}{20} = 0,65$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_a^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot d_a^3}{32} \cdot [1 - p^4] = \frac{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^3}{32} \cdot [1 - (0,65)^4] = 6,45 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

5.1.3 Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{o,\max} = \frac{M_{o,\max}}{W_o} = \frac{135,27}{6,45 \cdot 10^{-7}} = 209,7 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro pístní čepy ze slitinových ocelí namáhaných ohybem $\sigma_{0,dov} = 250$ až 500 MPa , vypočtená hodnota vyhovuje daným požadavkům.

5.2 Namáhání pístního čepu smykem

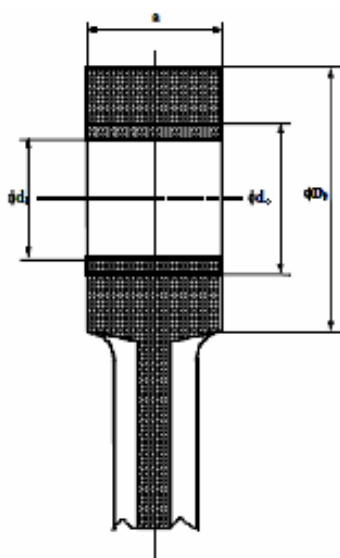
$$\tau_{\max} = \frac{0,85 \cdot F_{c0} \cdot (1 + p + p^2)}{d_a^2 \cdot (1 - p^4)} = \frac{0,85 \cdot 1,94 \cdot 10^4 \cdot (1 + 0,65 + 0,65^2)}{20^2 \cdot (1 - 0,65^4)} = 104,2 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro pístní čepy ze slitinových ocelí namáhaných smykem $\tau_{dov} = 120$ až 220 MPa , vypočtená hodnota vyhovuje daným požadavkům.

6 PEVNOSTNÍ KONTROLA OKA OJNICE

Ojnice koná obecný rovinný pohyb, slouží pro transformaci vratného translačního pohybu pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Skládá se z oka ojnice, hlavy ojnice a z dříku. V oku ojnice je nalisováno bronzové pouzdro pro uložení pístního čepu. Tvar hlavy ojnice se odvíjí od způsobu výroby klikového hřídele, u kovaných, nedělených hřídelí, je nutné použít z hlediska montáže dělenou hlavu spojenou ojnicními šrouby. Pokud je však ojnice uložena na klikovém čepu na valivých ložiscích (dvoudobé motory), nebo je-li klikový hřídel dělený z jiného důvodu, lze použít nedělenou hlavu ojnice.

Ojnice je velmi namáhaná součást motoru, na kterou je zároveň kladen požadavek na nízkou hmotnost z hlediska setrvačných sil, což musíme zohlednit při jejím návrhu [3].



Tab.3 Rozměry ojnicního oka

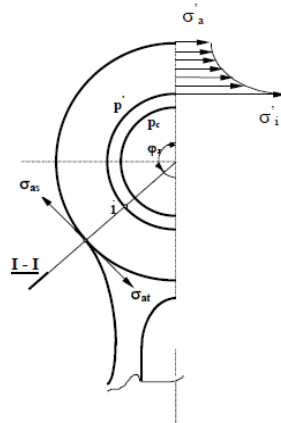
Šířka ojnice	a	23mm
Vnější průměr oj.oka	D_0	30mm
Vnitřní průměr oj.oka	d_0	22mm
Vnitřní průměr pouzdra	d_1	20mm

Obr.11 Základní rozměry ojnicního oka

6.1 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice

Zalisováním ložiskového pouzdra do oka ojnice vzniká spojitě zatížení (měrný tlak) na vnitřním povrchu ojnicního oka vlivem přesahu e . Tento měrný tlak se dále zvětšuje v důsledku tepelné roztažnosti materiálu pouzdra během provozu a vyvolává ve všech příčných průřezích oka určité konstantní napětí.

Pro výpočet tohoto napětí použijeme model silnostěnné nádoby namáhané vnitřním přetlakem [2].



Obr.12 Napětí oka ojnice v důsledku zalisování a ohřevu ojničního pouzdra [2]

Materiálové charakteristiky:

Bronz:

Součinitel lineární tepelné roztažnosti

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

Modul pružnosti v tahu

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

Ocel:

Součinitel lineární tepelné roztažnosti

$$\alpha_o = 1,0 \cdot 10^{-5} K^{-1}$$

Modul pružnosti v tahu

$$E_o = 2,2 \cdot 10^5 MPa$$

Poissonova konstanta

$$\mu = 0,3$$

Přesah pouzdra před zalisováním do ojničního oka

$$e = 0,02 mm$$

Ohřev oka ojnice za provozu motoru

$$\Delta t = 120 K$$

6.1.1 Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku provozní teploty motoru

$$e_t = d \cdot \Delta t \cdot (\alpha_b - \alpha_o) = 22 \cdot 120 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) = 21,12 \cdot 10^{-3} mm$$

6.1.2 Výsledný měrný tlak

$$c_o = \frac{D_o^2 + d^2}{D_o^2 - d^2} = \frac{30^2 + 22^2}{30^2 - 22^2} = 3,33$$

$$c_p = \frac{d^2 + d_i^2}{d^2 - d_i^2} = \frac{22^2 + 20^2}{22^2 - 20^2} = 10,52$$

$$p = \frac{e + e_i}{d \cdot \left(\frac{c_0 + \mu}{E_0} + \frac{c_p - \mu}{E_b} \right)} = \frac{0,02 + 21,12 \cdot 10^{-3}}{23 \cdot \left(\frac{3,33 + 0,3}{2,2 \cdot 10^5} + \frac{10,52 - 0,3}{1,15 \cdot 10^5} \right)} = 16,9 \text{ MPa}$$

6.1.3 Napětí ve vnějším a vnitřním vlákne

Vnější vlákno:

$$\sigma_a' = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{D_0^2 - d^2} = 16,9 \cdot \frac{2 \cdot 22^2}{30^2 - 22^2} = 39,32 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno:

$$\sigma_i' = p \cdot \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} = 16,9 \cdot \frac{30^2 + 22^2}{30^2 - 22^2} = 56,22 \text{ MPa}$$

Dovolená hodnota měrného tlaku $\sigma_{dov} = 100$ až 150 MPa , vypočtené hodnoty vyhovují daným požadavkům.

6.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

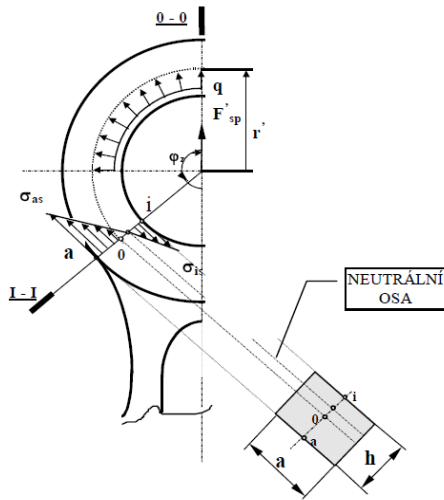
Namáhání setrvačnou silou je vyvoláno posuvnými částmi pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvrati mezi výfukovým a sacím zdvihem. Průběhy zatížení a napětí v ojnicím oku, obr.13.

Pro výpočet napětí nahrazujeme oko ojnice modelem silně zakřiveného prutu, obr.14, o poloměru r' , což je poloměr spojnice těžišť příčných průřezů. Všechny průřezy kolmé na střednici jsou namáhány kombinovaně na ohyb a tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Jejich největší hodnota je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dříku ojnic, odpovídající úhlu ukotvení $\varphi_z = 130^\circ$.

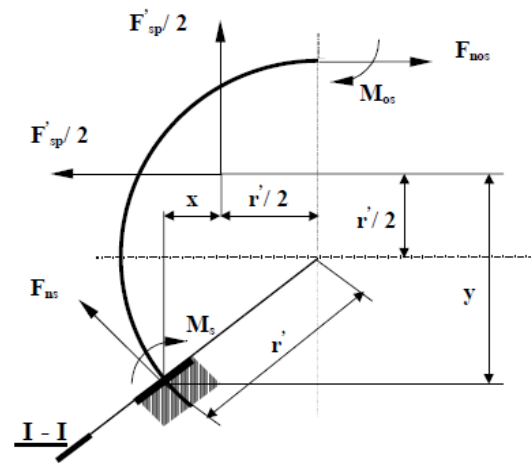
Průběh napětí ve vnitřních vláknech σ_{is} má maximum v průřezu kolmém na osu ojnice.

Během zatěžování dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdrem oka ojnice, což vyvolá spojitě zatížení q na horní polovinu oka ojnice.

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} [2].



Obr.13 Průběhy zatížení a napětí v ojnicím oku [2]



Obr.14 Model silně zakřiveného kruhového prutu [2]

Poloměr střednice

$$r' = \frac{D_0 + d}{4} = \frac{30 + 22}{4} = 13 \text{ mm} = 13 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

6.2.1 Nahrazení vazbových účinků silou a momentem

$$M_{os} = F_{csací} \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) = 4,72 \cdot 10^3 \cdot 13 \cdot 10^{-3} \cdot (0,00033 \cdot 130 - 0,0297)$$

$$M_{os} = 0,81 \text{ Nm}$$

$$F_{nos} = F_{csací} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_z) = 4,72 \cdot 10^3 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 130)$$

$$F_{nos} = 2,21 \cdot 10^3 \text{ N}$$

6.2.2 Moment a normálová síla v místě vetknutí I-I

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_z) - 0,5 \cdot F_{csací} \cdot r' \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z)$$

$$M_s = 0,81 + 2,21 \cdot 10^3 \cdot 13 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos 130^\circ) - 0,5 \cdot 4,72 \cdot 10^3 \cdot 13 \cdot 10^{-3} \cdot (\sin 130^\circ - \cos 130^\circ)$$

$$M_s = 4,78 \text{ Nm}$$

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos \varphi_z + 0,5 \cdot F_{csací} \cdot (\sin \varphi_z - \cos \varphi_z)$$

$$F_{ns} = 2,21 \cdot 10^3 \cdot \cos 130^\circ + 0,5 \cdot 4,72 \cdot 10^3 \cdot (\sin 130^\circ - \cos 130^\circ)$$

$$F_{ns} = 1,9 \cdot 10^3 \text{ N}$$



6.2.3 Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně průřezu I-I

Tloušťka stěny oka ojnice

$$h = \frac{D_0 - d}{2} = \frac{30 - 22}{2} = 4 \text{ mm}$$

Vztahy pro výpočet normálových napětí jsou odvozeny za předpokladu, že výsledný vnitřní moment M_s přenáší pouze příčný průřez oka ojnice S_0 . Normálovou sílu F_{ns} však přenáší i průřez pouzdra oka ojnice S_p [2].

Příčný průřez oka ojnice

$$S_0 = \left(\frac{D_0 - d}{2} \right) \cdot a = \left(\frac{30 - 22}{2} \right) \cdot 23 = 92 \text{ mm}^2 = 9,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Příčný průřez pouzdra oka ojnice

$$S_p = \left(\frac{d - d_1}{2} \right) \cdot a = \left(\frac{22 - 20}{2} \right) \cdot 23 = 23 \text{ mm}^2 = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Podmínka: prodloužení oka i pouzdra ojnice v průřezu I-I jsou stejná

$$\frac{k_1 \cdot F_{ns}}{E_0 \cdot S_0} = \frac{(1 - k_1) \cdot F_{ns}}{E_b \cdot S_p} \Rightarrow k_1 = \frac{E_0 \cdot S_0}{E_0 \cdot S_0 + E_b \cdot S_p} = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 9,2 \cdot 10^{-5}}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 9,2 \cdot 10^{-5} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 2,3 \cdot 10^{-5}}$$

$$k_1 = 0,88$$

Napětí ve vnějším vlákně průřezu I-I

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

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot 4,78 \cdot \frac{6 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3})} + 0,88 \cdot 1,9 \cdot 10^3 \right] \cdot \frac{1}{23 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{as} = 89,18 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnitřním vlákně průřezu I-I

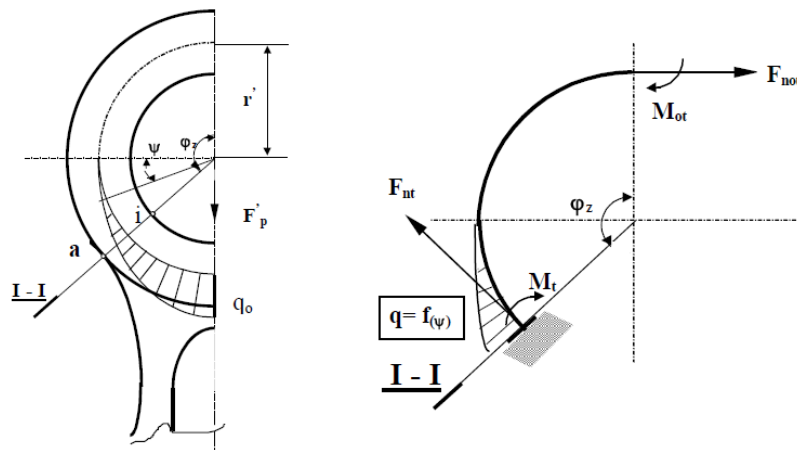
$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h(2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h}$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot 4,78 \cdot \frac{6 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 13 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3})} + 0,88 \cdot 1,9 \cdot 10^3 \right] \cdot \frac{1}{23 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{is} = -78,56 \text{ MPa}$$

6.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Tlak plynů ve válci při expanzním zdvihu vyvoluje spojitě zatížení $q = f(\psi)$ na oko ojnice. Předpokládejme, že výslednice tohoto spojitěho zatížení působí v ose ojnice. Pro výpočet použijeme opět model silně zakřiveného prutu, vetknutého v místě I-I obr.15. Pro řešení úlohy využijeme její symetričnosti, výsledné vnitřní účinky v průřezu 0-0 jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} [2].



Obr.15 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [2]

6.3.1 Nahrazení vazbových účinků silou a momentem

Úhel zakotvení oka do dřívku ojnice $\varphi_z = 130^\circ = 2,269 \text{ rad}$, na jeho základě určíme součinitele $a_1 = f(\varphi_z)$ a $a_2 = f(\varphi_z)$.

$$a_1 = 0,0085$$

$$a_2 = -0,003$$

$$F_{not} = a_1 \cdot F_{c0} = 0,0085 \cdot 1,89 \cdot 10^4 = 160,85 \text{ N}$$

$$M_{ot} = a_2 \cdot F_{c0} \cdot r' = -0,003 \cdot 1,89 \cdot 10^4 \cdot 13,25 \cdot 10^{-3} = -0,72 \text{ Nm}$$

6.3.2 Moment a normálová síla v místě vetknutí I-I

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2} \right) \cdot \sin \varphi_z - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_z = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2,269}{2} \right) \cdot \sin 130^\circ - \frac{1}{2} \cdot \cos 130^\circ$$

$$J = 0,054$$



Ohybový moment

$$M_t = F_{c0} \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right]$$
$$M_t = 1,89 \cdot 10^4 \cdot 13 \cdot 10^{-3} \cdot \left[-0,003 + 0,0085 \cdot (1 - \cos 130^\circ) - \frac{2}{\pi} \cdot 0,054 \right]$$
$$M_t = -5,76 \text{ Nm}$$

Normálová síla

$$F_{nt} = F_{c0} \cdot \left(a_1 \cdot \cos \varphi_z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right)$$
$$F_{nt} = 1,89 \cdot 10^4 \cdot \left(0,0085 \cdot \cos 130^\circ + \frac{2}{\pi} \cdot 0,054 \right)$$
$$F_{nt} = 547,09 \text{ N}$$

6.3.3 Normálové napětí vyvolané tlakovou silou

Vnější vlákno

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h(2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h}$$
$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot (-5,76) \cdot \frac{6 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-3})} + 0,88 \cdot 547,09 \right] \cdot \frac{1}{23 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}$$
$$\sigma_{at} = -80,29 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno

$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h(2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{a \cdot h}$$
$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot (-5,76) \cdot \frac{6 \cdot 13 \cdot 10^{-3} + 4 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 13 \cdot 10^{-3} - 4 \cdot 10^{-3})} + 0,88 \cdot 547,09 \right] \cdot \frac{1}{23 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}$$
$$\sigma_{it} = 121,9 \text{ MPa}$$

6.4 Výsledná napětí

Výsledná napětí jsou dána součtem jednotlivých napětí působících na oko ojnice během expanzního a sacího zdvihu.



Vnější vlákno při expanzním zdvihu

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_{at} + \sigma_a' = -80,29 + 39,32 = -40,97 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno při expanzním zdvihu

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_{it} + \sigma_i' = 121,9 + 56,22 = 178,12 \text{ MPa}$$

Vnější vlákno při sacím zdvihu

$$\sigma_{\max 3} = \sigma_{as} + \sigma_a' = 89,18 + 39,32 = 128,5 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno při sacím zdvihu

$$\sigma_{\max 4} = \sigma_{is} + \sigma_i' = -78,56 + 56,22 = -22,34 \text{ MPa}$$

6.5 Únavové zatížení MSÚ, bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti MSP

Amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max 2} - \sigma_{\max 4}}{2} = \frac{178,12 - (-22,34)}{2} = 100,17 \text{ MPa}$$

Střední napětí

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max 2} + \sigma_{\max 4}}{2} = \frac{178,12 + (-22,34)}{2} = 77,89 \text{ MPa}$$

Uvažovaný materiál ojnice: ČSN 41 3141

$$R_m = 725 \text{ MPa}$$

$$R_e = 450 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{450}{178,12} = 2,53$$

Mez únavy materiálu

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 725 = 362,5 \text{ MPa}$$



Korekční součinitelé pro výpočet korigované meze únavy

Součinitel povrchu

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 725^{-0,265} = 0,79$$

Součinitel velikosti

$$k_b = 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot 23^{-0,107} = 0,89$$

Součinitel zatížení

$$k_c = 1$$

Součinitel teploty

$$k_d = 1,02$$

Součinitel spolehlivosti

$$k_e = 0,8$$

Součinitel dalších vlivů

$$k_f = 1$$

Korigovaná mez únavy

$$\sigma_c' = \sigma_{co} \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f = 362,5 \cdot 0,79 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 0,8 \cdot 1$$

$$\sigma_c' = 207,97 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k MSÚ dle Goodmanova kritéria

$$k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c'} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{100,17}{207,97} + \frac{77,89}{725}} = 1,69$$



7 ZÁVĚR

Pro výpočet byly použity konkrétní geometrické rozměry reálných součástí daného motoru. Tyto součásti prošly procesem několika optimalizací, kde byly při návrhu využity zkušenosti získané experimenty a dlouholetou praxí při návrhu. Pro optimalizaci také mohly být použity nejen analytické metody návrhu, ale také numerické metody jako například metody konečných prvků. Proto musíme vzít v úvahu, že porovnáváme výpočty použité pro prvotní orientační návrh rozměrů součástí s rozměry skutečné součásti, která prošla již zmíněným procesem optimalizace. Nevyhovujících napětí při měrném tlaku mezi čepem a pouzdrem oka ojnice a měrném tlaku mezi čepem a oky v pístu, spolu s nízkou bezpečností vzhledem k MSÚ, mohou být důsledkem právě této skutečnosti. Nutno podotknout, že se jedná o jednotky MPa. Dalším důvodem by mohlo být použití materiálů s vyššími dovolenými napětími než jsme uvažovali.

Provedené výpočty by měly sloužit pouze k prvotnímu návrhu a posloužit jako první záchytný bod při návrhu. Tento návrh bude dále optimalizován za pomoci počítačových metod (MKP-metody konečných prvků), např. ANSYS, popřípadě experimentů. V současné době dochází k integraci těchto softwarů přímo do 3D CAD systémů, díky čemuž lze provést snáze prvotní pevnostní kontrolu již během samotného návrhu. Použitím těchto počítačových metod, lze minimalizovat nutnost experimentů, které jsou často finančně a časově velmi nákladné. Příkladem může být tým Virgin formule 1, jehož monopost byl bez testů v aerodynamickém tunelu navržen pouze metodou CFD, která simuluje dynamiku kapalin.

**Použité symboly**

d	[mm]	Vrtání válce
z	[mm]	Zdvih pístu
ε	[-]	Kompresní poměr
V_z	[m ³]	Zdvihový objem
V_k	[m ³]	Kompresní objem
V_c	[m ³]	Celkový objem
p	[MPa]	Tlak
T	[K]	Teplota
m	[kg]	Hmotnost nasátého vzduchu
m_b	[kg]	Hmotnost paliva
Q_h	[J]	Teplo vzniklé hořením paliva
Q	[J]	Teplo přeměněné na výkon
λ_s	[-]	Stechiometrický směšovací poměr
LHV	[MJ kg ⁻¹]	Spodní výhřevnost paliva
η	[-]	Teoretická účinnost zážehového motoru
i	[-]	Počet válců
A	[J]	Objemová práce
A_t	[J]	Technická práce
P	[kW]	Výkon motoru
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
F_p	[N]	Síla vyvolaná tlakem plynů
F_s	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
F_c	[N]	Celková síla působící na pístní skupinu
m_p	[kg]	Celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu
m_p'	[kg]	Celková hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu
s_p	[m]	Dráha pístu
v_p	[ms ⁻¹]	Rychlost pístu
a_p	[kg]	Zrychlení pístu
l	[mm]	Délka styčné plochy píst-pístní čep
a_m	[mm]	Šířka ojnicního oka zmenšená o zkosení/zaoblení
D	[mm]	Průměr pístu
d_a	[mm]	Vnější průměr pístního čepu
d_i	[mm]	Průměr odlehčení pístního čepu
l_c	[mm]	Délka pístního čepu



b	[mm]	Vzdálenost nálitků pro pístní čep
M_o	[Nm]	Ohybový moment
W_o	[m ³]	Modul odporu v ohybu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí
τ	[MPa]	Smykové napětí
a	[mm]	Šířka ojnice
D_o	[mm]	Vnější průměr ojničního oka
d_o	[mm]	Vnitřní průměr ojničního oka
d_1	[mm]	Vnitřní průměr pouzdra
α	[K ⁻¹]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
e	[mm]	Přesah pouzdra
Δt	[K]	Ohřev oka ojnice za provozu motoru
h	[mm]	Tloušťka stěny oka ojnice
S_o	[m ²]	Příčný průřez oka ojnice
S_p	[m ²]	Příčný průřez pouzdra oka ojnice
k_1	[-]	Konstanta vyjadřující podíl normálové síly
a_1	f(φ_z)	Empiricky získaný součinitel
a_2	f(φ_z)	Empiricky získaný součinitel
φ_z	[°]	Úhel zakotvení oka v dřívku ojnice
J	[-]	Bezrozměrný koeficient
r'	[mm]	Poloměr střednice
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_m	[MPa]	Střední napětí
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy materiálu
σ'_c	[MPa]	Korigovaná mez únavy
Rm	[MPa]	Mez pevnosti
Re	[MPa]	Mez kluzu
k	[-]	Bezpečnost
k_a	[-]	Součinitel povrchu
k_b	[-]	Součinitel velikosti
k_c	[-]	Součinitel zatížení
k_d	[-]	Součinitel teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel dalších vlivů
r_s	[mm]	Vnitřní skosení hrany ojničního pouzdra



Seznam použitých zdrojů

- [1] PAVELEK, Milan , et al. Termomechanika. 1.vydání. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [2] Rauscher, J.: Ročníkový projekt.
- [3] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1.vydání. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.