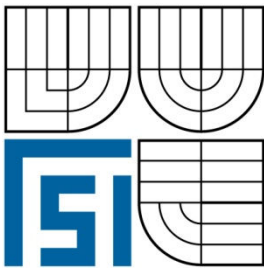


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÁLCOVÁ JEDNOTKA DVOUDOBÉHO
MOTOCYKLOVÉHO MOTORU
CYLINDER UNIT OF MOTOCYCLE TWO-STROKE ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MIROSLAV STEJSKAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Miroslav Stejskal

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:

Válcová jednotka dvoudobého motocyklového motoru

v anglickém jazyce:

Cylinder unit of motorcycle two-stroke engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtová kontrola vybraných částí válcové jednotky dvoudobého motocyklového motoru.

Cíle bakalářské práce:

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

Navrhněte základní rozměry součástí válcové jednotky.

Pro vybrané provozní režimy proveďte pevnostní kontrolu pístu a oka ojnice.

Seznam odborné literatury:

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

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

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

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


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

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

V Brně, dne 23.11.2009



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Miroslav STEJSKAL

Válcová jednotka dvoudobého motocyklového motoru

V úvodu práce je stručně popsána funkce dvoudobého motoru. Dále je dle zadaných základních geometrických a termodynamických parametrů určen maximální tlak ve válci během jednoho cyklu motoru. Pro vybrané provozní režimy je provedena pevnostní kontrola pístu a horního oka ojnice. Na závěr jsou dosažené výsledky zhodnoceny.

Klíčová slova: dvoudobý motor, vrtání, zdvih, píst, ojnice, pístní čep, ideální indikátorový diagram, kompresní poměr

Abstract

Miroslav STEJSKAL

Cylinder unit of motorcycle two-stroke engine

In the beginning is briefly described two-stroke engine features. Furthermore, according to the set of basic geometric and thermodynamic parameters, the maximum pressure in the cylinder during one engine cycle. For the selected operating modes are carried out strength tests of the upper piston and connecting rod eye. In conclusion, the results are evaluated.

Key words: two-stroke engine, bore, stroke, piston, connection rod, piston-pin, indicator diagram, compression ratio

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

STEJSKAL, M. Válcová jednotka dvoudobého motocyklového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 46 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 28. května 2010

.....
Podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za poskytnuté materiály, cenné konzultace a vedení celé bakalářské práce.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1. PRACOVNÍ CYKLUS DVOUDOBÉHO MOTORU	10
2. TECHNICKÉ ÚDAJE MOTORU.....	11
3. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ MOTORU	12
4. NÁVRH IDEÁLNÍHO INDIKÁTOROVÉHO DIAGRAMU	13
5. VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO TLAKU VE VÁLCI	14
5.1 Ideální p-V diagram Ottova cyklu	14
5.2 Skutečný p-V diagram dvoudobého zážehového motoru	16
5.2.1 Výpočet skutečného kompresního poměru.....	16
5.2.2 Výpočet skutečného maximálního tlaku ve válci	17
6. ZÁKLADNÍ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY	18
6.1 Rozměry pístní skupiny	19
6.2 Hmotnost pístní skupiny	20
6.3 Rozměry ojnice	21
7. PEVNOSTNÍ KONTROLA HORNÍHO OKA OJNICE	23
7.1 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice.....	23
7.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	25
7.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů.....	29
7.4 Únavové namáhání	31
8. PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTU A PÍSTNÍHO ČEPU.....	34
8.1 Pevnostní kontrola dna pístu.....	35
8.2 Nejslabší místo pláště pístu.....	35
8.3 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice	36
8.4 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	37
8.5 Namáhání pístního čepu ohybem.....	38
8.6 Namáhání pístního čepu smykem	39
9. ZÁVĚR	40
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	41
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	42

ÚVOD

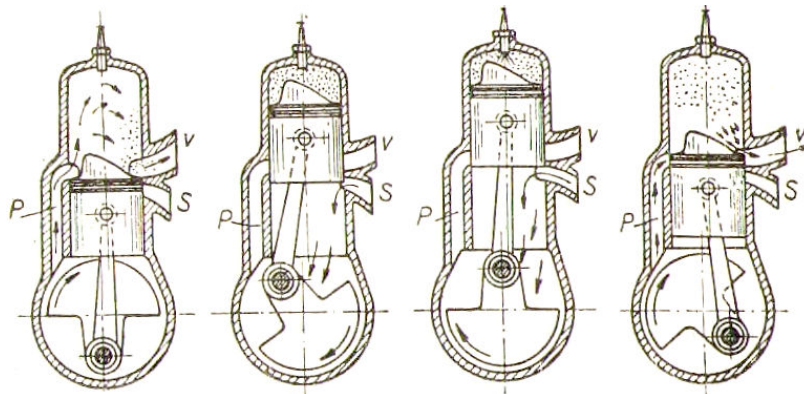
První dvoudobý motor byl zkonstruován na konci devatenáctého století. Většího rozmachu dosáhl až po první světové válce, kdy díky své jednoduché konstrukci pomohl k rozšíření motocyklů mezi širší část obyvatel. Později nachází své uplatnění i u malých automobilů a v naftové podobě i u nákladních vozidel. Významného pokroku dosáhl v roce 1932 Dr. Schnörle, který poprvé použil systém vratného vyplachování využívaného dodnes [1].

V dnešní době se jeho uplatnění snižuje, přesto nachází moderní dvoudobý motor využití u zahradní techniky a malých nebo některých závodních motocyklů a motokár. Vůči rozšířenějším motorům čtyřdobým se zejména využívá pro dvě své největší výhody, tedy jednoduchou a kompaktní konstrukci a vyšší měrný výkon využívaný u nízkoobjemových závodních motorů. Hlavní nevýhodou dvoudobých motorů proti motorům čtyřdobým je zejména vyšší množství škodlivých látek ve výfukových plynech a nižší účinnost.

Pro zpracování této bakalářské práce jsem si jako zástupce motocyklového dvoudobého motoru vybral jednoválcový motor Jawa 50 typ 223.200, který se vyráběl mezi lety 1969 a 1982 v Povážských strojárnách na Slovensku.

1. PRACOVNÍ CYKLUS DVOUDOBÉHO MOTORU

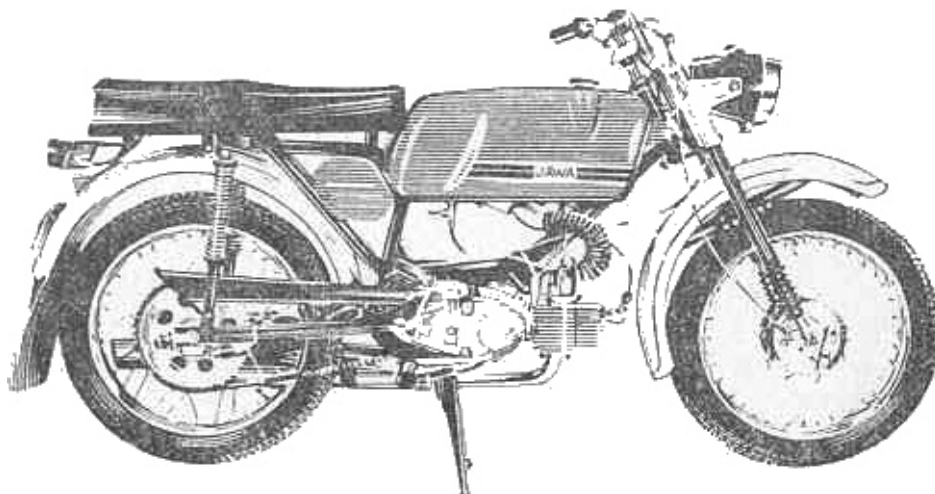
Pracovní oběh dvoudobého motoru se skládá ze sání, komprese, expanze a výfuku. Všechny čtyři děje dokončí během dvou zdvihů pístu, tedy jediné otáčky klikového hřídele. Z tohoto pohledu jde o nejvýznamnější rozdíl proti motoru čtyřdobému, který k proběhnutí celého cyklu potřebuje dvě otáčky klikového hřídele. Z teoretického pohledu by měl mít díky dvojnásobnému počtu pracovních zdvihů při stejných otáčkách také dvojnásobný výkon [1]. Během pohybu pístu z dolní úvratí do horní probíhá sání čerstvé směsi do klikového prostoru a současně komprese směsi přepuštěné do prostoru nad pístem, při opačném zdvihu pístu, který je pracovním probíhá expanze a výfuk po odkrytí výfukového kanálu horní hranou pístu. V utěsněném klikovém prostoru vzniká při pohybu pístu z dolní úvratí do horní podtlak, který způsobí po odkrytí sacího kanálu spodní hranou pístu nasátí čerstvé směsi, která je při zpětném pohybu pístu stlačena a po otevření přepouštěcích kanálů vniká do válce. Kromě řízení otevření sacího kanálu spodní hranou pístu se používá sací šoupátko a zejména u moderních motorů jazýčkový ventil (nesymetrický rozvodový diagram), kde se také využívá ke změně výšky výfukového kanálu přívěra umístěná ve válci.



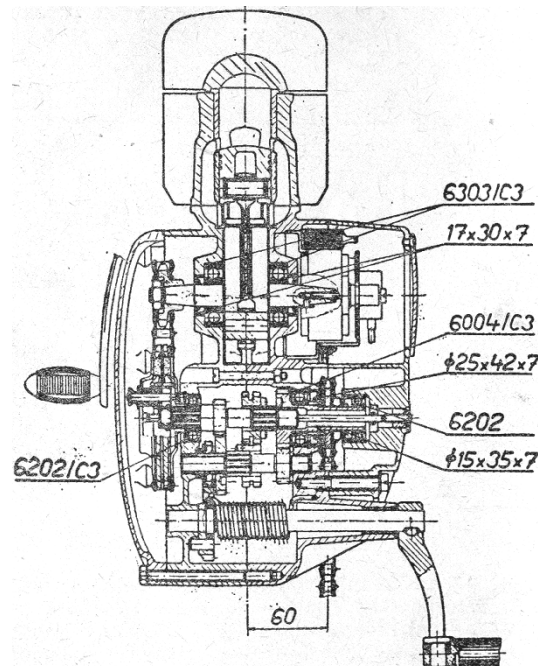
Obr. 1 Cyklus dvoudobého motoru [1]

2. TECHNICKÉ ÚDAJE MOTORU

Druh motoru	dvoudobý, zážehový
Taktnost	$\tau = 1$
Počet válců	$i_v = 1$
Vrtání	$D = 38 \text{ mm}$
Zdvih	$Z = 44 \text{ mm}$
Teoretický kompresní poměr	$\varepsilon = 9,2:1$
Největší výkon	$P_e = 2,6 \text{ kW} / 6500 \text{ min}^{-1}$
Příprava směsi	karburátor Jikov 2917PSb
Chlazení	vzduchem
Mazání	směs oleje a benzínu 1:20



Obr. 2 Motocykl Jawa 50 typ 223.200 [6]



Obr. 3 Řez motorem Jawa 50 typ 223.200 [6]

3. VÝPOČET HLAVNÍCH PARAMETRŮ MOTORU

Výpočet zdvihového objemu:

$$V_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \quad [\text{m}^3] \quad (3.1)$$

$$V_Z = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 0,044 = 4,99 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 49,9 \text{ cm}^3$$

Výpočet kompresního objemu:

$$\frac{V_Z + V_K}{V_K} = \varepsilon \rightarrow V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon - 1} \quad [\text{m}^3] \quad (3.2)$$

$$V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon - 1} = \frac{4,99 \cdot 10^{-5}}{9,2 - 1} = 6,09 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 6,09 \text{ cm}^3$$

Střední efektivní tlak:

$$P_e = p_e \cdot V_Z \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i_v \rightarrow p_e = \frac{60 \cdot P_e}{V_Z \cdot n \cdot \tau \cdot i_v} \quad [\text{Pa}] \quad (3.3)$$

$$p_e = \frac{60 \cdot 2,6 \cdot 10^3}{4,99 \cdot 10^{-5} \cdot 6500 \cdot 1 \cdot 1} = 4,81 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 0,48 \text{ MPa}$$

Litrový výkon:

$$P_l = \frac{P_e \cdot 1000}{V_Z \cdot i_v} \quad [\text{kWdm}^{-3}] \quad (3.4)$$

$$P_l = \frac{2,6 \cdot 1000}{4,99 \cdot 10^1 \cdot 1} = 52,10 \text{ kWdm}^{-3}$$

Zdvihový poměr:

$$k = \frac{Z}{D} \quad [-] \quad (3.5)$$

$$k = \frac{44}{38} = 1,16$$

$Z > D \rightarrow K > 1$ -motor je nadčtvercový

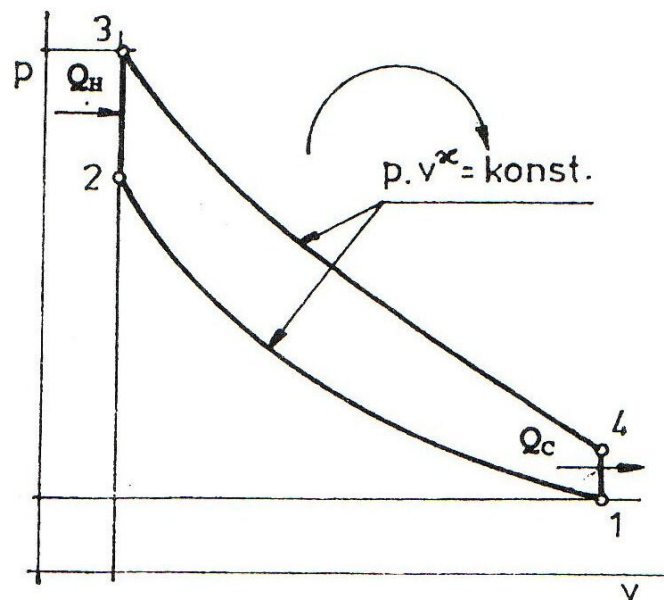
Střední pístová rychlost:

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \quad [\text{ms}^{-1}] \quad (3.6)$$

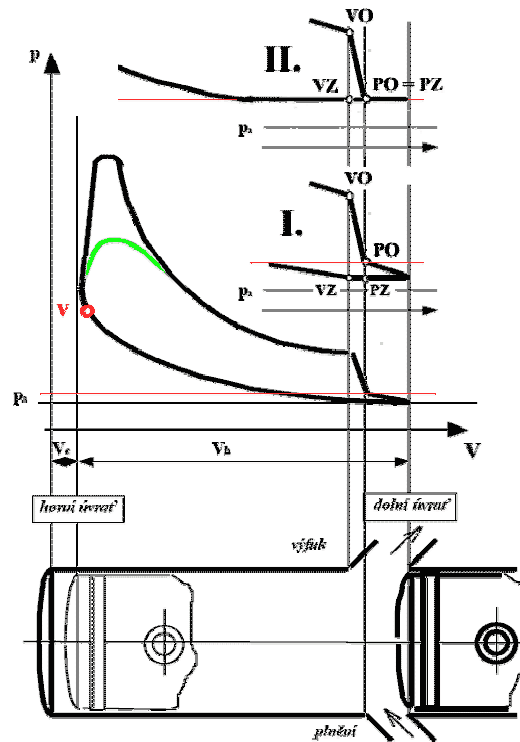
$$c_s = 2 \cdot 0,044 \cdot \frac{6500}{60} = 9,53 \text{ ms}^{-1}$$

-podmínka $c_s < 19 \text{ ms}^{-1}$ pro zážehové motory vyhovuje [2]

4. NÁVRH INDIKÁTOROVÉHO DIAGRAMU



Obr. 4 Ideální indikátorový p-V diagram [3]



Obr. 5 Skutečný indikátorový p-V diagram dvoudobého motoru [7]

5. VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO TLAKU VE VÁLCI

5.1 Ideální p-V diagram Ottova cyklu

Z ideálního indikátorového p-V diagramu je zřejmé, že mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi nasátého plynu. Platí tedy:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\kappa \rightarrow p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa \quad (5.1)$$

Poissonova konstanta (dvouatomové plyny)	$\kappa = 1,4$
atmosférický tlak	$p_a = p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
kompresní tlak	p_2
celkový objem	V_1
kompresní objem	V_2

Celkový objem:

$$V_1 = V_Z + V_K \text{ [m}^3\text{]} \quad (5.2)$$

$$V_1 = 4,99 \cdot 10^{-5} + 6,09 \cdot 10^{-6} = 5,60 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 56 \text{ cm}^3$$

Kompresní objem:

$$V_2 = V_K \quad [\text{m}^3] \quad (5.3)$$

$$V_2 = 6,09 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 6,09 \text{ cm}^3$$

Z rovnice (5.1) vyjádříme p_2 :

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot (\varepsilon)^{\kappa} \quad [\text{Pa}] \quad (5.4)$$

$$p_2 = 1 \cdot 10^5 \cdot (9,2)^{1,4} = 2,24 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 2,24 \text{ MPa}$$

Z ideálního indikátorového p-V diagramu plyne, že mezi body 2 a 3 dochází k izochorickému přívodu tepla hořením směsi. K určení maximálního tlaku p_3 je nutné znát velikost přivedeného tepla během jednoho cyklu dvoudobého motoru.

$$Q_H = m_{pa} \cdot H_u \quad [\text{J}] \quad (5.5)$$

Hmotnost nasátého vzduchu:

$$p_1 \cdot V_1 = m_1 \cdot r \cdot T_1 \rightarrow m_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{r \cdot T_1} = m_v \quad [\text{kg}] \quad (5.6)$$

měrná plynová konstanta směsi
teplota nasáté směsi

$$r = 289,7 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$$
$$t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = t_1 + 273,15 = 20 + 273,15 = 293,15 \text{ K}$$

$$m_v = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 5,60 \cdot 10^{-5}}{289,7 \cdot 293,15} = 6,59 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Hmotnost paliva:

$$m_{pa} = \frac{m_v}{1 + \lambda_v \cdot S_p} \quad [\text{kg}] \quad (5.7)$$

stechiometrický poměr

$$S_p = 14,7$$

součinitel přebytku vzduchu

$$\lambda_v = 0,95$$

$$m_{pa} = \frac{6,59 \cdot 10^{-5}}{1 + 0,95 \cdot 14,7} = 4,40 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

Přivedené teplo (rovnice 5.5):

$$Q_H = m_{pa} \cdot H_u \quad [J]$$

výhřevnost benzínu

$$H_u = 42,0 \text{ MJkg}^{-1}$$

$$Q_H = 4,40 \cdot 10^{-6} \cdot 42,0 \cdot 10^6 = 184,80 \text{ J}$$

Z celkového přivedeného tepla je u zážehových motorů využito kolem 30%:

$$Q_{23} = -Q_H \cdot 0,30 = -184,8 \cdot 0,30 = -55,44 \text{ J} \quad (5.8)$$

Výpočet maximálního tlaku ve válci:

$$p_3 = p_{\max} = p_2 - \frac{Q_{23}}{V_K} (\kappa - 1) \quad [\text{Pa}] \quad (5.9)$$

$$p_{\max} = 2,24 \cdot 10^6 - \frac{-55,44}{6,09 \cdot 10^{-6}} (1,4 - 1) = 5,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 5,88 \text{ MPa}$$

5.2 Skutečný p-V diagram dvoudobého zážehového motoru

Skutečný p-V diagram dvoudobého zážehového motoru zohledňuje rozdíly v konstrukci, činnosti a účinnosti od ideálního p-V diagramu čtyřdobého (Ottova) motoru. Mezi které patří:

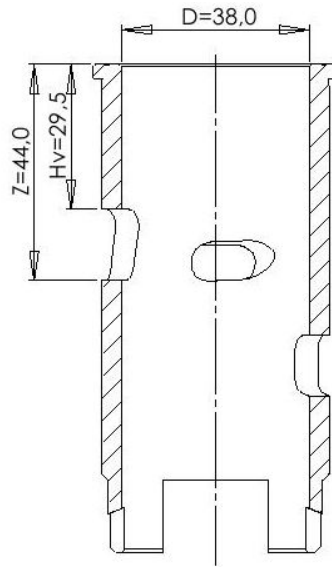
- rozdílný teoretický a skutečný kompresní poměr daný polohou kanálů ve válci
- nižší účinnost cyklu dvoudobého motoru daná nedokonalým výplachem směsi (nedojde k dokonalé výměně čerstvé směsi a spalin)

Díky výše zmíněným rozdílům je skutečný maximální tlak ve válci nižší.

5.2.1 Výpočet skutečného kompresního poměru

Ke kompresi směsi dochází až během pohybu pístu z dolní úvratí do horní po uzavření výfukového kanálu dnem pístu, do té doby směs ve válci uniká výfukovým kanálem do výfuku. Z tohoto důvodu se používají takové výfukové systémy, aby odražená tlaková vlna ve výfuku natlačila před uzavření výfukového kanálu uniklou

směs zpět do válce. Pro určení skutečného kompresního poměru potřebujeme znát výšku výfukového kanálu (jeho vzdálenost od horní hrany vložky válce – horní úvrti).



Obr. 6 Řez vložkou válce motoru Jawa 50 typ 223.200

Výpočet objemu válce nad výfukovým kanálem:

$$V_{ZV} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H_V \quad [\text{m}^3] \quad (5.10)$$

$$V_{ZV} = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} \cdot 0,0295 = 3,35 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 33,5 \text{ cm}^3$$

Výpočet skutečného kompresního poměru:

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_{ZV} + V_K}{V_K} \quad [-] \quad (5.11)$$

$$\varepsilon_{sk} = \frac{3,35 \cdot 10^{-5} + 6,09 \cdot 10^{-6}}{6,09 \cdot 10^{-6}} = 6,50$$

5.2.2 Výpočet skutečného maximálního tlaku ve válci

Do výpočtu maximálního tlaku ve válci z ideálního indikátorového p-V diagramu zahrneme skutečný kompresní poměr a nižší účinnost cyklu dvoudobého motoru.

Skutečný kompresní tlak:

$$p_{2sk} = p_1 \cdot (\varepsilon_{sk})^{\kappa} \quad [\text{Pa}] \quad (5.12)$$

$$p_{2sk} = 1 \cdot 10^5 \cdot (6,50)^{1,4} = 1,37 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,37 \text{ MPa}$$

Přivedené teplo (rovnice 4.5):

$$Q_H = 184,80 \text{ J}$$

Z celkového přivedeného tepla je u dvoudobých zážehových motorů využito kolem 20%:

$$Q_{23sk} = -Q_H \cdot 0,20 = -184,8 \cdot 0,20 = -36,96 \text{ J} \quad (5.13)$$

Výpočet skutečného maximálního tlaku ve válci:

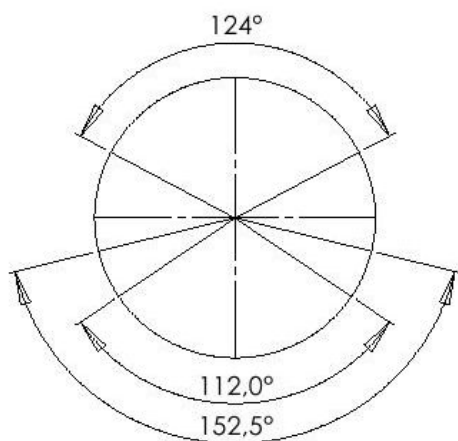
$$p_{3sk} = p_{\max_sk} = p_{2sk} - \frac{Q_{23sk}}{V_K} (\kappa - 1) \quad [\text{Pa}] \quad (5.14)$$

$$p_{\max_sk} = 1,37 \cdot 10^6 - \frac{-36,96}{6,09 \cdot 10^{-6}} (1,4 - 1) = 3,80 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 3,8 \text{ MPa}$$

Z velikosti skutečného maximálního tlaku ve válci je patrné, že se jeho hodnota snížila na přibližně dvoutřetinovou hodnotu proti dříve vypočtené teoretické velikosti maximálního tlaku ve válci.

6. ZÁKLADNÍ PARAMETRY VÁLCOVÉ JEDNOTKY

Veškeré díly válcové jednotky byly změřeny a následně vytvořeny 3D modely v aplikaci SolidWorks. Na modelu klikového mechanismu bylo změřeno časování otevření jednotlivých kanálů válce. Výfukový a přepouštěcí kanály otevírá a zavírá horní hrana pístu, u sacího kanálu je to jeho spodní hrana. Výsledné hodnoty jsou zakresleny v diagramu 7.



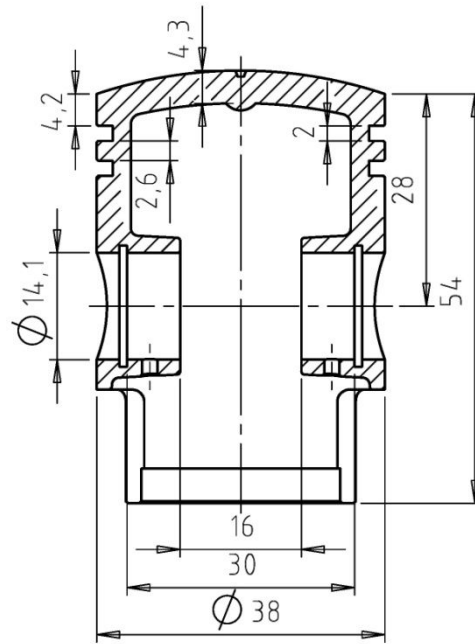
124° otevření sacího kanálu
112° otevření přepouštěcích kanálů
152,5° otevření výfukového kanálu

Obr. 7 Rozvodový diagram motoru Jawa 50 typ 223.200

6.1 Rozměry pístní skupiny



Obr. 8 3D model pístní skupiny motoru Jawa 50 typ 223.200



Obr. 9 Hlavní rozměry pístu motoru Jawa 50 typ 223.200

výška pístu	$H_p = 54 \text{ mm}$
kompresní výška pístu	$H_k = 28 \text{ mm}$
výška prvního můstku pístu	$H_{m1} = 4,2 \text{ mm}$
výška druhého můstku pístu	$H_{m2} = 2,6 \text{ mm}$
vzdálenost čel nálitku pro pístní čep	$H_o = 16 \text{ mm}$
vzdálenost drážek pojistných kroužků	$H_{p_k} = 30 \text{ mm}$
tloušťka dna pístu	$\delta = 4,3 \text{ mm}$
vnější průměr pístního čepu	$D_{a_č} = 14,1 \text{ mm}$

6.2 Hmotnost pístní skupiny

K určení hmotností jednotlivých členů pístní skupiny bylo využito aplikace SolidWorks a vytvořených 3D modelů.

Hmotnost pístu:

materiál: slitina hliníku

$$\rho_{\text{slit_Al}} = 2713 \text{ kgm}^{-3}$$

$$m_p = 5,17 \cdot 10^{-2} \text{ kg} = 51,7 \text{ g}$$

Hmotnost pístního čepu:

materiál: ocel

$$\rho_{\text{ocel}} = 7850 \text{ kgm}^{-3}$$

$$m_{\text{č}} = 1,71 \cdot 10^{-2} \text{ kg} = 17,1 \text{ g}$$

Hmotnost pístního kroužku:

materiál: šedá litina

$$\rho_{\text{litina}} = 7300 \text{ kgm}^{-3}$$

$$m_{\text{k}} = 2,58 \cdot 10^{-3} \text{ kg} = 2,58 \text{ g}$$

Hmotnost pojistného kroužku:

materiál: ocel

$$\rho_{\text{ocel}} = 7850 \text{ kgm}^{-3}$$

$$m_{\text{pk}} = 3,10 \cdot 10^{-4} \text{ kg} = 0,31 \text{ g}$$

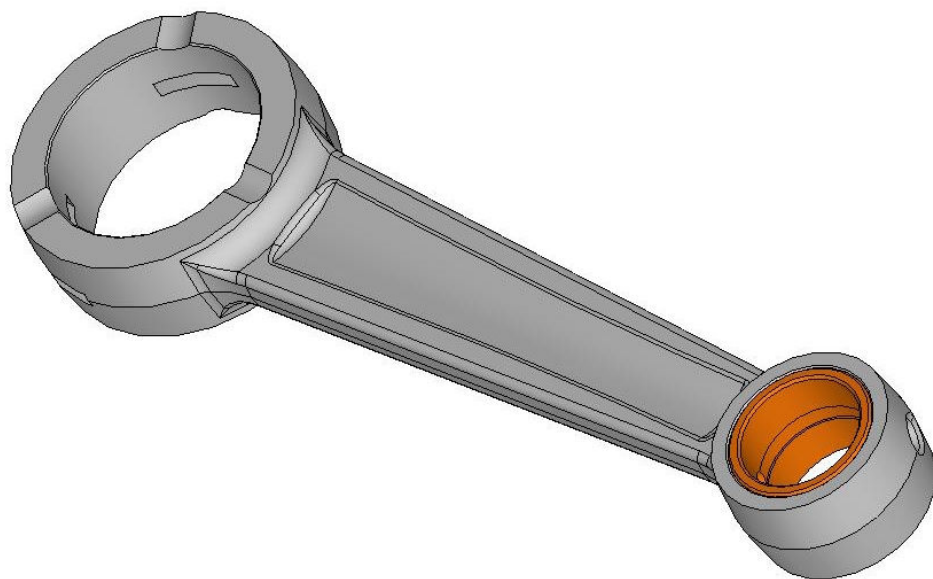
Celková hmotnost pístní skupiny:

$$m_{\text{p_celk}} = m_{\text{p}} + m_{\text{č}} + 2 \cdot m_{\text{k}} + 2 \cdot m_{\text{pk}} \quad [\text{kg}] \quad (6.1)$$

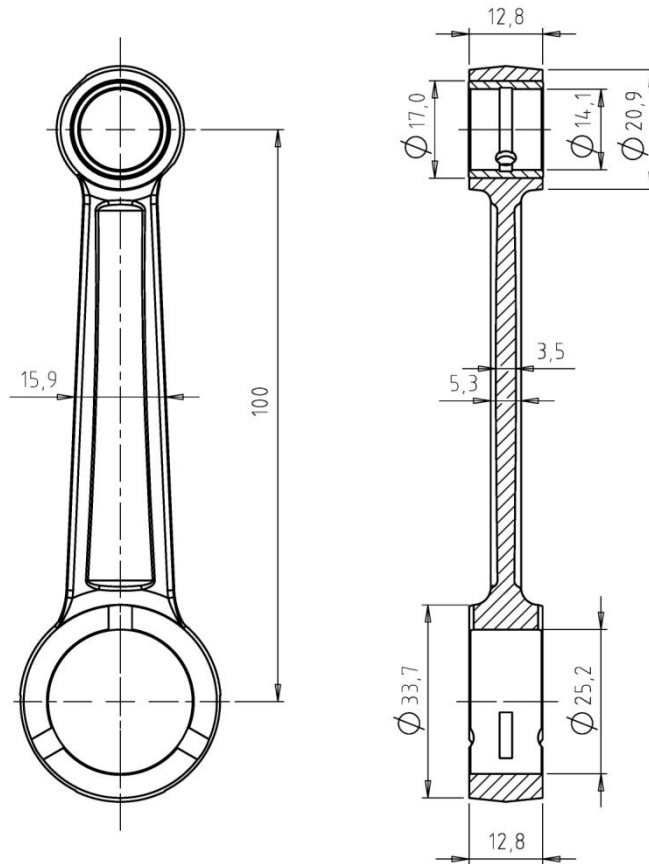
$$m_{\text{p_celk}} = 5,17 \cdot 10^{-2} + 1,71 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 2,58 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 3,10 \cdot 10^{-4}$$

$$m_{\text{p_celk}} = 7,46 \cdot 10^{-2} \text{ kg} = 74,6 \text{ g}$$

6.3 Rozměry ojnice



Obr. 10 3D model ojnice motoru Jawa 50 typ 223.200

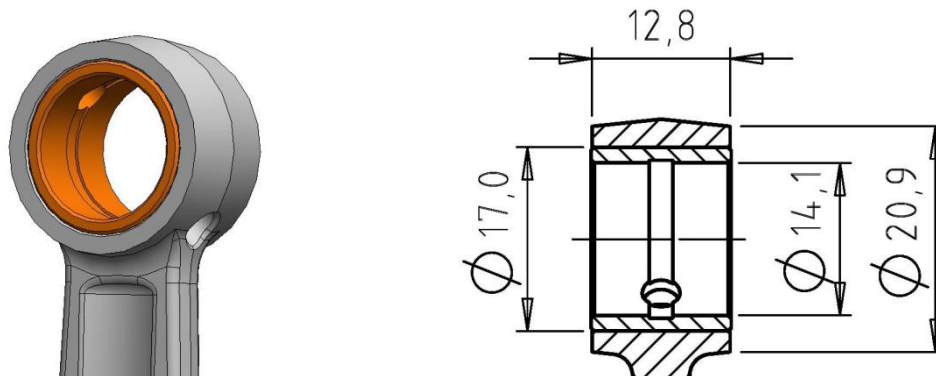


Obr. 11 Hlavní rozměry ojnice motoru Jawa 50 typ 223.200

střední šířka dřívku ojnice	$T_{oj} = 15,9 \text{ mm}$
délka ojnice	$L_{oj} = 100,0 \text{ mm}$
vnitřní průměr horního oka ojnice	$D_{H1} = 17,0 \text{ mm}$
vnitřní průměr dolního oka ojnice	$D_{D1} = 25,2 \text{ mm}$
vnitřní průměr bronzového pouzdra	$D_{H3} = 14,1 \text{ mm}$
vnější průměr horního oka ojnice	$D_{H2} = 20,9 \text{ mm}$
vnější průměr dolního oka ojnice	$D_{D2} = 33,7 \text{ mm}$
šířka horního oka ojnice	$H_H = 12,8 \text{ mm}$
šířka dolního oka ojnice	$H_D = 12,8 \text{ mm}$
šířka pouzdra ojnice	$H_P = 13,0 \text{ mm}$
maximální výška dřívku ojnice	$t_{o1} = 5,3 \text{ mm}$
minimální výška dřívku ojnice	$t_o = 3,5 \text{ mm}$

7. PEVNOSTNÍ KONTROLA HORNÍHO OKA OJNICE

Pevnostní výpočet je proveden dle postupů uvedených v literatuře [2].



Obr. 12 Horní oko ojnice motoru Jawa 50 typ 223.200

7.1 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice

Materiál pouzdra je bronz s vlastnostmi:

součinitel lineární tepelné roztažnosti

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

modul pružnosti v tahu

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

Materiál ojnice je ocel s vlastnostmi:

součinitel lineární tepelné roztažnosti

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

modul pružnosti v tahu

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

přesah pouzdra před zalisováním do ojnice

$$e = 0,01 \text{ mm}$$

ohřev oka ojnice za provozu ($\Delta t = 100$ až 150 K) \rightarrow

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

Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí:

$$e_t = D_{H1} \cdot \Delta t \cdot (\alpha_b - \alpha_o) \text{ [m]} \quad (7.1)$$

$$e_t = 1,7 \cdot 10^{-2} \cdot 125 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) = 1,70 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 0,017 \text{ mm}$$

Výsledný měrný tlak mezi pouzdrem a ojnici:

$$p' = \frac{e + e_t}{D_{H1} \cdot \left(\frac{c_o + \mu}{E_o} + \frac{c_p - \mu}{E_b} \right)} \text{ [Pa]} \quad (7.2)$$

$$c_o = \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} \quad [-] \quad (7.3)$$

$$c_o = \frac{20,9^2 + 17,0^2}{20,9^2 - 17,0^2} = 4,91$$

$$c_p = \frac{D_{H1}^2 + D_{H3}^2}{D_{H1}^2 - D_{H3}^2} \quad [-] \quad (7.4)$$

$$c_p = \frac{17,0^2 + 14,1^2}{17,0^2 - 14,1^2} = 5,41$$

Poissonova konstanta $\mu = 0,3$

$$p' = \frac{0,00001 + 0,000017}{0,017 \cdot \left(\frac{4,91 + 0,3}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{5,41 - 0,3}{1,15 \cdot 10^{11}} \right)} = 2,33 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 23,3 \text{ MPa}$$

Napětí ve vnějším a vnitřním vlákne:

Vnější vlákno a:

$$\sigma'_a = p' \cdot \frac{2 \cdot D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} \quad [\text{Pa}] \quad (7.5)$$

$$\sigma'_a = 2,33 \cdot 10^7 \cdot \frac{2 \cdot 0,0209^2}{0,0209^2 - 0,017^2} = 1,38 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 138 \text{ MPa}$$

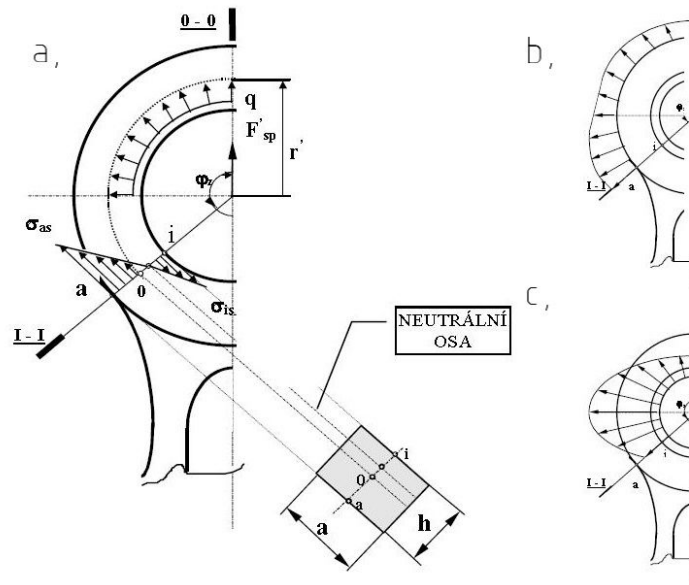
Vnitřní vlákno i:

$$\sigma'_i = p' \cdot \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} \quad [\text{Pa}] \quad (7.6)$$

$$\sigma'_i = 2,33 \cdot 10^7 \cdot \frac{0,0209^2 + 0,017^2}{0,0209^2 - 0,017^2} = 1,14 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 114 \text{ MPa}$$

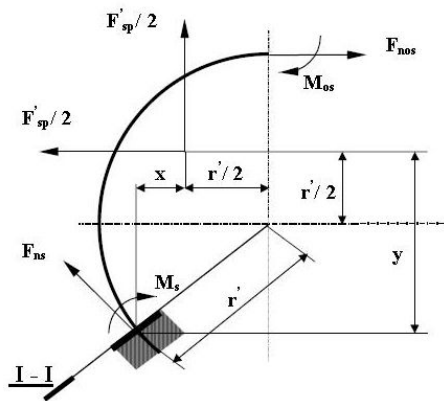
Hodnota dovoleného napětí je $\sigma_{dov} = 150 \text{ MPa}$, vzhledem k vypočteným nominálním velikostem napětí ve vnějším a vnitřním vlákne pevnostní kontrola vyhovuje. V horním oku ojnice je průchozí otvor, který slouží pro zajištění dostatečného mazání kluzného ložiska. Z pevnostního hlediska ovšem působí jako vrub, kdy v jeho blízkosti dochází ke zvýšení velikosti napětí. Profil příčného průřezu horního oka není obdélníkový (výkovek), ve výpočtu jsem uvažoval jako jeho vnější průměr nejmenší, krajní hodnotu tohoto průměru je skutečné nominální napětí nižší a výslednou kontrolu v místě průchozího otvoru by bylo nutné řešit pomocí metody konečných prvků.

7.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou



Obr. 13 a, Průběhy zatížení a napětí v ojničím oku b, průběhy napětí ve vnějších vláknech c, ve vnitřních vláknech [2]

Oko ojnice zatěžuje setrvačná síla F'_{sp} . Ve výpočtu napětí vyvolaného touto silou nahradíme oko ojnice modelem silně zakřiveného prutu kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě 0 průřezu I-I. [2]



Obr. 14 Model silně zakřiveného kruhového prutu [2]

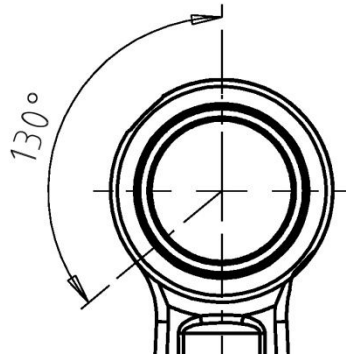
Poloměr těžiště příčného průřezu:

$$r' = \frac{D_{H2} + D_{H1}}{4} \quad [\text{m}] \quad (7.7)$$

$$r' = \frac{0,0209 + 0,017}{4} = 9,48 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 9,48 \text{ mm}$$

Úhel zakotvení ojničního oka:

$$\varphi_z = 130^\circ$$



Obr. 15 Úhel zakotvení ojničního oka

Pro hodnotu úhlu zakotvení ojničního oka $\varphi_z > 90^\circ$ je v průřezu I-I $\sigma_{as} > \sigma_{is}$

Velikost setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny

Celková hmotnost pístní skupiny:

$$m_{\text{pcelk}} = 7,46 \cdot 10^{-2} \text{ kg} = 74,6 \text{ g}$$

Poloměr zalomení klikového hřídele:

$$r_k = \frac{z}{2} \text{ [m]} \quad (7.8)$$

$$r_k = \frac{0,044}{2} = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 22 \text{ mm}$$

Délka ojnice:

$$L_{\text{oj}} = 1 \cdot 10^{-1} \text{ m} = 100 \text{ mm}$$

Ojniční poměr:

$$\lambda = \frac{r_k}{L_{\text{oj}}} \text{ [-]} \quad (7.9)$$

$$\lambda = \frac{0,022}{0,1} = 0,22$$

Maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele:

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot n_s \quad [\text{rads}^{-1}] \quad (7.10)$$

$$\omega_{\max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{6500}{60} = 680,68 \text{ rads}^{-1}$$

Velikost setrvačné síly:

$$F'_{\text{sp}} = m_{\text{p_celk}} \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad [\text{N}] \quad (7.11)$$

$$F'_{\text{sp}} = 7,46 \cdot 10^{-2} \cdot 2,2 \cdot 10^{-2} \cdot 680,68^2 \cdot (1 + 0,22) = 927,70 \text{ N}$$

Výpočet vnitřních silových účinků pro průřez 0-0 empirickými vztahy:

$$M_{\text{os}} = F'_{\text{sp}} \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) \quad [\text{Nm}] \quad (7.12)$$

$$M_{\text{os}} = 927,70 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} \cdot (0,00033 \cdot 130 - 0,0297) = 0,12 \text{ Nm}$$

$$F_{\text{nos}} = F'_{\text{sp}} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_z) \quad [\text{N}] \quad (7.13)$$

$$F_{\text{nos}} = 927,70 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 130) = 434,16 \text{ N}$$

Výpočet vnitřních silových účinků na základě řešení rovnic statické rovnováhy uvolněného prvku křivého prutu pro průřez I-I:

$$M_s = M_{\text{os}} + F_{\text{nos}} \cdot r' \cdot (1 - \cos\varphi_z) - 0,5 \cdot F'_{\text{sp}} \cdot r' \cdot (\sin\varphi_z - \cos\varphi_z) \quad [\text{Nm}] \quad (7.14)$$

$$M_s = 0,12 + 434,16 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - \cos 130) - 0,5 \cdot 927,70 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} \cdot (\sin 130 - \cos 130)$$

$$M_s = 0,69 \text{ Nm}$$

$$F_{\text{ns}} = F_{\text{nos}} \cdot \cos\varphi_z + 0,5 \cdot F'_{\text{sp}} \cdot (\sin\varphi_z - \cos\varphi_z) \quad [\text{N}] \quad (7.15)$$

$$F_{\text{ns}} = 434,16 \cdot \cos 130 + 0,5 \cdot 927,70 \cdot (\sin 130 - \cos 130) = 374,41 \text{ N}$$

Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně průřezu I-I

Šířka průřezu oka ojnice:

$$h = \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} \quad [\text{m}] \quad (7.16)$$

$$h = \frac{0,0209 - 0,017}{2} = 1,95 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1,95 \text{ mm}$$

Příčný průřez oka ojnice:

$$S_o = \left(\frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} \right) \cdot H_H \quad [\text{m}^2] \quad (7.17)$$

$$S_o = \left(\frac{0,0209 - 0,017}{2} \right) \cdot 0,0128 = 2,50 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 = 25,0 \text{ mm}^2$$

Příčný průřez pouzdra ojnice:

$$S_p = \left(\frac{D_{H1} - D_{H3}}{2} \right) \cdot H_P \quad [\text{m}^2] \quad (7.18)$$

$$S_p = \left(\frac{0,017 - 0,0141}{2} \right) \cdot 0,013 = 1,89 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 = 18,9 \text{ mm}^2$$

Z podmínky stejného prodloužení oka i pouzdra ojnice v průřezu I-I platí:

$$\frac{k_1 \cdot F_{Ns}}{E_o \cdot S_o} = \frac{(1 - k_1) \cdot F_{Ns}}{E_b \cdot S_p} \rightarrow k_1 = \frac{E_o \cdot S_o}{E_o \cdot S_o + E_b \cdot S_p} \quad [-] \quad (7.19)$$

$$k_1 = \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,50 \cdot 10^{-5}}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 2,50 \cdot 10^{-5} + 1,15 \cdot 10^{11} \cdot 1,89 \cdot 10^{-5}} = 0,72$$

Výsledná normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně:

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{Ns} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad [\text{Pa}] \quad (7.20)$$

$$\sigma_{as} = \left[2 \cdot 0,69 \cdot \frac{6 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3}}{1,95 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3})} + 0,72 \cdot 374,41 \right] \cdot \frac{1}{0,0128 \cdot 1,95 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{as} = 9,06 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 90,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad [\text{Pa}] \quad (7.21)$$

$$\sigma_{is} = \left[-2 \cdot 0,69 \cdot \frac{6 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3}}{1,95 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3})} + 0,72 \cdot 374,41 \right] \cdot \frac{1}{0,0128 \cdot 1,95 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{is} = -6,90 \cdot 10^7 \text{ Pa} = -69,0 \text{ MPa}$$

7.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Velikost maximálního tlaku ve válci je: $p_{\max_sk} = 3,80 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Velikost průmětu plochy dna pístu do osy válce:

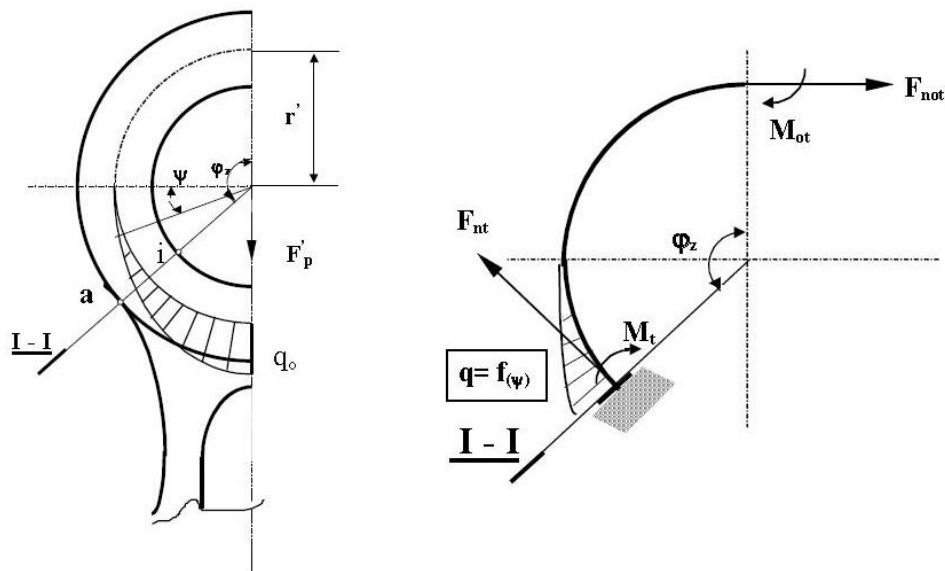
$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (7.22)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 1130 \text{ mm}^2$$

Velikost síly od maximálního tlaku plynů ve válci:

$$F_{p_max} = p_{\max_sk} \cdot S \quad [\text{N}] \quad (7.23)$$

$$F_{p_max} = 3,80 \cdot 10^6 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3} = 4294,0 \text{ N}$$



Obr. 16 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [2]

Tab. 5.1 Závislost velikosti součinitelů na a_1 a a_2 na úhlu φ_z [2]

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

Úhel zakotvení oka v dřívku ojnice $\varphi_z = 130^\circ$, volím: $a_1 = 0,0085$
 $a_2 = -0,0030$

Výpočet normálové síly pro průřez 0-0 empirickými vztahy:

$$F_{\text{not}} = a_1 \cdot F_{p_{\text{max}}} \quad [\text{N}] \quad (7.24)$$

$$F_{\text{not}} = 0,0085 \cdot 4294,0 = 36,50 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu pro průřez 0-0 empirickými vztahy:

$$M_{\text{ot}} = a_2 \cdot F_{p_{\text{max}}} \cdot r' \quad [\text{Nm}] \quad (7.25)$$

$$M_{\text{ot}} = -0,0030 \cdot 4294,0 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} = -0,12 \text{ Nm}$$

Výpočet J:

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_{zr}}{2} \right) \cdot \sin \varphi_{zr} - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_{zr} \quad [-] \quad (7.26)$$

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2,27}{2} \right) \cdot \sin 2,27 - \frac{1}{2} \cdot \cos 2,27 = 0,05$$

Velikost ohybového momentu v průřezu I-I:

$$M_t = F_{p_{\text{max}}} \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1(1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right] \quad [\text{Nm}] \quad (7.27)$$

$$M_t = 4294,0 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} \cdot \left[-0,0030 + 0,0085(1 - \cos 130) - \frac{2}{\pi} \cdot 0,05 \right] =$$

$$M_t = -0,85 \text{ Nm}$$

Velikost normálové síly v průřezu I-I:

$$F_{nt} = F_{p_max} \cdot \left[a_1 \cdot \cos\varphi_z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right] \quad [\text{N}] \quad (7.28)$$

$$F_{nt} = 4294,0 \cdot \left[0,0085 \cdot \cos 130 + \frac{2}{\pi} \cdot 0,05 \right] = 113,22 \text{ N}$$

Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnějším vlákne oka ojnice:

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad [\text{Pa}] \quad (7.29)$$

$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot (-0,85) \cdot \frac{6 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3}}{1,95 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3})} + 0,72 \cdot 113,22 \right] \cdot \frac{1}{0,0128 \cdot 0,00195}$$

$$\sigma_{at} = -9,50 \cdot 10^7 \text{ Pa} = -95 \text{ MPa}$$

Normálové napětí vyvolané tlakovou silou ve vnitřním vlákne oka ojnice:

$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' + h)} + k_1 \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad [\text{Pa}] \quad (7.30)$$

$$\sigma_{it} = \left[-2 \cdot (-0,85) \cdot \frac{6 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3}}{1,95 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 9,48 \cdot 10^{-3} + 1,95 \cdot 10^{-3})} + 0,72 \cdot 113,22 \right] \cdot \frac{1}{0,0128 \cdot 0,00195}$$

$$\sigma_{it} = 1,02 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 102 \text{ MPa}$$

7.4 Únavové namáhání

Kontrola únavového namáhání je provedena dle postupů uvedených v literatuře [5].

Maximální napětí cyklu ve vnějším vlákne horního oka ojnice:

$$\sigma_{a_max} = \sigma'_a + \sigma_{as} \quad [\text{Pa}] \quad (7.31)$$

$$\sigma_{a_max} = 1,38 \cdot 10^8 + 9,06 \cdot 10^7 = 2,29 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 229 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{a_min} = \sigma'_a + \sigma_{at} \quad [\text{Pa}] \quad (7.32)$$

$$\sigma_{a_min} = 1,38 \cdot 10^8 - 9,50 \cdot 10^7 = 4,3 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{i_max} = \sigma'_i + \sigma_{is} \quad [\text{Pa}] \quad (7.33)$$

$$\sigma_{i_max} = 1,14 \cdot 10^8 - 6,90 \cdot 10^7 = 4,5 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{i_min} = \sigma'_i + \sigma_{it} \quad [\text{Pa}] \quad (7.34)$$

$$\sigma_{i_min} = 1,14 \cdot 10^8 + 1,02 \cdot 10^8 = 2,16 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 216 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v horním oku ojnice:

$$\sigma_{max} = \sigma_{a_max} = 2,29 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 229 \text{ MPa}$$

Jako materiál ojnice uvažují ocel 14 220, mez pevnosti $R_{m_oj} = 785 \text{ MPa}$ [4]

Mez únavy vzorku:

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot R_{m_oj} \quad [\text{Pa}] \quad (7.35)$$

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot 785 = 392,5 \text{ MPa}$$

Součinitel povrchu:

$$k_a = 4,51 \cdot (R_{m_oj})^{-0,265} \quad [-] \quad (7.36)$$

$$k_a = 4,51 \cdot (785)^{-0,265} = 0,77$$

Součinitel velikosti:

$$k_b = 1,24 \cdot (H_H)^{-0,107} \quad [-] \quad (7.37)$$

$$k_b = 1,24 \cdot (12,8)^{-0,107} = 0,94$$

Součinitel zatížení:

$$k_c = 1$$

Součinitel teploty:

$$k_d = 1,025$$

Součinitel spolehlivosti:

$$k_e = 0,814$$

Součinitel dalších vlivů:

$$k_f = 1$$

Mez únavy reálné součásti:

$$\sigma_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad [\text{Pa}] \quad (7.38)$$

$$\sigma_c = 0,77 \cdot 0,94 \cdot 1 \cdot 1,025 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 392,5 = 237,03 \text{ MPa}$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{a,max} - \sigma_{a,min}}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (7.39)$$

$$\sigma_a = \frac{2,29 \cdot 10^8 - 4,3 \cdot 10^7}{2} = 9,3 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 93 \text{ MPa}$$

Střední napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{a,max} + \sigma_{a,min}}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (7.40)$$

$$\sigma_m = \frac{2,29 \cdot 10^8 + 4,3 \cdot 10^7}{2} = 1,36 \cdot 10^8 \text{ Pa} = 136 \text{ MPa}$$

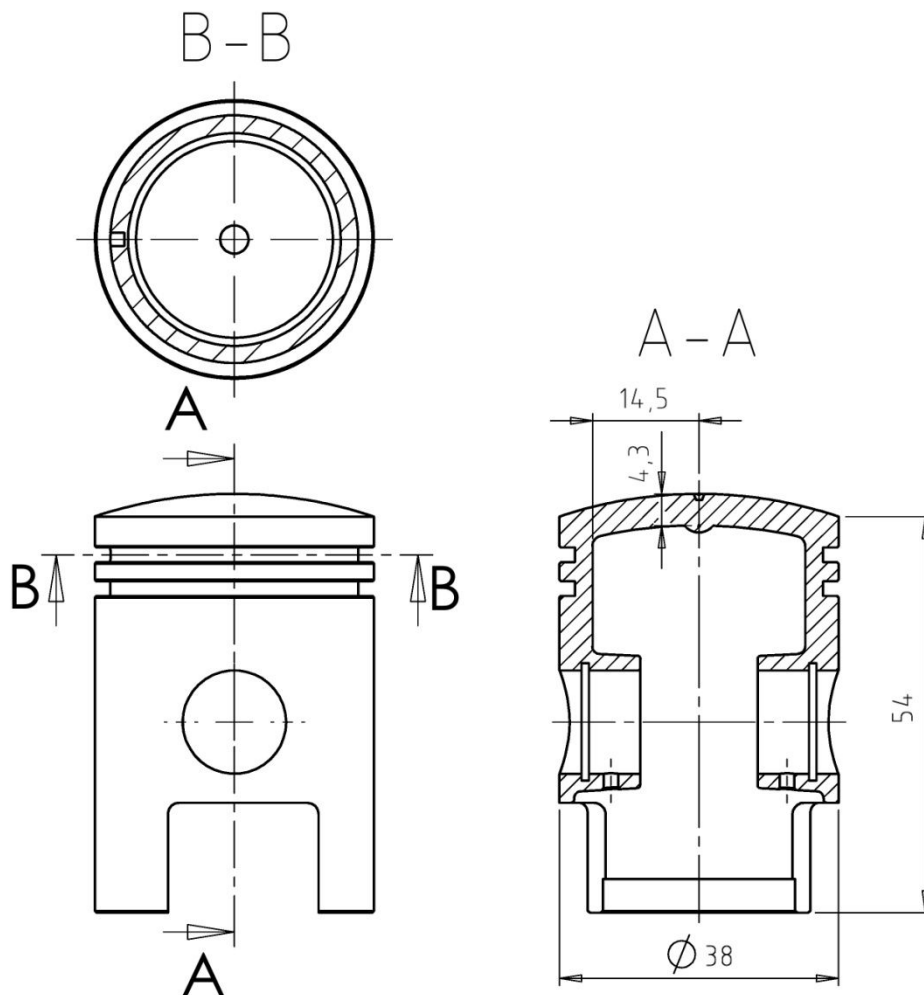
Velikost součinitele bezpečnosti podle Goodmana:

$$k_k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_{m,oj}}} \quad [-] \quad (7.41)$$

$$k_k = \frac{1}{\frac{93}{237,03} + \frac{136}{785}} = 1,77$$

8. PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTU A PÍSTNÍHO ČEPU

Pevnostní výpočet je proveden dle postupů uvedených v literatuře [2]. Výpočet nezahrnuje určení měrného tlaku na plášti pístu, kontrolu pístních můsteků a výpočet ovalizace pístního čepu.



Obr. 17 Podélný a příčný řez pístem motoru Jawa 50 typ 223.200

8.1 Pevnostní kontrola dna pístu

tloušťka dna pístu	$\delta = 4,3 \text{ mm}$
poloměr vetknutí desky	$r_v = 14,5 \text{ mm}$
minimální příčný průřez pístu (B-B)	$S_x = 233,52 \text{ mm}^2$

Maximální ohybové napětí pro model vetknuté desky:

$$\sigma_{o_max} = 0,25 \cdot p_{max_sk} \cdot \left(\frac{r_v}{\delta}\right)^2 \quad [\text{Pa}] \quad (8.1)$$

$$\sigma_{o_max} = 0,25 \cdot 3,80 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1,45 \cdot 10^{-2}}{4,3 \cdot 10^{-3}}\right)^2 = 1,08 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 10,8 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro písty ze slitiny hliníku $\sigma_{dov_Al} = 40$ až 50 MPa [2].

8.2 Nejslabší místo pláště pístu

Maximální tlakové napětí v příčném průřezu pístu:

$$\sigma_{tl_max} = \frac{F_{p_max}}{S_x} \quad [\text{Pa}] \quad (8.2)$$

$$\sigma_{tl_max} = \frac{4294,0}{0,00023352} = 1,84 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 18,4 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro písty ze slitiny hliníku $\sigma_{dov_Al} = 40$ až 50 MPa [2].

Setrvačná síla hmotnosti koruny pístu nad průřezem S_x :

$$F_{sp_x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad [\text{N}] \quad (8.3)$$

hmotnost koruny pístu a kroužku nad řezem B-B	$m_x = 1,73 \cdot 10^{-2} \text{ kg}$
poloměr klikového hřídele	$r_k = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$
maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele	$\omega_{max} = 680,68 \text{ rads}^{-1}$
ojniční poměr	$\lambda = 0,22$

$$F_{sp_x} = 1,73 \cdot 10^{-2} \cdot 2,2 \cdot 10^{-2} \cdot 680,68^2 \cdot (1 + 0,22) = 215,14 \text{ N}$$

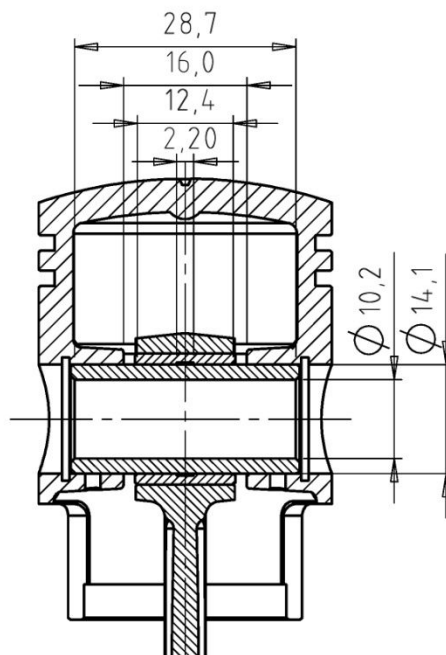
Maximální tahové napětí v příčném průřezu pístu:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x} \quad [\text{Pa}] \quad (8.4)$$

$$\sigma_t = \frac{215,14}{0,00023352} = 9,22 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 0,922 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro písty ze slitiny hliníku $\sigma_{t,dov} = 4$ až 10 MPa [2].

8.3 Měrný tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice



Obr. 18 Podélný řez uložením pístního čepu motoru Jawa 50 typ 223.200

vnější průměr pístního čepu	$D_{a_č} = 14,1 \text{ mm}$
vnitřní průměr pístního čepu	$D_{i_č} = 10,2 \text{ mm}$
šířka mazací drážky	$t_d = 2,2 \text{ mm}$
šířka pouzdra oka zmenšená o dvojnásobek šířky sražení hran pouzdra	$t_p = 12,4 \text{ mm}$
vzdálenost čel nálitku pro pístní čep	$H_o = 16 \text{ mm}$
délka pístního čepu zmenšená o dvojnásobek poloměru zaoblení	$l_č = 28,7 \text{ mm}$

Velikost zatěžující síly pro kontrolu tlaku mezi pístním čepem a pouzdem ojnice:

$$F = F_{p_max} - F'_{sp} \quad [N] \quad (8.5)$$

$$F = 4294,0 - 927,70 = 3366,3 \text{ N}$$

Měrný tlak ve stykové ploše pístního čepu a pouzdra ojnice:

$$p_o = \frac{F}{(t_p - t_d) \cdot D_{a_č}} \quad [Pa] \quad (8.6)$$

$$p_o = \frac{3366,3}{(1,24 \cdot 10^{-2} - 2,2 \cdot 10^{-3}) \cdot 1,41 \cdot 10^{-2}} = 2,34 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 23,4 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty měrného tlaku pro kontakt pouzdra ojnice s pístním čepem

$$p_{dov_1} = 20 \text{ až } 39 \text{ MPa [2].}$$

8.4 Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v pístu

Hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu:

$$m''_p = m_{p_celk} - m_{č} \quad [kg] \quad (8.7)$$

$$m''_p = 7,46 \cdot 10^{-2} - 1,71 \cdot 10^{-2} = 5,75 \cdot 10^{-2} \text{ kg} = 57,5 \text{ g}$$

Velikost setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu:

$$F''_{sp} = m''_p \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda) \quad [N] \quad (8.8)$$

hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu

$$m''_p = 5,75 \cdot 10^{-2} \text{ kg}$$

poloměr klikového hřídele

$$r_k = 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

$$\omega_{max} = 680,68 \text{ rads}^{-1}$$

ojniční poměr

$$\lambda = 0,22$$

$$F''_{sp} = 5,75 \cdot 10^{-2} \cdot 2,2 \cdot 10^{-2} \cdot 680,68^2 \cdot (1 + 0,22) = 715,05 \text{ N}$$

Velikost zatěžující síly pro kontrolu tlaku mezi pístním čepem a oky v pístu:

$$F' = F_{p_max} - F''_{sp} \quad [N] \quad (8.9)$$

$$F' = 4294,0 - 715,05 = 3578,95 \text{ N}$$

Měrný tlak ve stykové ploše pístního čepu a oky v pístu:

$$p_p = \frac{F'}{(l_{\check{c}} - H_o) \cdot D_{a,\check{c}}} \quad [\text{Pa}] \quad (8.10)$$

$$p_p = \frac{3578,95}{(2,87 \cdot 10^{-2} - 1,6 \cdot 10^{-2}) \cdot 1,41 \cdot 10^{-2}} = 2,0 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 20 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty měrného tlaku pro kontakt pístního čepu s pístem z hliníkových slitin $p_{\text{dov}_2} = 15$ až 34 MPa [2].

8.5 Namáhání pístního čepu ohybem

Maximální ohybový moment zatěžující pístní čep:

$$M_{o_{\text{max}}} = \frac{F}{12} \cdot \left(l_{\check{c}} + 2 \cdot H_o - \frac{3}{2} \cdot t_p \right) \quad [\text{Nm}] \quad (8.11)$$

$$M_{o_{\text{max}}} = \frac{3366,3}{12} \cdot \left(2,87 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 1,6 \cdot 10^{-2} - \frac{3}{2} \cdot 1,24 \cdot 10^{-2} \right) = 11,81 \text{ Nm}$$

Modul průřezu pístního čepu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{a,\check{c}}^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{i,\check{c}}}{D_{a,\check{c}}} \right)^4 \right] \quad [\text{m}^3] \quad (8.12)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot (1,41 \cdot 10^{-2})^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{1,02 \cdot 10^{-2}}{1,41 \cdot 10^{-2}} \right)^4 \right] = 1,99 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 = 199 \text{ mm}^3$$

Maximální ohybové napětí v pístním čepu:

$$\sigma_{op_{\text{max}}} = \frac{M_{o_{\text{max}}}}{W_o} \quad [\text{Pa}] \quad (8.13)$$

$$\sigma_{op_{\text{max}}} = \frac{11,81}{1,99 \cdot 10^{-7}} = 5,93 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 59,3 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty ohybového napětí pro pístní čepy $\sigma_{op_{\text{dov}}} = 250$ až 500 MPa [2].

8.6 Namáhání pístního čepu smykem

Maximální smykové napětí v pístním čepu:

$$\tau_{\max} = \frac{0,85 \cdot F \cdot \left[1 + \frac{D_{i\check{c}}}{D_{a\check{c}}} + \left(\frac{D_{i\check{c}}}{D_{a\check{c}}} \right)^2 \right]}{D_{a\check{c}}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{i\check{c}}}{D_{a\check{c}}} \right)^4 \right]} \quad [\text{Pa}] \quad (8.14)$$

$$\tau_{\max} = \frac{0,85 \cdot 3366,3 \cdot \left[1 + \frac{1,02 \cdot 10^{-2}}{1,41 \cdot 10^{-2}} + \left(\frac{1,02 \cdot 10^{-2}}{1,41 \cdot 10^{-2}} \right)^2 \right]}{(1,41 \cdot 10^{-2})^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{1,02 \cdot 10^{-2}}{1,41 \cdot 10^{-2}} \right)^4 \right]} = 4,45 \cdot 10^7 \text{ Pa} = 44,5 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty smykového napětí pro pístní čepy $\tau_{\text{dov}} = 120$ až 220 MPa [2].

9. ZÁVĚR

Ze zadaných základních technických údajů motoru Jawa 50 typ 223.200, kterým se tato bakalářská práce zabývá, jsem určil jeho hlavní parametry. Pro další postup výpočtu bylo nutné vytvořit 3D modely kompletní válcové jednotky, které jsem vypracoval na základě změření všech dílů skutečného motoru v aplikaci SolidWorks. Při určení maximálního tlaku ve válci z indikátorového diagramu jsem zohlednil odlišnosti mezi dvoudobým a čtyřdobým motorem a výsledné hodnoty porovnal.

Na 3D modelu pístní skupiny byly změřeny dílčí objemy a podle hustoty konkrétních materiálů jednotlivých částí motoru také určeny potřebné hmotnosti pro další výpočty. Pevnostní kontrole jsem dle zadání podrobil horní oko ojnice, které je namáháno měrným tlakem mezi bronzovým pouzdrem a okem ojnice, setrvačnou silou při jmenovitých otáčkách motoru a silou od maximálního tlaku plynů ve válci. Vypočtené hodnoty napětí jsou nižší než dovolené hodnoty, kdy nejvyšší napětí vzniká zvětšením přesahu pouzdra v oku ojnice díky jeho ohřátí. Kontrola této části ojnice zahrnovala i výpočet velikosti součinitele bezpečnosti dle Goodmana při únavovém namáhání a s tím spojenou volbu materiálu, uvažuji ocel 14 220. Součástí práce je i pevnostní kontrola pístu a pístního čepu. Zejména kontrola velikosti měrného tlaku mezi pístním čepem a pouzdrem ojnice nebo oky v pístu. Obě vypočtené hodnoty nepřekročily maximální dovolené hodnoty měrných tlaků pro nepřepřehované motory dle literatury [2]. Poslední výpočet byl proveden ke kontrole velikosti napětí při namáhání pístního čepu ohybem a smykem, výsledné hodnoty jsou výrazně nižší než dovolená napětí.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VYKOUKAL, Rudolf. Dvoudobé motory vozidlové. první vydání. Brno : SNTL, n.p., 1957. 344 s. L13-B3-4-III.
- [2] RAUSCHER, Jaroslav. Ročníkový projekt (studijní opory). Brno, 154 s.
- [3] PAVELEK, Milan. Termomechanika. 3. přepracované. Brno : CERM, s.r.o. Brno, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [4] DRASTÍK, František. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Druhé doplněné vydání. Ostrava - Mariánské Hory : MONTANEX a.s., 2002. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [5] Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: Mechanical Engineering Design. New York, The McGraw-Hill Companies, 7th edition, 2004, ISBN-13: 978-0072921939
- [6] Návod na obsluhu a udržování [online]. Povážská Bystrica : [s.n.], 1969 [cit. 2010-04-01]. Dostupné z WWW: <<http://www.motorkari.cz/moto-manualy-motorek/jawa/jawa-50-23-mustang>>.
- [7] Co se děje v malém spalovacím dvoutaktním modelářském motoru. In Moje objevené "Ameriky". [s.l.] : [s.n.], 17.11.2006 [cit. 2010-04-01]. Dostupné z WWW: <http://www.offroad-rc.info/chcipani_teorie.htm>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	Součinitel normálové síly
a_2	[-]	Součinitel ohybového momentu
c_o	[-]	Součinitel
c_p	[-]	Součinitel
c_s	[ms ⁻¹]	Střední pístová rychlost
D	[m]	Vrtání
$D_{a_č}$	[m]	Vnější průměr pístního čepu
D_{D1}	[m]	Vnitřní průměr dolního oka ojnice
D_{D2}	[m]	Vnější průměr dolního oka ojnice
D_{H1}	[m]	Vnitřní průměr horního oka ojnice
D_{H2}	[m]	Vnější průměr horního oka ojnice
D_{H3}	[m]	Vnitřní průměr bronzového pouzdra
$D_{i_č}$	[m]	Vnitřní průměr pístního čepu
e	[m]	Přesah pouzdra před zalisováním do ojnice
E_b	[MPa]	Modul pružnosti v tahu bronzu
E_o	[MPa]	Modul pružnosti v tahu oceli
e_t	[m]	Zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí
F	[N]	Velikost zatěžující síly pro kontrolu tlaku mezi pístním čepem a pouzdrem ojnice
F'	[N]	Velikost zatěžující síly pro kontrolu tlaku mezi pístním čepem a oky v pístu
F_{nos}	[N]	Náhradní normálová síla
F_{not}	[N]	Normálová síla v průřezu 0-0
F_{ns}	[N]	Normálová síla v průřezu I-I
F_{nt}	[N]	Normálová síla v průřezu I-I
F_{p_max}	[N]	Síla od maximálního tlaku plynů ve válci
F_{sp_x}	[N]	Setrvačná síla hmotnosti koruny pístu nad průřezem S_x
F_{sp}	[N]	Setrvačná síla
F_{sp}''	[N]	Velikost setrvačné síly posuvných hmot pístní skupiny bez pístního čepu
h	[m]	Šířka průřezu horního oka ojnice
H_D	[m]	Šířka dolního oka ojnice
H_H	[m]	Šířka horního oka ojnice
H_k	[m]	Kompresní výška pístu
H_{m1}	[m]	Výška prvního můstku pístu
H_{m2}	[m]	Výška druhého můstku pístu
H_o	[m]	Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep

H_p	[m]	Šířka pouzdra ojnice
H_p	[m]	Výška pístu
H_{p_k}	[m]	Vzdálenost drážek pojistných kroužků
H_u	[Jkg ⁻¹]	Výchřevnost benzínu
H_V	[m]	Vzdálenost horní hrany výfukového kanálu od horní hrany vložky
i_v	[-]	Počet válců
J	[-]	Empirický součinitel
k	[-]	Zdvihový poměr
k_1	[-]	Konstanta podílu normálové síly F_{ns} (oko – pouzdro)
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
k_k	[-]	Součinitel bezpečnosti
$l_{\check{c}}$	[m]	Délka pístního čepu zmenšená o dvojnásobek poloměru
L_{oj}	[m]	Délka ojnice
$m_{\check{c}}$	[kg]	Hmotnost pístního čepu
m_k	[kg]	Hmotnost pístního kroužku
M_{o_max}	[Nm]	Maximální ohybový moment zatěžující pístní čep
M_{os}	[Nm]	Náhradní moment
M_{ot}	[Nm]	Ohybový moment v průřezu 0-0
m_p	[kg]	Hmotnost pístu
m_p''	[kg]	Hmotnost pístní skupiny bez pístního čepu
m_{pa}	[kg]	Hmotnost paliva
m_{p_celk}	[kg]	Celková hmotnost pístní skupiny
m_{pk}	[kg]	Hmotnost pojistného kroužku
M_s	[Nm]	Ohybový moment v průřezu I-I
M_t	[Nm]	Ohybový moment v průřezu I-I
m_v	[kg]	Hmotnost nasátého vzduchu
m_x	[kg]	Hmotnost koruny pístu a kroužku nad řezem B-B
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
p'	[Pa]	Výsledný měrný tlak mezi pouzdrem a ojnící
p_2	[Pa]	Teoretický kompresní tlak
p_{2sk}	[Pa]	Skutečný kompresní tlak
p_a	[Pa]	Atmosférický tlak

p_{dov_1}	[Pa]	Dovolené hodnoty měrného tlaku pro kontakt pouzdra ojnice s pístním čepem
p_{dov_2}	[Pa]	Dovolené hodnoty měrného tlaku pro kontakt pístního čepu s pístem z hliníkových slitin
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
P_e	[W]	Nejvyšší výkon motoru
P_l	[kWdm ⁻³]	Litrový výkon
p_{max}	[Pa]	Teoretický maximální tlak ve válci
p_{max_sk}	[Pa]	Skutečný maximální tlak ve válci
p_o	[Pa]	Měrný tlak ve stykové ploše pístního čepu a pouzdra ojnice
P_p	[Pa]	Měrný tlak ve stykové ploše pístního čepu a oky v pístu
Q_{23}	[J]	Teoretické množství využitého tepla během izochorického děje
Q_{23sk}	[J]	Skutečné množství využitého tepla během izochorického děje
Q_H	[J]	Množství přivedeného tepla během izochorického děje
r	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta směsi
r'	[m]	Poloměr těžiště příčného průřezu
r_k	[m]	Poloměr zalomení klikového hřídele
R_{m_oj}	[Pa]	Mez pevnosti materiálu ojnice
r_v	[m]	Poloměr vetknutí desky
S	[m ²]	Průmětu plochy dna pístu do osy válce
S_o	[m ²]	Příčný průřez oka ojnice
S_p	[-]	Stechiometrický poměr
S_p	[m ²]	Příčný průřez pouzdra oka ojnice
S_x	[m ²]	Minimální příčný průřez pístu (B-B)
t_1	[°C]	Teplota nasáté směsi
T_1	[K]	Teplota nasáté směsi
t_d	[m]	Šířka mazací drážky
t_o	[m]	Minimální výška dřívku ojnice
t_{o1}	[m]	Maximální výška dřívku ojnice
T_{oj}	[m]	Střední šířka dřívku ojnice
t_p	[m]	Šířka pouzdra oka zmenšená o dvojnásobek šířky sražení hran pouzdra
V_1	[m ³]	Celkový objem
V_2	[m ³]	Kompresní objem
V_K	[m ³]	Kompresní objem

V_Z	[m ³]	Zdvihový objem
V_{ZV}	[m ³]	Objem válce nad výfukovým kanálem
W_o	[m ³]	Modul průřezu pístního čepu v ohybu
Z	[m]	Zdvih zaoblení
α_b	[K ⁻¹]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti bronzu
α_o	[K ⁻¹]	Součinitel lineární tepelné roztažnosti oceli
δ	[m]	Tloušťka dna pístu
Δt	[K]	Ohřev oka ojnice za provozu
ε	[-]	Teoretický kompresní poměr
ε_{sk}	[-]	Skutečný kompresní poměr
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ	[-]	Ojniční poměr
λ_v	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
μ	[-]	Poissonova konstanta
ρ_{litina}	[kgm ⁻³]	Hustota šedé litiny
ρ_{ocel}	[kgm ⁻³]	Hustota oceli
ρ_{slit_Al}	[kgm ⁻³]	Hustota materiálu pístu
σ_a	[Pa]	Amplituda napětí
σ_{a_max}	[Pa]	Maximální napětí cyklu ve vnějším vlákne horního oka
σ_{a_min}	[Pa]	Minimální napětí cyklu ve vnějším vlákne horního oka
σ_a	[Pa]	Napětí ve vnějším vlákne
σ_{as}	[Pa]	Normálové napětí ve vnějším vlákne průřezu I-I
σ_{at}	[Pa]	Normálové napětí ve vnějším vlákne průřezu I-I
σ_c	[Pa]	Mez únavy reálné součásti
σ_{co}	[Pa]	Mez únavy vzorku
σ_{dov}	[Pa]	Dovolené napětí materiálu
σ_{dov_Al}	[Pa]	Dovolené napětí hliníkové slitiny
σ_{i_max}	[Pa]	Maximální napětí cyklu ve vnitřním vlákne horního oka
σ_{i_min}	[Pa]	Minimální napětí cyklu ve vnitřním vlákne horního oka
σ_i	[Pa]	Napětí ve vnitřním vlákne
σ_{is}	[Pa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákne průřezu I-I
σ_{it}	[Pa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákne průřezu I-I
σ_m	[Pa]	Střední napětí
σ_{max}	[Pa]	Maximální napětí v horním oku ojnice
σ_{o_max}	[Pa]	Maximální ohybové napětí pro model vetknuté desky
σ_{op_dov}	[Pa]	Dovolené hodnoty ohybového napětí pro pístní čepy
σ_{op_max}	[Pa]	Maximální ohybové napětí v pístním čepu

σ_t	[Pa]	Maximální tahové napětí v příčném průřezu pístu
σ_{t_dov}	[Pa]	Dovolené tahové napětí hliníkové slitiny
σ_{tl_max}	[Pa]	Maximální tlakové napětí v příčném průřezu pístu
τ	[-]	Taktnost
τ_{dov}	[Pa]	Dovolené hodnoty smykového napětí pro pístní čepy
τ_{max}	[Pa]	Maximální smykové napětí v pístním čepu
φ_z	[°]	Úhel zakotvení ojničního oka
φ_{zr}	[rad]	Úhel zakotvení ojničního oka
ω_{max}	[rads ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele