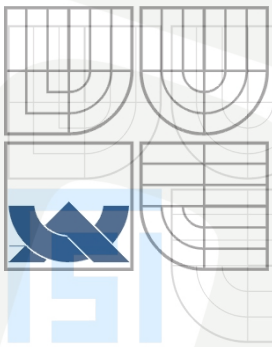
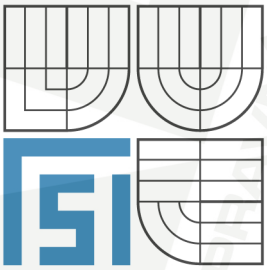


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍST ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU O VÝKONU 147 KW

PISTON OF 4-STROKE SI-ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE **TOMÁŠ HEJDA**

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE **ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.**

SUPERVISOR

BRNO 2009

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pístu čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 147 kW, který se používá do Octavie 2,0 TFSi RS. Zaměřuje se na hlavní rozměry pístu tak, aby byl schopen pracovat v teplotně i silově náročných podmínkách, kterým musí píst odolávat po celou dobu své životnosti. Další neodmyslitelnou částí bakalářské práce je pevnostní výpočet pístu.

Klíčová slova:

mechanismus, motor, namáhání, píst, pístní kroužek, pístní čep

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of piston for 147 kW 4-stroke SI-engine, which is used in Octavie 2,0 TFSi RS. The work is focused to main dimensions of the piston, to make it able to work in difficult, temperature and strength conditions as exposed to in its lifetime. One of the most important part of design this piston is strength calculation.

Key words:

mechanism, engine, stress, piston, piston ring, wrist-pin

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HEJDA, Tomáš. *Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 147kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předložená bakalářská práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, že jsem v práci neporušil autorská práva(ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně dne 20. 5. 2009

…….

podpis

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Davidu Svídovi za cenné připomínky, rady a čas obětovaný konzultacím vedoucím k vypracování této bakalářské práce.

OBSAH

Abstrakt 1
Čestné prohlášení 3
Poděkování 4
Obsah 5
Úvod 7
1 Pístní skupina 8
1.1 Píst 8
1.1.1 Materiály pístů 9
1.1.2 Tepelné namáhání pístu 9
1.1.3 Chlazení pístu 10
1.2 Pístní kroužky 11
1.2.1 Těsnící pístní kroužky 12
1.2.2 Stírací pístní kroužek 13
1.3 Pístní čep 14
1.3.1 Plovoucí pístní čepy 15
1.3.2 Pevně uložený pístní čep 15
2 Stanovení hlavních rozměrů motoru 16
2.1 Zadání úlohy 16
2.2 Stanovení hlavních rozměrů pístového motoru 16
2.2.1 Zdvihový objem válce 16
2.2.2 Objemový výkon (litrový) 16
2.2.3 Stanovení průměru pístu 17
2.2.4 Zdvih pístu 17
2.2.5 Střední pístová rychlost 17
2.3 Návrh hlavních rozměrů pístu 18
2.3.1 Výška pístu 19
2.3.2 Kompresní výška 19
2.3.3 Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep 19
2.3.4 Vzdálenost mezi pojistnými kroužky 19
2.3.5 Výška prvního můstku 19
2.3.6 Výška druhého můstku 19
2.3.7 Výška třetího můstku 19
2.3.8 Šířka dna pístu 20
2.3.9 Průměr díry pro pístní čep a vnější průměr pístního čepu 20

2.3.10 Vnitřní průměr pístního čepu 20
2.4 Drážky pro pístní kroužky 20
2.4.1 Radiální vůle pístních kroužků 21
2.4.2 Axiální vůle pístních kroužků 22
2.4.3 Drážka pro stírací pístní kroužek 23
2.5 Pevnostní výpočet 24
2.5.1 Pevnostní výpočet dna pístu 24
2.5.2 Nejslabší místo pláště pístu 26
2.5.3 Měrný tlak na plášti pístu 28
2.5.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem 30
3 Závěr 33
4 Literatura 34
5 Seznam použitých zkratek a symbolů 35
6 Seznam příloh 37

ÚVOD

Parní stroj je jedním z vynálezů, které významným způsobem ovlivnil vývoj a charakter průmyslu a civilizace samotné. Devatenácté století je dokonce nazýváno stoletím páry. Ale vzhledem k rozměrové a s ní spojené ekonomické náročnosti výroby se použití parních strojů zúžilo pouze na velké společnosti.

Proto se od počátku devatenáctého století vynálezci zabývali zkonstruováním spalovacího motoru, který by byl poháněn tehdy dostupným svítiplynem. Spalovací motor je stroj, jenž přeměňuje vstupní tepelnou energii vznikající v pracovním prostoru válce nad hlavou pístu. Tato energie je vytvořena vznícením směsi paliva se vzduchem a mění se na energii mechanickou.

Vynálezcem prvního opravdu funkčního spalovacího motoru je označován J. J. Etienne Lenor. V roce 1860 sestavil dvojčinný dvoudobý motor, který byl zapalován svítiplynem pomocí elektrické jiskry. Výsledkem úsilí dalších let byl čtyřdobý plynový motor s předběžným stlačením směsi ve válci. Autorem je N. A. Otto, který na tento motor dostal roku 1877 patent. Tímto počinem je tento rok neodmyslitelně spjat se vznikem prvního typu moderního spalovacího motoru.

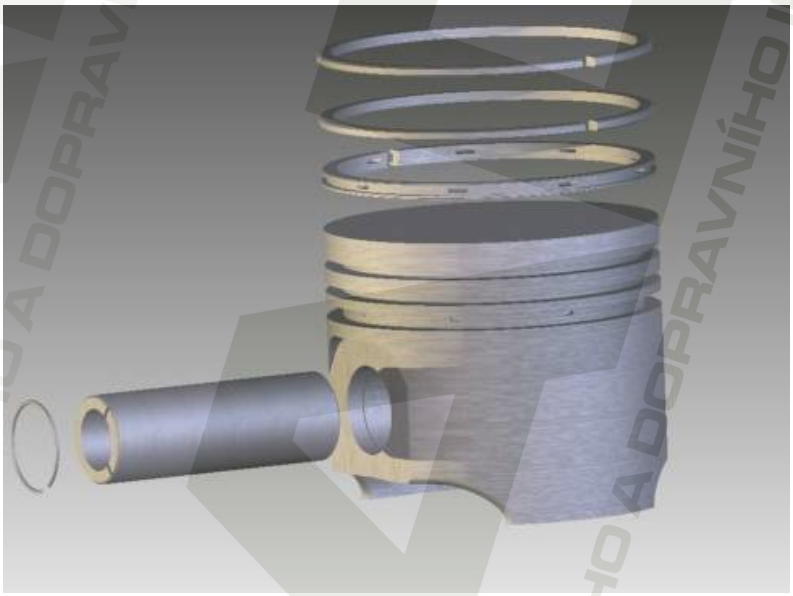
Vývoj se ovšem nezastavil a původní Ottův spalovací motor už můžeme se současnými motory srovnávat pouze z hlediska principu funkčnosti. V dnešní době se běžně setkáváme s vozidlovými motory, které vykazují vysokou účinnost, malou měrnou hmotnost a splňují těžké emisní podmínky stanovené normou EURO 4. S vývojem motorů se současně vyvíjela i jednotlivá paliva. Momentálně jsou preferovány motory, jež používají naftu nebo benzín.

Vzhledem ke snaze snížení emisí na minimum a přitom zachování vysoké účinnosti motoru bude automobilový průmysl muset do budoucna nabídnout nějaký alternativní agregát pro pohon vozidel. Například elektrické pohonné jednotky, vodíkové palivové jednotky nebo jejich kombinace.

V současnosti se většina automobilek snaží o zvýšení výkonu zaváděním nových technologií. Jednou z nich je i snížení měrné hmotnosti klikového mechanismu, včetně pístní soustavy, aniž by se změnily výkonové vlastnosti motoru. Tato bakalářská práce je zaměřena na stanovení základních rozměrů a pevnostního výpočtu pístu u čtyřdobého zážehového motoru dle zadání.

1 PÍSTNÍ SKUPINA

U spalovacích motorů je pístní skupina jednou ze stěžejních částí celého klikového mechanismu. A to znamená, že její funkčnost je velice důležitá pro chod samotného motoru. Pístní skupina se u všech čtyřdobých zážehových motorů skládá z pístu, pístního čepu, třech pístních kroužků a závlaček pro zajištění proti axiálnímu pohybu pístního čepu. Pístní skupina musí zabezpečit přenos síly, kterou vyvine tlak vzníceného plynu na ojnici. Zároveň musí zamezit unikání spalin do prostoru klikového mechanismu. Ojnice dále sílu přenáší na klikový hřídel. [1]

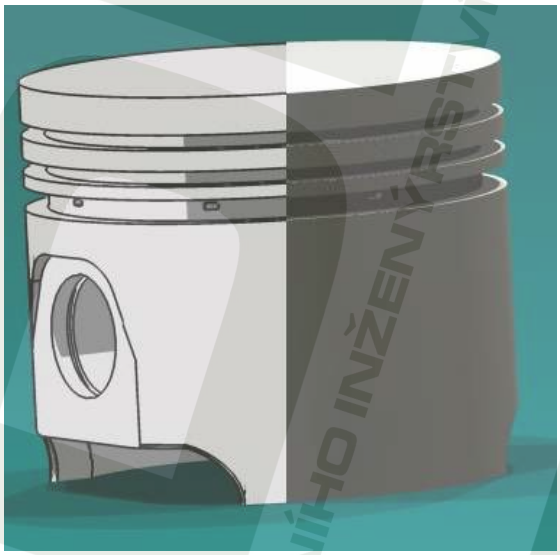


Obr.1 Pístní skupina

1.1 Píst

Píst je jednou z nejdůležitějších a nejvíce namáhaných součástí klikového mechanismu. Přenáší obrovské tlaky plynu vzníceného nad hlavou pístu, ve spalovacím prostoru válce. Zároveň musí píst společně s pístními kroužky utěsnit spalovací prostor, aby nedocházelo k úniku plynu do útrob klikového mechanismu. Důsledkem přímého kontaktu vzníceného plynu musí píst také odolávat velice náročným teplotním podmínkám. Nejvíce tepelně zatíženou částí je dno pístu a horní můstek. Konkrétně píst, na který je zaměřena tato bakalářská práce, je určen do přeplňovaného čtyřdobého zážehového motoru, kde jsou maximální teploty ještě vyšší než u motorů atmosférických. Maximální teplota povrchu pístu z hliníkové slitiny by neměla překročit 320℃. Musíme brát

v úvahu, že téměř 90% veškerého tepla je z pístu odváděno pláštěm pístu a pístními kroužky. Velmi důležitá je tedy i maximální teplota v drážce pro pístní kroužek, pohybuje se kolem 250℃ což je přibližná teplota karbonizace syntetických olejů. Při překračování této teploty začíná vznikat karbon, který zamezí v pohybu pístnímu kroužku. Což může v důsledku znamenat zadření pístu ve válci. Musí být tedy dobře zajištěn odvod tepla pístu na stěny válce. [1]



Obr.2 Píst

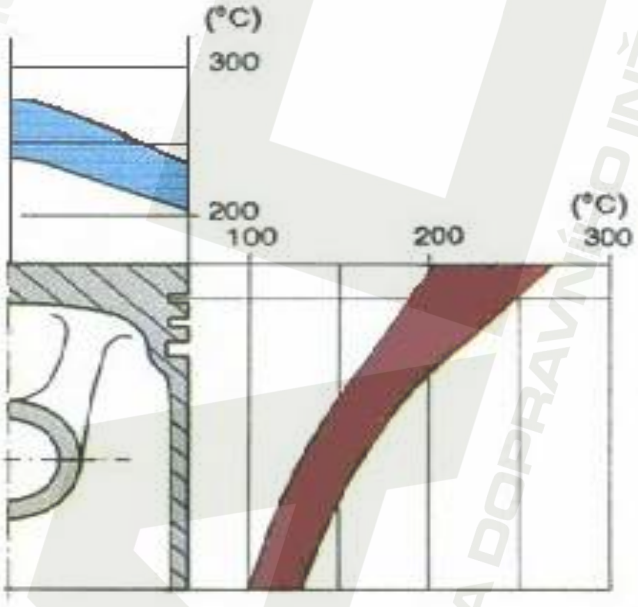
1.1.1 Materiály pístů

V současné době se písty nejčastěji vyrábějí z hliníkových slitin Al-Si, a to odléváním. Důvodem je to, že tyto slitiny mají velmi dobré licí vlastnosti a poměrně malou tepelnou roztažnost. A proto rozdíly vůlí ve studeném a zahřátém válci nejsou nadměrné. Písty jsou nejčastěji vyráběny z eutektické slitiny obsahující křemíku okolo 11%. Slitiny nadeutektické obsahující 18% křemíku se častěji užívají pro písty vznětových motorů. Obě slitiny mají nízkou hustotu, značnou odolnost proti opotřebení, teplotní stálost, vysokou pevnost po tepelném zpracování a relativně dobrou tepelnou vodivost. Zlepšení kluzných vlastnosti slitiny docílíme navýšením obsahu křemíku. Odolnost proti korozi zvyšuje přísada hořčíku. Slévatelnost a mechanické vlastností závisí na množství manganu. [1]

1.1.2 Tepelné namáhání pístu

Teploty ve spalovacím prostoru dosahují často až 2000℃. P řičemž teplota pístu závisí na mnoha faktorech - například na průběhu spalování, způsobu chlazení, zatížení motoru a dalších. Množství tepla přestoupeného od spalin na dno pístu by mělo být co nejmenší. A píst musí teplo rychle odvést, proto je nejvhodnější mít co nejmenší plochu dna pístu. U pístů z hliníkových slitin je odvod tepla relativně rychlý. Ale musíme brát v úvahu, že teplota pístu ze slitiny

z hliníku by neměla překročit 320℃. Proto pr ůřezy, kterýma se teplo odvádí, musí být dostatečně velké. Velmi důležitý je tedy, i odvod tepla přestoupeného z pístu na stěnu válce. Čehož se dosahuje chladícím prostorem, který by měl byt umístěn co nejblíže k dosedací ploše hlavy motoru tak, aby písní kroužky zasahovaly do ochlazované oblasti v horní i dolní úvrati. S narůstající plochou dna pístu se prodlužuje i dráha odvodu tepla. A se zvětšující se teplotou se zhoršují materiálové a s nimi spojené mechanické vlastnosti. [1]



Obr.3 Rozložení teplot na dně a plášti pístu [1]

1.1.3 Chlazení pístu

Velmi důležitá je i maximální teplota v drážce pro pístní kroužek, pohybuje se v rozmezí od 220℃ až 260℃, což je p řibližná teplota karbonizace olejů. Přičemž hranici 260℃ dosahují pouze syntetické oleje. Překročí-li teplota mezní karbonizační teplotu použitého oleje, je potřeba zabezpečit její snížení chlazením pístu. V současné době se chlazení pístu používá téměř u všech typů motorů. U méně zatížených motorů se používá nástřik dna pístu, u motorů více zatížených se používá chladící kanál v hlavě pístu. [1]

Nástřik dna pístu

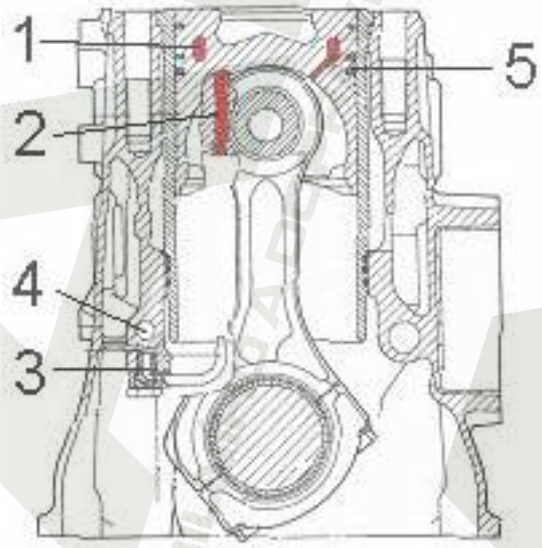
Nástřik dna pístu olejem snižuje teplotu v drážce prvního pístního kroužku asi o 20℃. [1]

Obr.4 Nástřik dna pístu [1]

Chladící kanál v hlavě pístu

Použití chladícího kanálu sníží teplotu v drážce prvního pístního kroužku asi o 40℃. [1]

1 Toroidní chladící kanál
2 Přívodní kanálek
3 Tryska
4 Přívodní kanál
5 Odpadní kanál



Obr.5 Chladící kanál v hlavě pístu [1]

1.2 Pístní kroužky

Pístní kroužky mají rozdílné předem dané funkce. Rozeznáváme pístní kroužky stírací a těsnící. Těsnící kroužky musí izolovat prostor spalovací komory nad hlavou pístu od olejové vany, což znamená zajistit neprostupnost mezi pístem a pláštěm válce. Musíme však brát zřetel na to, že při 100 zdvizích za sekundu jsou pístní kroužky vystaveny extrémně vysokým teplotám a zároveň musí odolávat značnému mechanickému zatížení. A proto je důležité

správné množství mazacího oleje. To zajišťuje stírací pístní kroužek, který přivádí potřebné množství z olejové vany. Společně se dvěma těsnícími kroužky ho rovnoměrně rozděluje po celé stěně válce. Současně s vývojem motorů, zvyšováním měrného výkonu motoru, se také zvýšily požadavky na pístní kroužky. Proto byly vyvinuty a zavedeny do provozu speciální konstrukce a technologické operace pístních kroužků. Zejména povrchové úpravy kluzných ploch. Nejmodernější konstrukce motorů vyžadují například kroužky s povrchovou vrstvou keramického materiálu obsahující chrom. I kvůli moderním pístním kroužkům mohou motory obstát ve stále přísnějších emisních normách. [4]

Obr.6 Těsnící a stírací pístní kroužky [5]

1.2.1 Těsnící pístní kroužky

První těsnící pístní kroužek

K nejčastějším konstrukčním řešením těsnících kroužků patří kroužky s rovnou pracovní stranou, nazývané taky pravoúhlé. Jsou vyrobeny z tepelně upravené litiny s obsahem kuličkového grafitu. Na pracovní straně je nanesena vrstva keramiky s obsahem chromu. Poměrně vysoké třecí ztráty i nevýhody z hlediska regulace výšky olejové vrstvy vedly k zaoblení těsnící plochy. [1]

Obr.7 Pravoúhlí pístní kroužek [4]

Druhý těsnící pístní kroužek

Jako druhý pístní kroužek se nejčastěji používají kroužky s kuželovou těsnící plochou. Kroužky jsou vyráběny s tepelně upravené nebo neupravené litiny s obsahem vločkového grafitu. Povrch kroužků bývá fosfátován. Vyznačuje se tím, že v počáteční fázi záběhu ve válci se kroužek stýká se stěnou válce jen malou plochou. Vysoký měrný tlak zajišťuje rychlé přizpůsobení tvaru kroužku, současně i ovalitě válce. Zajišťuje také dobré setření olejové vrstvy. Jeho výhodou je ve srovnání s pravoúhlým pístním kroužkem, že se na jeho stranách a v drážce pístu neusazují pevné zplodiny hoření, což zabraňuje jeho zapečení v drážce. [1]

Obr.8 Kroužek s úkosem [4]

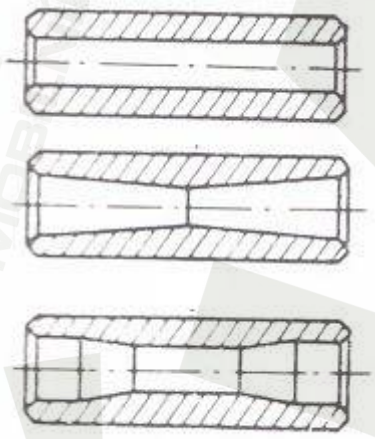
1.2.2 Stírací pístní kroužek

V moderních benzínových motorech se nyní stále víc uplatňují stírací kroužky ocelové. Jsou tvořeny dvěma ocelovými lamelami a rozpínací pružinou. Stykové plochy lamel jsou pokryty tvrdochromem. Pro snížení opotřebení povrchu pružiny v kontaktní ploše s lamelami bývají pružina i lamely nitridovány. Kvůli své vysoké přizpůsobivosti a měrnému tlaku zajišťují tyto kroužky dobré řízení olejové vrstvy na stěně válce. [1]

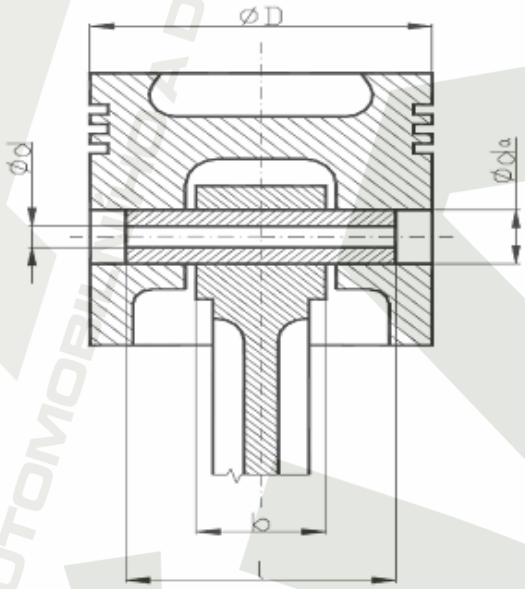
Obr.9 Stírací kroužek s prstenovou pružinou [4]

1.3 Pístní čep

Pístní čep je spojovacím článkem přenášejícím sílu mezi pístem a ojnicí, jejímž účinkem je namáhán na ohyb, střih a otlačení kruhového průřezu. Vzhledem k proměnnosti směru i velikosti zatěžující síly, která je způsobena tlakem plynu a setrvačnými hmotami pístu a pístních kroužků, je pístní čep namáhán únavově. Poruchy pístního čepu bývají nejčastěji trhliny v podélném směru, vyvolané napětím, které píst hůř ovalizuje. Trhliny příčné vznikající nejčastěji ohybovým napětím. Obvykle používaným druhem je pístní čep s průběžným válcovým otvorem. Další úpravy čepů slouží ke snížení hmotnosti. Například čep s kuželovým zúžením konců. Čepy mohou být také uzavřené z jedné strany nebo uprostřed. Běžně užívané čepy se vyrábějí z oceli třídy 12, 14 a 15. Po základním opracování se cementují. Oboustranné tepelné zpracování a leštění povrchu značně zvyšují jejich odolnost proti otěru. [1]



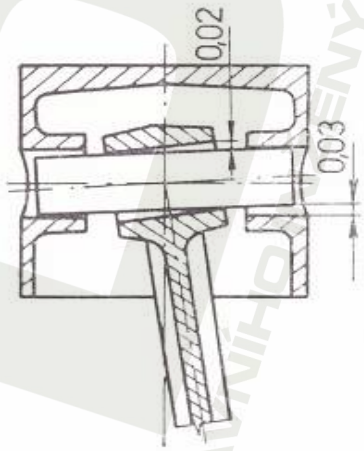
Obr.10 Základní typy pístních čepů [2]



Obr.11 Základní uložení pístního čepu [6]

1.3.1 Plovoucí pístní čepy

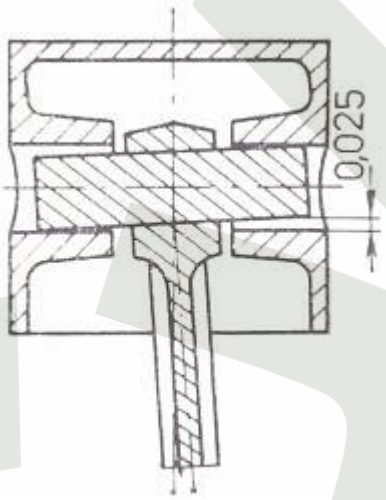
Ve vozidlových motorech se převážně používají plovoucí čepy. Bývají uloženy volně v oku ojnice i nálitcích pro pístní čep. Tyto čepy se poměrně lehce montují a rovnoměrně se opotřebovávají po celé délce a po obvodu. Axiální pojištění zabezpečují drátové pojistky. [1]



Obr.12 Plovoucí pístní čep [3]

1.3.2 Pevně uložený pístní čep

U zážehových motorů se v některých provedeních používá pístní čep za tepla nalisovaný do ojničního oka. Ohybové napětí u tohoto druhu uložení čepu může být nižší, protože vzdálenost nálitků pro pístní čep se může zkrátit a jejich délka prodloužit. Značnou výhodou tohoto řešení je možnost zmenšení vnějšího průměru čepu, neboť dochází k výraznému snížení ovalizace. U tohoto typu uložení není potřebné axiální jištění. [1]



Obr.12 Pevně uložený čep [3]

2 STANOVENÍ HLAVNÍCH ROZMĚRŮ MOTORU

2.1 Zadání úlohy

Zpracujte výpočtový návrh a konstrukční řešení pístu pro čtyřdobý přeplňovaný zážehový motor o výkonu 147 kW při otáčkách n = 50001/min.

Hlavní rozměry pístového spalovacího motoru :

- D [m] - Vrtání (průměr) válce
- Z [m] - Zdvih pístu
- i [-] - Počet válců motoru

Motor, do kterého je píst navrhován, je čtyřdobý zážehový čtyřválec o obsahu 2000 cm^3. Se základními informacemi o motoru můžeme přistoupit k výpočtu hlavních rozměrů motoru.

2.2 Stanovení hlavních rozměrů pístového motoru

Ze vzorce pro výpočet výkonu motoru odvodíme vztah pro výpočet zdvihového objemu jednoho válce motoru.

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i$$

τ [-] - taktnost motoru (pro čtyřdobé motory je $\tau = 0{,}5$)

p_e [-] - střední efektivní tlak (pro čtyřdobé motory je p_e = 1,1 ÷ 2 MPa, volím p_e = 1,7 MPa)

2.2.1 Zdvihový objem válce

$$V_z = \frac{60 \cdot P_e}{p_e \cdot n \cdot i \cdot \tau} \qquad (1)$$

$$V_z = \frac{60 \cdot 141610}{17000000 \cdot 5000 \cdot 4 \cdot 0{,}5}$$

$$V_z = 0{,}0004998 m^3 = 0{,}5 dm^3 = 0{,}5 l$$

2.2.2 Objemový výkon (litrový)

$$P_l = \frac{P_e}{v_z \cdot i} \cdot 1000 \qquad (2)$$

$$P_l = \frac{141{,}61}{0{,}5 \cdot 4} \cdot 1000$$

$$P_l = 70{,}8 kW$$

2.2.3 Stanovení průměru pístu

Ze vzorce pro výpočet zdvihového objemu válce odvodíme vztah pro výpočet průměru pístu.

$$V_Z = \frac{\pi \cdot D^4}{4} \cdot Z \qquad (3)$$

k [-] - zdvihový poměr volím dle tab.1

MOTORY zážehové	ROK	jmenovité otáčky [min^{-1}]		stř. píst. rychlost [m.s^{-1}]		stř. efekt. tak [MPa]		kompresní poměr [-]		zdvihový poměr [-]		objemový výkon [kW. dm^{-3}]	
		minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum	minimum	maximum
přeplňované	2003	5000	7000	11	19.1	1.1	2	8	10.5	0.8	1.2	50	103

Tab.1 Doporučené meze rozměrů pístu [2]

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_Z}{\pi \cdot k}} \qquad (4)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}0005}{\pi \cdot 1}}$$

$$D = 0{,}086m = 86mm$$

2.2.4 Zdvih pístu

$$Z = k \cdot D \qquad (5)$$

$$Z = 1 \cdot 0{,}086$$

$$Z = 0{,}086m = 86mm$$

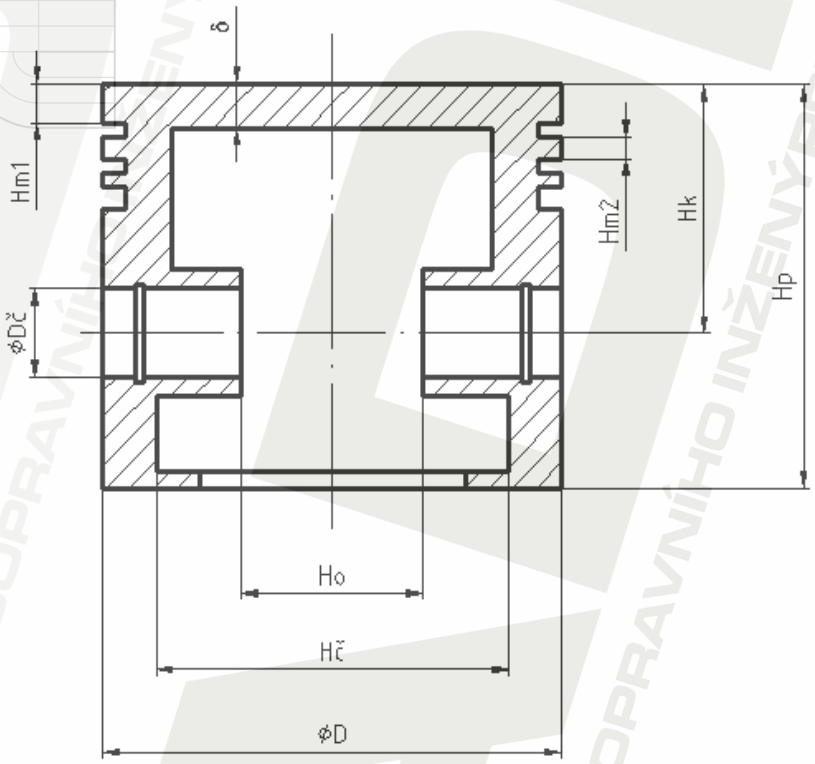
2.2.5 Střední pístová rychlost

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \qquad (6)$$

$$c_s = 2 \cdot 0{,}086 \cdot \frac{5000}{60}$$

$$c_s = 14{,}3ms^{-1}$$

2.3 Návrh hlavních rozměrů pístu



Obr.13 Základní rozměry pístu

ØD - průměr vrtání válce
H_P - výška pístu
H_K - kompresní výška pístu
H_O - vzdálenost mezi nálitky
$H_č$ - délka pístního čepu
H_{m1} - výška prvního můstku
H_{m2} - výška druhého můstku
Ø $D_č$ - průměr pístního čepu
δ - šířka dna pístu

Pro návrh pístu jsou jednotlivé rozměry vyjádřeny v procentuální závislosti na vrtání válce D.

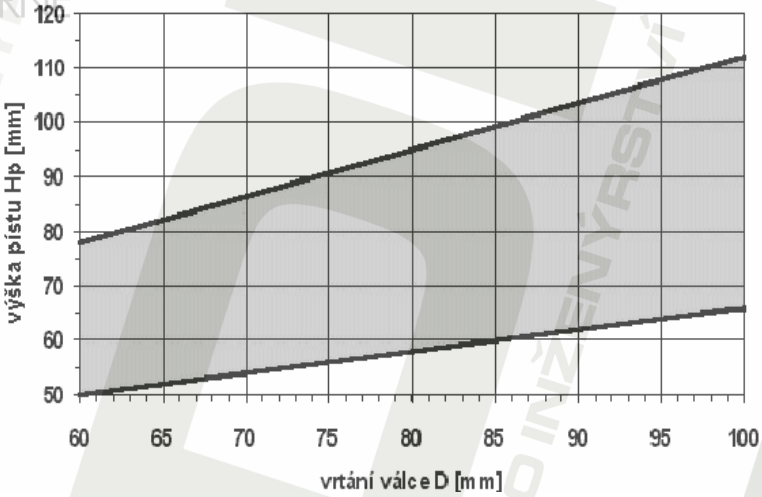
veličina	ØD	H_P	H_K	H_O	$H_č$	H_{m1}	H_{m2}	Ø$D_č$	δ
%D	100	90-140	50-70	40	85	6-10	3-6	25-28	5-7

Tab.2 Doporučené meze rozměrů pístu [2]

2.3.1 Výška pístu

Volím dle obrázku 14.

$$H_p = 73mm$$



Obr.14 [2]

2.3.2 Kompresní výška

$$H_k = 0{,}52 \cdot D = 0{,}52 \cdot 86 \quad (7)$$

$$H_k = 45mm$$

2.3.3 Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep

$$H_o = 0{,}4 \cdot D = 0{,}4 \cdot 86 \quad (8)$$

$$H_o = 34mm$$

2.3.4 Vzdálenost mezi pojistnými kroužky

$$H_č = 0{,}85 \cdot D = 0{,}85 \cdot D \quad (9)$$

$$H_č = 73mm$$

2.3.5 Výška prvního můstku

$$H_{m1} = 0{,}8 \cdot D = 0{,}8 \cdot 86 \quad (10)$$

$$H_{m1} = 7mm$$

2.3.6 Výška druhého můstku

$$H_{m2} = 0{,}045 \cdot D = 0{,}045 \cdot 86 \quad (11)$$

$$H_{m2} = 4mm$$

2.3.7 Výška třetího můstku

$$H_m = 0{,}03 \cdot D = 0{,}03 \cdot 86 \quad (12)$$

$$H_m = 2{,}6mm$$

2.3.8 Šířka dna pístu

Doporučená hodnota šířky dna pístu je (0,05 ÷ 0,07) x D. Ale vzhledem k maximálnímu ohybovému napětí pro vetknutou desku σ_{Omax} , musím zvětšit šířku dna pístu oproti doporučení.

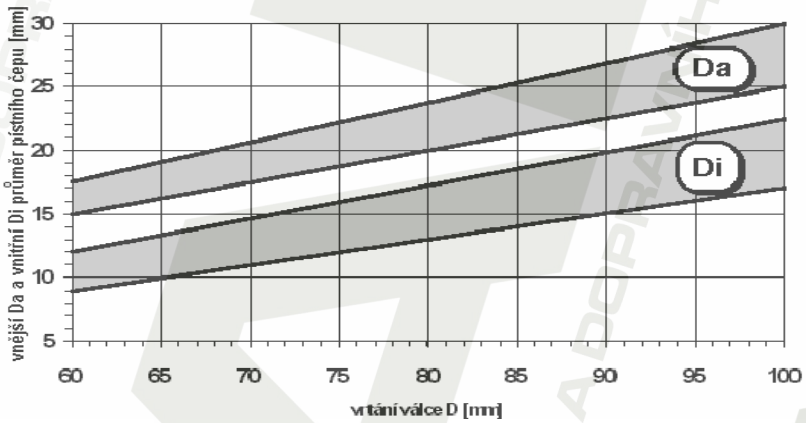
$$\delta = 0{,}9 \cdot D = 0{,}9 \cdot 86 \tag{13}$$

$$\delta = 8mm$$

2.3.9 Průměr díry pro pístní čep a vnější průměr pístního čepu

Volím dle obrázku 15.

$$D_{\check{C}} = D_a = 23mm$$



Obr.15 [2]

2.3.10 Vnitřní průměr pístního čepu

Volím dle obrázku15.

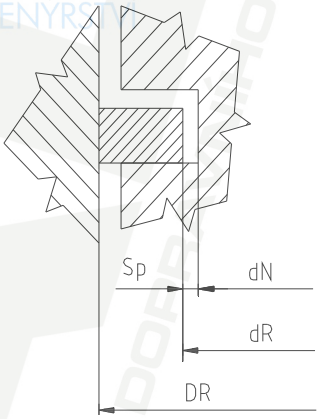
$$D_i = 16\,mm$$

2.4 Drážky pro pístní kroužky

V současnosti nejobvyklejší kombinací uspořádání pístních kroužků na pístu čtyřdobého zážehového motoru jsou dva těsnící kroužky a jeden stírací. Přičemž těsnící kroužky zabraňují úniku spalin do prostoru klikové skříně a v podstatné míře se podílí na odvodu tepla pístu na plášť válce. Kroužek stírací zabraňuje úniku oleje nad píst, ale zároveň vytváří vhodný mazací film mezi pístem a válcem.

2.4.1 Radiální vůle pístních kroužků

Při vymezení vůle mezi pístem a pláštěm válce nesmí dosednout pístní kroužek na dno drážky pro kroužek. Proto musí být mezi dnem drážky a kroužkem určitá radiální vůle. Nesmí však být moc velká, protože do této v vůle v průběhu expanze a hoření vnikají spaliny a ty zvyšují množství škodlivých spalin motoru.



D_R [mm] - vnější průměr kroužku v zamotaném stavu

d_R [mm] - vnitřní průměr kroužku v zamotaném stavu

d_N [mm] - průměr drážky pro pístní kroužek

S_P [mm] - radiální vůle pístního kroužku

Obr.16 Radiální vůle pístního čepu [2]

Radiální vůle pístního kroužku je podle doporučení (S_P = 0,6÷0,8), volím S_P = 0,7 mm.

a_1[m] - šířka prvního pístního kroužku

a_2[m] - šířka druhého pístního kroužku

a_3[m] - šířka třetího pístního kroužku

Podle normy vztahující se k pístním kroužkům (DIN 70 910, DIN 70 915, DIN 70 947) je šířka prvního, druhého a třetího pístního kroužku totožná, můžeme tedy říct, že $a_1 = a_2 = a_3 = a$. A proto pro následující výpočty budu používat jednotnou šířku pístních kroužků a.

Volím a = 3,6 mm.

d_{N1}[m] - průměr drážky pro první pístní kroužek

d_{N2}[m] - průměr drážky pro druhý pístní kroužek

d_{N3}[m] - průměr drážky pro třetí pístní kroužek

Jelikož používám jednotnou šířku pístních kroužků, bude totožný i průměr drážek pro pístní kroužky. Můžeme tedy říct, že $d_{N1} = d_{N2} = d_{N3} = d_N$. V následujících výpočtech už budu používat pouze jednotný průměr drážek pro pístní kroužky d_N.

$$d_N = D - 2 \cdot (a + S_p) \tag{14}$$

$$d_N = D - 2 \cdot (0{,}0036 + 0{,}007)$$

$$d_N = 0{,}0774m = 77{,}4mm$$

d_{R1}[m] - vnitřní průměr prvního pístního kroužku v zamotaném stavu

d_{R2}[m] - vnitřní průměr druhého pístního kroužku v zamotaném stavu

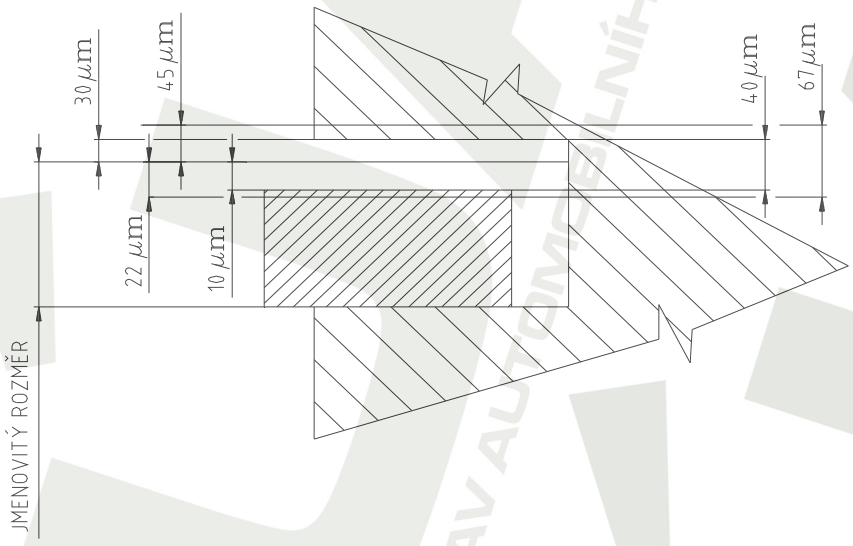
d_{R3}[m] - vnitřní průměr třetího pístního kroužku v zamotaném stavu

$d_{R1} = d_{R2} = d_{R3} = d_R$

$d_R = 78{,}8mm = 0{,}0788m$, dle normy DIN 70 910 ,DIN 70 915 , DIN 70 947

2.4.2 Axiální vůle pístních kroužků

Nejdůležitějším faktorem při dimenzování axiální vůle je pravděpodobné množství vzniklého karbonu. Z důvodu vysokých teplot, které působí zejména na první pístní kroužek, se u něj volí axiální vůle větší než u kroužku druhého a třetího stíracího kroužku.



Obr.17 Axiální vůle pístních kroužků [2]

Axiální vůle prvního pístního kroužku dle DIN 70 910

Drážka pro kroužek : $2{,}5^{+0{,}050}_{-0{,}035}\,mm$

Pístní kroužek : $2{,}5^{-0{,}010}_{-0{,}022}\,mm$

Maximální vůle kroužku v drážce – 0,072 mm

Minimální vůle kroužku v drážce – 0,045 mm

Axiální vůle druhého pístního kroužku dle DIN 70 915

Drážka pro kroužek : $2{,}5^{+0{,}040}_{-0{,}025}\,mm$

Pístní kroužek : $2{,}5^{-0{,}010}_{-0{,}022}\,mm$

Maximální vůle kroužku v drážce – 0,062 mm

Minimální vůle kroužku v drážce – 0,035 mm

Axiální vůle třetího pístního kroužku dle DIN 70 947

Drážka pro kroužek : $2{,}5^{+0{,}040}_{-0{,}025}\,mm$

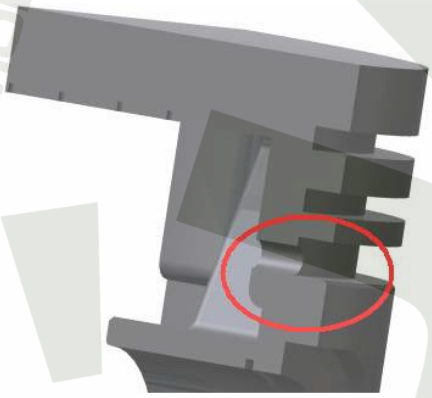
Pístní kroužek : $2{,}5^{-0{,}010}_{-0{,}022}\,mm$

Maximální vůle kroužku v drážce – 0,062 mm

Minimální vůle kroužku v drážce – 0,035 mm

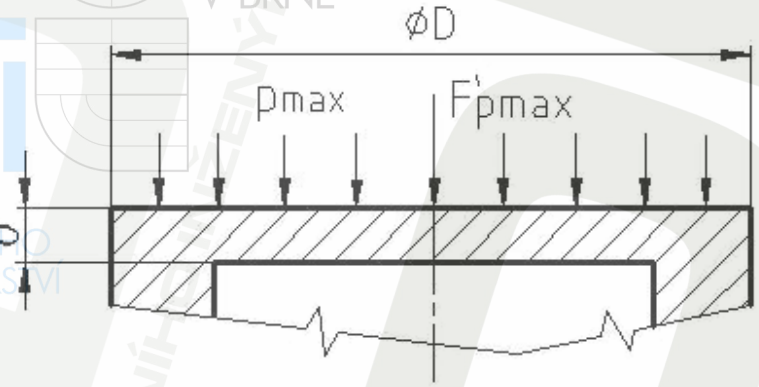
2.4.3 Drážka pro stírací pístní kroužek

Jak jsem již dříve uvedl, hlavním úkolem stíracího pístního kroužku je stírání oleje ze stěny válce a udržování ideální mazací vrstvy mezi pístem a válcem. Pro tento účel musí být v drážce pro stírací kroužek vyvrtány díry, kterými je odváděn setřený olej do prostoru klikové skříně. Průměr díry pro odvod oleje je asi 1 mm. Musíme tedy brát v úvahu, že vyvrtané díry zvyšují vrubový účinek a tím samozřejmě zvyšují i napětí v tomto místě. A proto v následujících pevnostních výpočtech budu kontrolovat i nejslabší místo pláště pístu, kterým je právě drážka pro stírací pístní kroužek.



Obr.18 Drážka pro stírací pístní kroužek

2.5 Pevnostní výpočet



Obr.19 Zatížení dna pístu [2]

2.5.1 Pevnostní výpočet dna pístu

Maximální síla tlaků plynů:

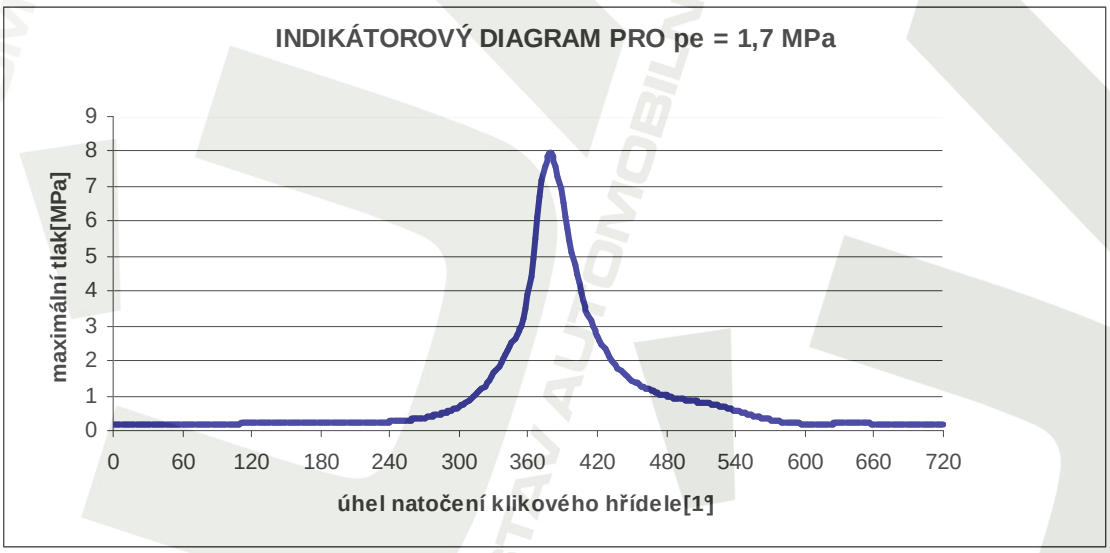
$$F'_{p\max} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{\max} \qquad (15)$$

$$F'_{p\max} = \pi \cdot 0{,}0385^2 \cdot 7{,}97 \cdot 10^6$$

$$F'_{p\max} = 37141{,}3N$$

r [m] – poloměr vetknutí desky (s ohledem na průměr drážky pro pístní kroužek d_N volím r = 38,5mm = 0,0385m)

p_{max} [Pa] – maximální tlak plynů ve válci motoru (určuje se z indikátorového diagramu)



Obr.20 Indikátorový diagram

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,\max} = \frac{F'_{p\max}}{\pi} \cdot \frac{r}{3} \qquad (16)$$

$$M_{o,\max} = \frac{37141,3}{\pi} \cdot \frac{0,0385}{3}$$

$$M_{o,\max} = 151,7 Nm$$

Moment odporu v ohybu (modul průřezu):

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r \cdot \delta^2 \qquad (17)$$

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot 0,0385 \cdot 0,008^2$$

$$W_o = 8,2 \times 10^{-7} m^3$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_{o,\max} = \frac{M_{o,\max}}{W_o} \qquad (18)$$

$$\sigma_{o,\max} = \frac{151,7}{8,2 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{o,\max} = 185 MPa$$

Vypočítaná hodnota maximálního ohybového napětí v předchozím výpočtu je hodně obecná a teoretická, reálné napětí je ovlivněno vetknutím nebo podepřením desky po obvodu. Volím vetknutou kruhovou desku.

Maximální ohybové napětí pro desku vetknutou:

$$\sigma_{o,\max} = 0,25 \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \qquad (19)$$

$$\sigma_{o,\max} = 0,25 \cdot 7,97 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,0385}{0,008}\right)^2$$

$$\sigma_{o,\max} = 46,2 MPa$$

Dovolené hodnoty napětí pro písty z hliníkové slitiny se dnem s nízkými žebry :

σ_{DOV} **= 40÷50 MPa** > $\sigma_{O,\,max}$ **= 46,2 MPa** => **VYHOVUJE**

2.5.2 *Nejslabší místo pláště pístu*

Jak jsem již dříve uvedl nejslabší místo pláště je u většiny pístů v drážce pro stírací kroužek. V tomto místě je totiž plášť pístu zeslaben samotnou drážkou pro kroužek a navíc vyvrtanými dírami pro odvod setřeného oleje ze stěny válce.

Maximální síla od tlaku plynu ve spalovacím prostoru:

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} \qquad (20)$$

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot 0{,}086^2}{4} \cdot 7{,}97 \cdot 10^6$$

$$F_{p,\max} = 46331N$$

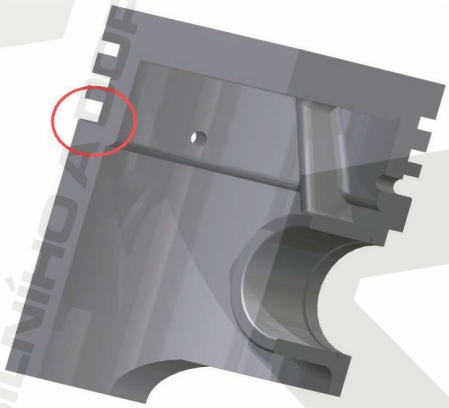
Průřez pístu v rovině drážky pro stírací pístní kroužek:

$$S_X = \frac{\pi}{4}\left(d_N{}^2 - d_X{}^2\right) \qquad (21)$$

$$S_X = \frac{\pi}{4}\left(0{,}0774^2 - 0{,}066^2\right)$$

$$S_X = 1{,}28 \cdot 10^{-3} m^2$$

d_X [m] - vnitřní průměr plochy S_X



Obr.21 Místo s nejmenším průřezem pláště pístu

Napětí vyvolané tlakem plynu nad pístem:

$$\sigma_{tl,\max} = \frac{F_{p,\max}}{S_x} \qquad (22)$$

$$\sigma_{tl,\max} = \frac{46331}{1{,}28 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{tl,\max} = 36{,}2MPa$$

Setrvačná síla:

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \varpi_{\max}^2 \cdot (1+\lambda_o) \qquad (23)$$

$$F_{sp,x} = 0{,}19 \cdot 0{,}043 \cdot 680^2 \cdot (1+0{,}2)$$

$$F_{sp,x} = 4533{,}4N$$

m_x [m]-hmotnost korunky pístu nad řezem X - X

r_k [m]-poloměr klikového hřídele

λ_o [-]-ojniční poměr (u současných motorů $\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} = 0{,}2 \div 0{,}3$)

l_O [m]-délka ojnice

Obr.22 Řez korunky pístu

Maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele motoru:

$$\varpi_{\max} = \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30} \qquad (24)$$

$$\varpi_{\max} = \frac{\pi \cdot 6500}{30}$$

$$\varpi_{\max} = 680 s^{-1}$$

Vzhledem ke jmenovitým otáčkám motoru n=5000 min^{-1} volím n_{max}= 6500 min^{-1}.

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_X} \qquad (25)$$

$$\sigma_t = \frac{4533{,}4}{1{,}28 \cdot 10^{-3}}$$

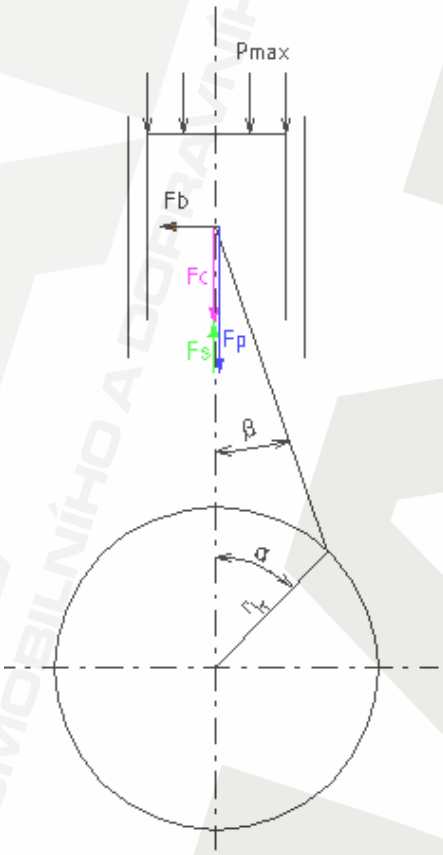
$$\sigma_t = 3{,}5MPa$$

Dovolené napětí pro hliníkové slitiny $\sigma_{t,dov}$ = 4÷10 MPa

$\sigma_{t,dov}$ = 4÷10 MPa > σ_t = 3,5 MPa => VYHOVUJE

2.5.3 *Měrný tlak na plášti pístu*

Měrný tlak na plášti pístu je způsoben normálovou silou působící na plášť válce. Maxima dosahuje tato síla při expanzním zdvihu poblíž horní úvratě. Síla je určována kinematikou klikového mechanismu a průběhem tlaků plynů při hoření ve válci motoru. V tomto konkrétním případě dosahuje tlak ve spalovacím prostoru svého maxima při natočení klikového hřídele o 378°. Úhel natočení hřídele α se tedy rovná 18°.



Obr.23 Síly působící na klikový mechanismus

Obr.24 Celkové síly působící na píst [7]

Měrný tlak na plášti pístu:

$$p_{pl} = \frac{F_B}{D_{pl} \cdot L_{pl}} \qquad (26)$$

D_{pl} [m] - průměr vrtání válce

L_{pl} [m] - nosná délka pláště pístu

Výpočet síly od tlaku plynů F_P:

$$F_P = (p_{max} - p_{atm}) \cdot S_P \quad (27)$$

$$F_P = (7{,}97 \cdot 10^6 - 101325) \cdot 5{,}8 \cdot 10^{-3}$$

$$F_P = 45673{,}1N$$

p_{atm} [Pa] - atmosférický tlak

S_P [m^2]- plocha dna pístu

Výpočet sekundární síly F_S:

$$F_S = -(m_{píst} - m_1) \cdot r \cdot \varpi_{max}^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda_o \cdot \cos(2\alpha)) \quad (28)$$

$$F_S = -(0{,}633 - 0{,}081) \cdot 0{,}043 \cdot 680^2 \cdot (\cos 18° + 0{,}2 \cdot \cos(2 \cdot 18°))$$

$$F_S = -13501{,}5N$$

$m_{píst}$ [kg] - hmotnost pístu

m_1 [kg] - hmotnost posuvných hmot

Úhel natočení ojnice:

$$\beta = \sin^{-1}(\lambda_0 \cdot \sin\alpha) \quad (29)$$

$$\beta = \sin^{-1}(0{,}2 \cdot \sin 18°)$$

$$\beta = 3{,}54°$$

α [°] - úhel natočení klikového hřídele

Maximální velikost výsledné síly F_C:

$$F_C = F_S + F_P \quad (30)$$

$$F_C = (-13501{,}5) + 45673{,}1$$

$$F_C = 32171{,}6N$$

Výpočet normálové síly F_B:

$$F_B = F_C \cdot \tan\beta \quad (31)$$

$$F_B = 32171{,}6 \cdot \tan 3{,}54°$$

$$F_B = 1990{,}2N$$

Po dosazení do rovnice (26) získáme měrný tlak na plášti pístu.

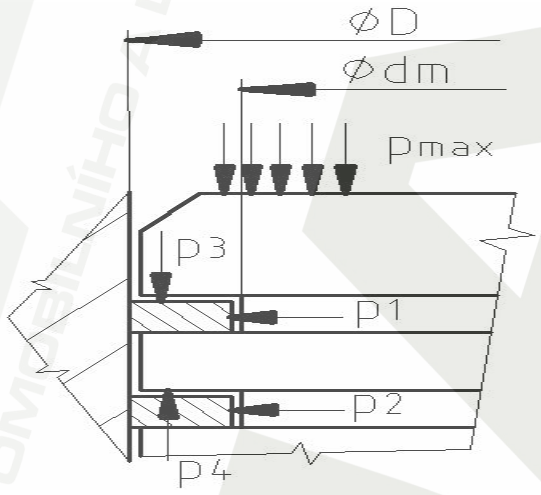
$$p_{pl} = \frac{1990{,}2}{0{,}086 \cdot 0{,}073}$$

$$p_{pl} = 0{,}3MPa$$

Doporučená hodnota měrného tlaku je 0,6 ÷ 1,4 MPa. Vypočítaný měrný tlak p_{pl} = 0,3 MPa nenáleží intervalu doporučených hodnot tlaku. Vyplývá z toho, že píst je mírně předimenzován. Výška pláště pístu mohla být s ohledem na doporučený měrný tlak nižší nebo je velikost normálové síly malá, a to v důsledku rozdílnosti reálné váhy pístu a posuvných hmot od vypočítaných hodnot.

2.5.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

Pístní kroužky s pláštěm pístu odvádí největší část tepla pístu. Můstek je tedy ve spalovacím prostoru namáhán vlivem velmi vysokých tlaků plynů, a to při značně vysoké teplotě. Můstek je namáhán jako vetknutý nosník na ohyb a střih. Výsledný silový účinek je dán rozložením tlaků plynu v mezerách mezi kroužky.



$p_1 = 0{,}76 \cdot p_{max}$

$p_2 = 0{,}20 \cdot p_{max}$

$p_3 = 0{,}90 \cdot p_{max}$

$p_4 = 1{,}10 \cdot p_2$

Obr.25 Rozložení tlaku v mezikrožkových objemech [2]

Výsledný silový účinek působící na můstek

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D^2 - d_m^2\right) \cdot \left(0{,}9\, p_{\max} - 0{,}22\, p_{\max}\right) \qquad (32)$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left(0{,}086^2 - 0{,}0783^2\right) \cdot \left(0{,}9 \cdot \left(7{,}97 \cdot 10^6\right) - 0{,}22 \cdot \left(7{,}97 \cdot 10^6\right)\right)$$

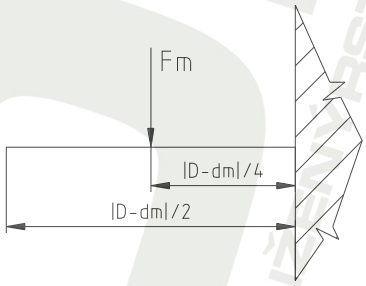
$$F_m = 5387\,N$$

Výpočet ohybového napětí

$$M_o = F_m \cdot \left(\frac{D - d_N}{4} \right) \tag{33}$$

$$M_o = 5387 \cdot \left(\frac{0{,}086 - 0{,}0783}{4} \right)$$

$$M_o = 10{,}37 Nm$$



Obr.26 Namáhání můstku [2]

Modul odporu v ohybu

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}^2 \tag{34}$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0{,}0783 \cdot 0{,}004^2$$

$$W_o = 5{,}9 \cdot 10^{-7} m^3$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \tag{35}$$

$$\sigma_o = \frac{10{,}37}{5{,}9 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_o = 17576271 Nm^{-2}$$

Průřez v místě vetknutí

$$S = \pi \cdot d_m \cdot H_{m2} \tag{36}$$

$$S = \pi \cdot 0{,}0783 \cdot 0{,}004$$

$$S = 9{,}5 \cdot 10^{-4} m^2$$

Smykové napětí

$$\tau = \frac{F_m}{S} \tag{37}$$

$$\tau = \frac{5387}{9{,}5 \cdot 10^{-4}}$$

$$\tau = 5670526{,}3 Pa = 5{,}67 MPa$$

Výsledné redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2\right)} \qquad (38)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(17576271^2 + \left(3 \cdot 5670526{,}3^2\right)\right)}$$

$$\sigma_{red} = 20134296 Pa$$

$$\sigma_{red} = 20{,}13 MPa$$

Hodnota doporučeného dovoleného napětí pro písty z hliníkové slitiny je $\sigma_{\text{red,dov}} = 60 \div 80$ MPa. Vypočítaná hodnota $\sigma_{red} = 20{,}13 MPa$ nenáleží intervalu dovolených hodnot napětí. Z toho vyplývá, že píst je mírně předimenzovaný.

3 ZÁVĚR

Jedním z cílů této bakalářské práce bylo provést návrh základních rozměrů pístu čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 147 kW, který je používán u automobilů Octavie RS. Jelikož daná problematika je velice složitá, obsáhlá a nedostupná, mají stanovené rozměry spíš návrhový informativní charakter. V práci je ukázaný postup podle kterého lze píst navrhnout, ale nebylo by možné ho použít do motoru pro jehož parametry byl navrhnut. Při výpočtu nebylo zohledněno mnoho faktorů, které by se při reálné konstrukci pístu nemohly zanedbat. Nejdůležitějším prvkem je tepelné zatížení působící na píst, které ovlivňuje ovalizaci pístu, tvar boční křivky pístu i pevnostní výpočet.

V druhé časti práce jsem se zaměřil na pevnostní výpočet pístu. Výpočet obsahuje kontrolu namáhání dna pístu, kontrolu nejslabšího místa pláště pístu. Dále bylo kontrolováno tlakové namáhání pláště pístu a namáhání můstku mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem. Některé vypočítané maximální napětí, způsobené zatížením pístu, jsou menší než nejnižší doporučené hodnoty dovolených napětí. Z toho můžeme usoudit, že navržený píst je mírně předimenzován, což by mělo za následek zvýšení měrné hmotnosti celého klikového mechanismu. To by znamenalo částečné snížení výkonu motoru.

V následujícím kroku bych se tedy snažil optimalizovat navržené rozměry pístu na základě vypočítaných hodnot pevnostního výpočtu.

4 LITERATURA

[1] Rauscher, J.: Spalovací motory (studijní opora), Brno, Učební text vysokých škol.

[2] Rauscher, J.: Ročníkový projekt (studijní opory), Brno, Učební text vysokých škol.

[3] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II, Praha, SNTL 1983.

[4] GOETZE Praktický průvodce: Pístní kroužky. [Aktuální 24. 05. 2009.] Dostupné na : WWW: http://cesomot_cz/GOETZ-pistni-krouzky.pdf

[5] http://www.totalseal.com [Aktuální 23. 05. 2009.]

[6] Ing. Pavel Brabec: Vliv tuhosti pístního čepu na deformaci pláště. [Aktuální 20. 05. 2009.] Dostupné na: WWW:http://www.3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241.BOZEK/ publikace/2003/Pistni_cep.údf

[7] http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/tecnika-motocyklu-5.-cast-motor [Aktuální 24. 05. 2009.]

5 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_s	[m.s^{-1}]	Střední pístová rychlost
d_N	[mm]	Průměr drážky pro pístní kroužek v pístu
d_R	[mm]	Vnitřní průměr pístního kroužku v zamotaném stavu
D	[mm]	Vrtání válce motoru
D_a	[mm]	Vnější průměr pístního čepu
D_i	[mm]	Vnitřní průměr pístního čepu
D_R	[mm]	Vnější průměr pístního kroužku v zamotaném stavu
F_B	[N]	Normálová síla (kterou působí píst na stěnu válce)
F_C	[N]	Výsledná síla působící na píst ve vertikálním směru
F_m	[N]	Výsledný silový účinek působící na můstek
F_P	[N]	Síla od tlaku plynu působící ve vertikálním směru
F_{Pmax}	[N]	Maximální síla od tlaku plynu
F_S	[N]	Sekundární síla působící na píst ve vertikálním směru
$F_{SP,X}$	[N]	Setrvačná síla pístu
$H_Č$	[mm]	Vzdálenost pojistných kroužků
H_K	[mm]	Kompresní výška pístu
H_{m1}	[mm]	Výška prvního můstku pístu
H_{m2}	[mm]	Výška druhého můstku pístu
H_m	[mm]	Výška třetího můstku pístu
H_O	[mm]	Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep
H_{pl}	[mm]	Výška pláště pístu
H_P	[mm]	Výška pístu
i	[-]	Počet válců motoru
k	[-]	Zdvihový poměr
$m_{pístu}$	[kg]	Hmotnost pístu
m_1	[kg]	Hmotnost posuvných hmot
m_x	[kg]	Hmotnost korunky nad řezem vyšetřovaného průřezu
M_O	[N.m]	Ohybový moment
M_{Omax}	[kg]	Maximální ohybový moment

n	[min^{-1}]	Jmenovité otáčky
n_{max}	[min^{-1}]	Maximální otáčky
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
p_{max}	[Pa]	Maximální tlak plynů ve válci motoru
p_{pl}	[Pa]	Měrný tlak na plášť pístu
P_e	[W]	Výkon motoru
r	[m]	Poloměr podepření desky
r_k	[m]	Poloměr klikového hřídele
S	[m^2]	Průřez v místě vetknutí
S_p	[mm]	Radiální vůle pístního kroužku
S_x	[m^2]	Minimální příčný průřez pístu v drážce pro stírací kroužek
V_Z	[m^3]	Zdvihový objem jednoho válce motoru
M_O	[N.m]	Moment odporu v ohybu
W_O	[m^3]	Modul odporu v ohybu
Z	[m]	Zdvih pístu
α	[°]	Úhel nato čení klikového hřídele
β	[°]	Úhel mezi osou pístu a ojnicí
δ	[mm]	Hloubka dna pístu
λ_O	[-]	Ojniční poměr
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_O	[Pa]	Ohybové napětí
σ_{Omax}	[Pa]	Maximální ohybové napětí pro desku vetknutou
σ_{Omax}'	[Pa]	Maximální ohybové napětí
σ_t	[Pa]	Tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu
$\sigma_{tl\,max}$	[Pa]	Napětí vyvolané tlakem plynu
τ	[Pa]	Smykové napětí
τ'	[-]	Taktnost motoru
ω_{max}	[Pa]	Maximální úhlová rychlost

6 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 3D model

Příloha 2 Výkres pístu 1-3P23-BP-P