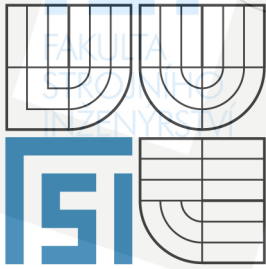


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ  
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## PÍST ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU PRO OSOBNÍ AUTOMOBIL

PISTON OF 4-STROKE SUPERCHARGED SI-ENGINE FOR PASSENGER CAR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

MILOSLAV PROCHÁZKA

VEDOUcí PRÁCE  
SUPERVISOR

ING DAVID SVÍDA

BRNO 2008



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2007/08

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Procházka Miloslav

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

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

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:

### **Píst čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro osobní automobil**

v anglickém jazyce:

#### **Piston of 4-stroke supercharged SI-engine for passenger car**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte výpočtový návrh pístu čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro osobní automobil

Cíle bakalářské práce:

1. Vypracujte návrh základních rozměrů motoru.
2. Zpracujte návrh základních rozměrů klikového mechanismu.
3. Na základě empirických údajů vypracujte návrh základních rozměrů pístu.
4. Pro zadaný průběh indikátorového diagramu a navrženou kinematiku klikového mechanismu proveďte pevnostní kontrolu kritických průřezů pístu.

Seznam odborné literatury:

- [1] Rauscher, J.: Ročníkový projekt. Brno, FS VUT 1996
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory. Brno, FS VUT, Studijní opory
- [3] Kožoušek J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II.. Praha, SNTL 1983




Vedoucí bakalářské práce: Ing. David Svída


Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 30.11.2007

L.S.



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

  
\_\_\_\_\_  
doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty



# LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

## 1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Miloslav PROCHÁZKA

Bytem: Dalečín 163

Narozen/a (datum a místo): 29.11.1983 v Poličce

(dále jen „autor“)

a

## 2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství

se sídlem Technická 2896/2, 616 69 Brno

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

.....  
(dále jen „nabyvatel“)

## Čl. 1 Specifikace školního díla

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

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

Název VŠKP: Píst čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro osobní automobil

Vedoucí/ školitel VŠKP: Ing. David Svída

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Datum obhajoby VŠKP: .....

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v\* :

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

\* hodící se zaškrtněte

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

## **Článek 2** **Udělení licenčního oprávnění**

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

## **Článek 3** **Závěrečná ustanovení**

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

V Brně dne: .....

.....  
Nabyvatel

.....  
Autor



**Anotace:**

Miloslav PROCHÁZKA

Píst čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro osobní automobil  
BP, ÚADI, 2008, str. 47, obr. 38

Tato práce se zabývá návrhem základních rozměrů čtyřtaktu čtyřválcového zážehového motoru, návrhem základních rozměrů klikového mechanismu, návrhem rozměrů pístu a pevnostní kontrolou nebezpečných průřezů pístu. Pro návrhové výpočty bude předpokládán vícebodový vstřík paliva a přeplňování. Součástí této práce je také přehled vývoje spalovacích motorů a detailní popis pístové skupiny.

**Klíčová slova:** píst, konstrukce motoru, konstrukce pístu, pevnostní výpočet pístu

**Annotation:**

Miloslav PROCHÁZKA

Piston of 4-stroke supercharged SI-engine for passenger car  
BT, IAE, 2008, pages: 47, images: 38

This thesis is engaged in a design of basic dimension of four-stroke four-cylinder DI (direct injection) petrol engine. It is also engaged in a design of basic dimension of crank mechanism and in a design of piston dimension. Next suggestion is related to dangerous section check.

The sequential multipoint injection and boosting will be supposed for the suggestion calculation. Part of this thesis is focused on the engine development and a piston cluster detail description.

**Key Words:** piston, engine design, piston design, piston strength calculation







VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

### **Čestné prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 26. dubna 2008

---

Miloslav PROCHÁZKA

### **Poděkování:**

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Davidu Svídovi za cenné rady a připomínky při vytváření této práce. Také děkuji rodině za podporu při studiu a všem dalším, kteří mi pomohli při studiu a vytváření této práce.



# 1 Obsah:

1. <b>Obsah</b> .....	8
2. <b>Úvod</b> .....	9
3. <b>Pístní skupina</b> .....	10
3.1. Píst .....	10
3.1.1. Namáhání pístu .....	10
3.1.2. Materiál pístů .....	12
3.1.3. Výroba pístů .....	13
3.1.4. Konstrukce pístů .....	14
3.1.5. Nejčastější provozní poruchy pístů .....	16
3.2. Pístní čep .....	17
3.2.1. Uložení pístních čepů .....	19
3.2.2. Materiál pístních čepů .....	19
3.3. Pístní kroužky .....	20
3.3.1. Hlavní rozměry pístních kroužků .....	21
3.3.2. Konstrukce těsnících pístních kroužků .....	21
3.3.3. Konstrukce stíracích pístních kroužků .....	23
3.3.4. Materiály a povrchové úpravy pístních kroužků .....	25
4. <b>Stanovení hlavních rozměrů pístového spalovacího motoru</b> .....	26
4.1. Zadání úlohy .....	26
4.2. Stanovení hlavních rozměrů motoru .....	26
4.3. Návrh hlavních rozměrů pístu .....	30
4.4. Drážky pro pístní kroužky .....	30
4.4.1. Radiální vůle pístního kroužku .....	31
4.4.2. Axiální vůle pístního kroužku .....	32
4.4.3. Drážky pro stírací pístní kroužky .....	33
4.5. Pevnostní výpočet pístu .....	34
4.5.1. Pevnostní výpočet dna pístu .....	34
4.5.2. Nejslabší místo pláště pístu: .....	36
4.5.3. Měrný tlak na plášti pístu .....	38
4.5.4. Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem .....	40
5. <b>Závěr</b> .....	43
6. <b>Seznam použitých zdrojů</b> .....	44
7. <b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b> .....	45
8. <b>Seznam příloh</b> .....	47



## 2 Úvod

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

Současný spalovací motor je velice složité technické dílo, které je zdokonalováno více než jedno století. Je zřejmé, že za tuto dobu byly vyčerpány možnosti pouhého konstruktérského citu. Taktéž množství získaných poznatků dalece přesahuje možnosti jedince. Vývoj moderního spalovacího motoru vyžaduje úzkou spolupráci odborníků z mnoha oborů, zejména pružnosti a pevnosti, technické mechaniky, termodynamiky, nauky o materiálech, technologie výroby a jiných. Dnešní spalovací motor je na tak vysoké úrovni, že vyžaduje náročné výpočty s využitím nejmodernějších výpočetních postupů a systémů. Současný vývoj vychází ze systematického podrobného rozboru současného stavu konstrukce motorů a zaměření na jejich zdokonalování a hledání nových koncepcí, materiálů a přístupů.

Nicméně při návrhu nového motoru musí být zohledňována i další netechnická kritéria. Vznik nové pohonné jednotky bývá iniciován poptávkou trhu, která zrcadlí trendy a finanční možnosti daného trhu. Současný trend vyžaduje ekologicky šetrné dopravní prostředky s nízkými provozními náklady, požadavek nízké ceny lze považovat za samozřejmost. Prací vývojářů je potom se co nejlépe přiblížit protichůdným požadavkům. Lehkého spalovacího motoru lze dosáhnout použitím špičkových materiálů, které ovšem neúměrně prodražují výrobu. Také je nutné přihlížet k vozidlu jako celku, nákladní automobil bude vyžadovat motor o dlouhé bezúdržbové životnosti při velkém provozním zatěžování, u osobního vozu bude daleko vyšší požadavek tichého a klidného chodu motoru. Zcela jiná situace nastává u lodních, popř. stabilních motorů.

Vzhledem k celosvětovému nárůstu dopravy, ať již nákladní či osobní individuální narůstá zatěžování přírody nežádoucími exhalacemi a hlukem, nejen při provozu vozidel ale i při výrobě dopravních prostředků. Je tedy nutné při konstrukci brát v úvahu energetickou náročnost výroby, množství použitých škodlivých látek a možnosti likvidace, ještě lépe recyklace vysloužilého dopravního prostředku. Základní požadavky na ochranu přírody jsou dány zákony, normami a mezinárodními úmluvami.

Konkrétně tato práce se bude zabývat základním návrhem a následným výpočtem pístu zážehového motoru. Na začátku práce je detailně rozebrána funkce pístu a s ním úzce souvisejících dílů, kterými jsou pístní kroužky a pístní čep. Bude zmíněna jejich problematika, nejčastější řešení a používané materiály. Následný výpočet pístu zahrnuje návrhové řešení drážek pro pístní kroužky, kontrolu kritických průřezů a kontrolní výpočet dna pístu.



### 3 Pístní skupina

Pístní skupina se skládá s tělesa pístu, pístních kroužků a pístního čepu s pojistkami (obr. 1). Z hlediska funkce přenáší sílu od tlaku plynů a prostřednictvím pístního čepu jí přenáší dále na ojnici. Aby tuto funkci mohla plnit, musí při pohybu pístu zamezovat unikání tlaku plynů do klikové skříně. K tomuto účelu je píst osazen těsníci kroužky, které mimo jiné zajišťují odvod tepla ze dna pístu ohřívaného hořícími plyny. Stírací kroužek (kroužky) slouží k optimalizaci olejového filmu. Nemožnost dotěsnění spalovacího prostoru přímo pístem je dána jednak výrobními nepřesnostmi, ale hlavně různou tepelnou roztažností pístu a válce.

Ze spojení pístu s ojnicí vyplývá i to, že píst přenáší normálou složku působící síly na stěnu válce. Dno pístu je přímo ve styku s horkými plyny a je tedy značně tepelně namáháno. Převážnou většinu tepla odvádí do stěn válce. U dvoudobých motorů plní píst ještě funkci součásti rozvodového systému.



Obr. 1) Rozložená pístní skupina

#### 3.1 Píst

##### 3.1.1 Namáhání pístu

Píst je při provozu namáhán tepelně a mechanicky. Tepelné namáhání pístu je způsobeno přestupem tepla hořících plynů do dna pístu. Konstrukce pístu by tedy měla zabezpečit minimální přestup tepla do pístu a současně dosáhnout dobrý odvod tepla z pístu. Množství tepla přestupující do pístu závisí na teplotě a rychlosti proudění plynů, na době hoření (rychloběžnosti motoru), na termodynamických vlastnostech plynu a na velikosti plochy dna pístu.

Odvod tepla z pístu se dá zlepšit zhotovením pístu z materiálů s dobrou tepelnou vodivostí, vytvořením velkých průřezů pro odvod tepla a dobrým chlazením válců po celé dráze pístních kroužků. U tepelně značně zatížených motorů se píst chladí olejem nastříkaným na vnitřní stěnu dna pístu (obr. 2), nebo olejem proudícím dutinami vytvořenými v hlavě pístu (obr. 3).



Obr. 2) Pist chlazený nástřikem oleje

VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ



Obr. 3) Pist chlazený protékajícím olejem

U nechlazeného pistu se odvádí 40 až 60% tepla pístními kroužky. Můstky mezi pístními kroužky odvádějí až 30% tepla a plášť pistu 20 až 30%. Malá část tepla (5 až 10%) se odvádí do plynů v klikové skříni vnitřním povrchem pistu. Mimo teplo, které píst přejímá ze spalin, je tepelně zatěžován i částí tepla vznikajícího třením pistu a pístních kroužků o stěny válce. Je třeba si uvědomit, že třecí ztráty pístní skupiny rychloběžných motorů představují 45 až 65 % celkových třecích ztrát.

Příklad rozložení teplot na pistu je uveden na obrázku 4. Z obrázku vyplývá, že maximální teplota je uprostřed dna pistu s výjimkou vznětových motorů s výstředně uloženou komůrkou.

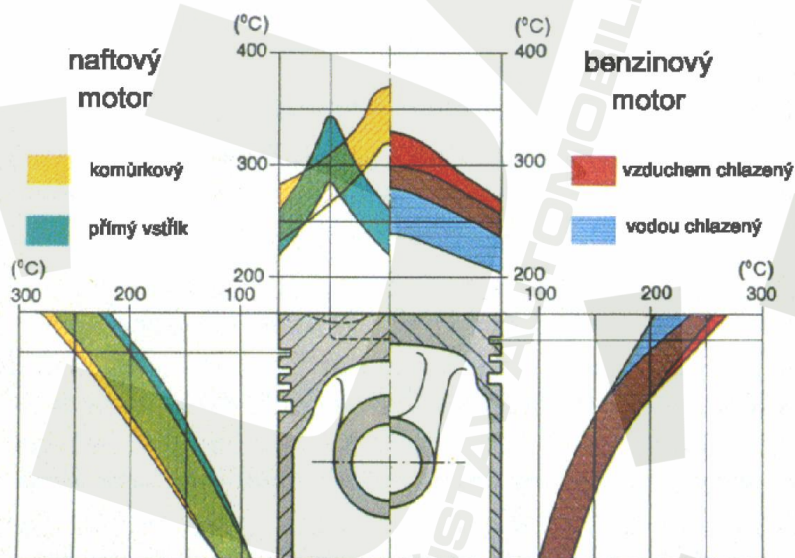
Orientační hodnoty maximálních teplot uprostřed dna pistu z lehké slitiny u nepřehřívavých motorů jsou pro:

Vznětový motor s přímým vstřikem paliva 400°C

Zážehový motor chlazený vzduchem 330°C

Zážehový motor chlazený kapalinou 280°C

Z hlediska tepelného stavu pistu je vedle maximální teploty dna pistu rozhodující pro správnou funkci pístní skupiny i maximální teplota v drážce pro první pístní kroužek. Tato teplota nesmí překročit teplotu karbonizace použitého oleje. U běžných minerálních olejů je tato teplota přibližně 220 °C, u olejů syntetických jsou uváděny hodnoty 240 až 260 °C. Velikost této teploty při plném zatížení motoru je určována výškou prvního můstku. Proto také bývá u většiny vznětových motorů tento rozměr větší než u motorů benzinových.



Obr. 4) Rozložení teplot na pistu



Mechanicky je píst namáhán hlavně silami od tlaku plynů a silami setrvačnými. Obě síly se sčítají a výsledná síla se přenáší dnem pístu, jeho hlavou a nálitky pro pístní čep na pístní čep. V pístním čepu se výsledná síla rozkládá na složku kolmou k ose válce, která přitlačuje píst střídavě na jednu a druhou stranu válce. Plocha pláště pístu musí být proto dimenzována tak, aby měrný tlak mezi pístem a stěnou válce nepřekročil přípustnou hodnotu aby nedošlo k vytlačování oleje z kluzných ploch.

### 3.1.2 Materiál pístů:

Nejrozšířenějšími materiály na výrobu pístů jsou litina a slitiny hliníku. Velmi omezeně popř. experimentálně se používají materiály na bázi grafitu a keramiky. Vzhledem k funkci a vysokému mechanickému i tepelnému namáhání pístu jsou na jeho materiály kladeny následující požadavky:

- Dostatečná pevnost za vysokých teplot a při proměnných zatíženích
- Malá měrná hmotnost
- Dobrá tepelná vodivost
- Nízký součinitel tepelné roztažnosti
- Velká odolnost proti korozi
- Velká odolnost vůči opotřebení za zvýšených teplot a při zhoršeném mazání
- Stálost mechanických vlastností v podmínkách dlouhodobého působení vysokých teplot a střídavého zatížení
- Snadná obrobitelnost a nízká cena

Litinové písty jsou v současnosti na ústupu, používají se pouze u větších motorů s nižšími jmenovitými otáčkami. Výhodou litiny je tepelná stálost (žárovzdornost), proto bývá používána u vznětových motorů. Její nevýhodou je vyšší hmotnost, výjimečně se s litinovými písty můžeme setkat u motorů nákladních vozidel, kde vzhledem k nižším otáčkám motoru nepůsobí tak velké odstředivé síly. Litina se hlavně používá u pomaluběžných dvoudobých motorů, kde zvětšená hmotnost pístu snižuje výsledné síly působící na části klikového ústrojí na konci kompresního zdvihu a hlavně na začátku pracovního zdvihu, protože smysl působení síly tlaku plynů na píst a síly setrvačné je opačný. K výrobě pístů se používá šedá i kujná temperovaná litina.

Hliníkové slitiny mají oproti litině menší tepelnou stálost, tudíž se nehodí pro motory vysoce tepelně namáhané. Nicméně i přes tuto nevýhodu jsou nejvíce používaným materiálem v automobilových motorech jak zážehových, tak vznětových. Vzhledem k malé měrné hmotnosti hliníkových slitin zmenšuje hmotnost pístu a tím jsou i nižší setrvačné síly, což spolu s nižším třením umožňuje značně zvýšit počet otáček motoru. Zesílení stěn pístu spolu s velkou tepelnou vodivostí hliníkových slitin, snižuje provozní teplotu dna pístu, což dovoluje u zážehových motorů zvětšit kompresní poměr bez nebezpečí detonací. Písty z hliníkových slitin mají menší odolnost proti opotřebení. Ohřevem nad 350°C, se mechanické vlastnosti hliníkových slitin značně zhoršují. Hliníkové slitiny mají vysoký součinitel tepelné roztažnosti, sklon k zadírání a jsou poměrně drahé.

Z hlediska chemického složení hliníkových slitin pro písty jsou nejrozšířenější dvě základní skupiny a to slitiny s mědí nebo křemíkem.

Výhodou slitiny Al – Si jsou dobré lití vlastnosti a nízká tepelná roztažnost ( $\alpha = (17$  až  $21) \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ ), která umožňuje zmenšit vůle pístu ve válci za studena. Nadeutektické slitiny s obsahem Si nad 13% vytvářejí primární krystaly uložené v základní eutektické hmotě, která tvoří nosnou kostru. Proto tyto slitiny mají značnou odolnost proti opotřebení a pro větší obsah Si nižší měrnou hmotnost. Jejich nevýhodou je vyšší cena, proto se s ní v současnosti můžeme setkat u závodních popř. velmi výkonných motorů.

Slitiny Al – Cu se vyznačují dobrou odolností proti opotřebení a vysokou tepelnou vodivostí. Jejich tvrdost za tepla i pevnost je uspokojivá, zejména když se tepelně zušlechťují žháním, kalením a umělým stárnutím. Mají vysokou tepelnou roztažnost, takže jsou méně vhodné pro písty s pláštěm bez řezů.

U vysoce výkonných závodních motorů, kde není příliš zohledňována cena se můžeme setkat s grafitovými písty. Grafit se také používá na povlakování stěn válců pro zlepšení kluzných vlastností (obr 5).



Obr. 5) Písty s grafitovým povlakem pláště

### 3.1.3 Výroba pístů:

V dnešní době jsou konstrukce pístů na vysoké technologické úrovni, již po několik let není píst problémovou součástí tudíž nelze očekávat výrazný zvrát v jejich výrobě. V současnosti se písty vyrábějí třemi hlavními způsoby:

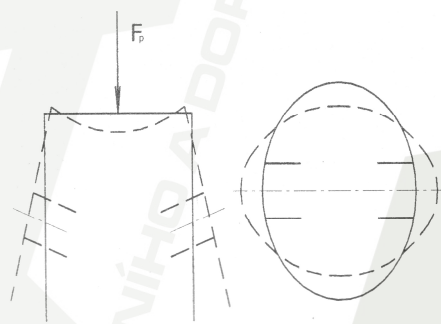
- Odlévání do pískových forem. Tento způsob výroby je v současnosti převážně využíván pro kusovou výrobu pístů do motorů historických vozidel a pro malosériovou výrobu pístů lodních motorů.
- Výroba odléváním do kokil. Je to nejběžnější výroba pístů vůbec. Výhodou této metody je nízká výrobní cena při přijatelné úrovni zmetkovitosti. Odlévané písty jsou vhodné pro sériovou výrobu a měrné výkony do  $60 \text{ kW/dm}^3$ .
- Kováním v zápustce. Je to nejmodernější způsob výroby pístů, jeho hlavní nevýhodou je vysoká finanční náročnost výroby a nutnost dalšího obrábění při dodatečném odlehčování. Tento způsob se používá pro výrobu motocyklových a závodních motorů u kterých je požadována zvýšená pevnost.

### 3.1.4 Konstrukce pístů

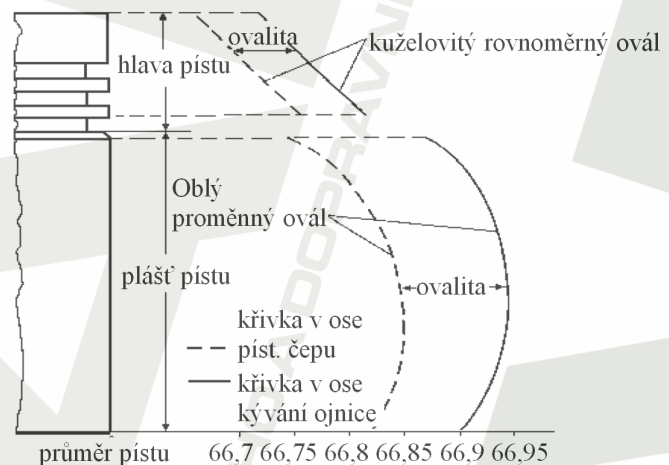
Z hlediska konstrukčního provedení se významně liší písty dvoudobých rychloběžných motorů od motorů čtyřdobých zážehových a motorů vznětových. Samostatnou skupinu tvoří písty velkých pomaloběžných motorů stacionárních a lodních.

Vzhledem k nerovnoměrnému rozložení materiálu a teplot pístu, dochází při jeho ohřevu k nerovnoměrným deformacím. Píst se více roztahuje v důsledku vyšších teplot v oblasti dna a ve směru osy pístního čepu z důvodů většího objemu materiálu pístních náliček. Píst se také deformuje v důsledku působící síly od tlaku plynů, viz. obr. 6. Aby měl píst po prohřátí optimální tvar je nutné jeho tvar za studena upravit, popř. jeho deformování nějakým způsobem řídit.

Úprava jeho tvaru spočívá ve vytvoření boční křivky pístu (obr. 7), kdy píst má menší průměr v oblasti dna a postupně se zvětšuje v závislosti na klesající provozní teplotě a úbytku materiálu. Regulace v oblasti pístního čepu je zajištěna eliptickým tvarem, kde kratší osa elipsy je shodná s osou pístního čepu.

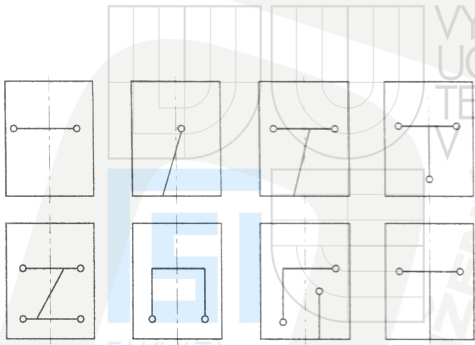


Obr. 6) deformace pístu tlakem plynů

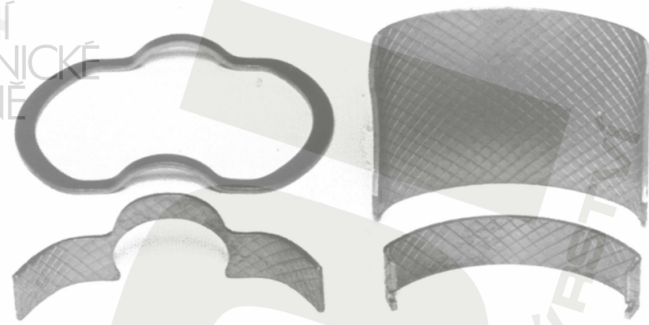


Obr. 7) boční křivka pístu

Snížení tepelných deformací se provádí rozříznutím pístu, nebo zalitím vložek s nízkou tepelnou roztažností do pístu. Výhodou pístů s rozříznutým pláštěm je lepší přizpůsobení tvaru válce, neklepají a nekývají se za studena a mají menší spotřebu oleje oproti větším třecím ztrátám. Rozříznutí pláště má také samozřejmě vliv na výslednou pevnost a tuhost celého pístu, proto se toto řešení nevyužívá u výkonných a vznětových motorů. Možné způsoby rozříznutí pláště jsou uvedeny na obrázku 8. Právě z pevnostních důvodů toto řešení ustoupilo dnes používanému zalévání vyrovnávacích vložek (obr. 9) z invaru, což je slitina s nepatrnou roztažností a protože má vyšší pevnost než hliník, zabraňuje jeho roztažení. Tím se sice zvýší vnitřní pnutí, ale na natolik, aby vedlo k poruchám. Nevýhodou tohoto řešení je navýšení hmotnosti pístu z důvodů vyšší měrné hmotnosti invaru.



Obr. 8) Způsoby rozříznutí pláště



Obr. 9) Vyrovnávací vložky

### Konstrukce pístů zážehových motorů

Dna pístů mívají různé tvary pro zlepšení spalování ve válci. Výhodou pístů s rovnými dny je malá styčná plocha s horkými spalinami a tudíž menší přenos tepla na píst. Jsou také výrobně jednoduché. Tato koncepce je v současnosti nejvíce využívána, popř. pro zlepšení spalování bývá část spalovacího prostoru vytvořena ve dně pístu (zhloubení, řádově 1 – 2 mm). Jsou-li u motoru ventily skloněny od osy válce, bývá pro ně ve dně pístu vytvořeno zhloubení tak, aby nedošlo k jejich vzájemnému styku v horní úvratí. Jistou výjimkou v provedení dna pístů tvoří motory s přímým vstřikem paliva. Zde se používají poměrně komplikované tvary dna, tzv. deflektory, které umožňují spalování vrstvené směsi. To znamená, že proud ideálně hořlavé směsi je nasměrován na elektrody zapalovací svíčky a v ostatním prostoru se vyskytuje chudá směs. Toto řešení má za následek optimalizaci spotřeby a emisí při částečných zatíženích motoru.

Tloušťka dna je určována především mechanickým a tepelným zatížením. Výhodou silného dna je dobrý odvod tepla a vyrovnání teplot v oblasti pístních kroužků. Zřejmou nevýhodou je opět hmotnost a z ní plynoucí setrvačné síly.

Hlava pístu je opatřena drážkami pro těsnící pístní kroužky, které utěsňují spalovací prostor a stírací pístní kroužky regulují mazání válce a pístu. V současnosti se používají dva těsnící a jeden stírací pístní kroužek. Umístění prvního těsnícího kroužku, tedy velikost prvního můstku se volí v závislosti na tepelném zatížení pístu. V případě velkého můstku se zvětšuje ztrátový objem, který má negativní dopad na spalování. Naopak malý můstek může způsobit vysokou teplotu v drážce kroužku a jeho následné zapékání, které může vést až k zadření pístu. Drážka pro stírací pístní kroužek je z důvodů jeho konstrukce poněkud vyšší a je opatřena kanálky pro odvod setřeného oleje ústícími na vnitřní straně pístu odkud olej stéká do klikové skříně. Spodní hrana může být opatřena zkosením, které vytváří akumulací prostor pro setřený olej. V některých případech bývá také tento prostor propojen kanálky s vnitřním prostorem pístu.

Plášť pístu slouží pro dobré vedení pístu ve válci. Délka pláště ovlivňuje klopení pístu, opotřebení pístních kroužků a čerpání oleje při změně vůle mezi pláštěm a válcem. Dlouhý plášť zajišťuje dobré vedení pístu a malé překlápění v horní úvratí, ovšem nežádoucím způsobem zvyšuje hmotnost pístu. V současnosti se pláště co nejvíce zkracují a optimalizují se jejich tvar podle měrných tlaků mezi pláštěm a válcem. U závodních motorů se používají tzv. „T“ písty, které prakticky nemají plášť v důsledku čehož je značně snížena životnost styčných ploch. Na obrázku 10 jsou zobrazeny dva „T“ písty. U levého pístu je vidět opotřebení grafitového povlaku vodící plochy, které značí vysoký měrný tlak mezi pístem a stěnou válce.



Obr. 10) „T“ písty

Pístní čep se z hlediska minimálního tření umísťuje ve vzdálenosti (0,6 až 0,65) délky pláště pístu od dolního okraje pístu. Nálitky pístního čepu spojené se dnem pístu jsou provedeny buď jako blok souvislého materiálu, nebo jsou odlehčeny žebrováním. Pro odlehčení jsou v současnosti také používány krátké pístní čepy v důsledku čehož je možné zapustit nálitky do obrysu pístu. Současně bývá odstraněna i část pláště pístu, čímž dochází k dalšímu odlehčení pístu.

### Konstrukce pístů vznětových motorů

Spalovací prostor bývá celý nebo zčásti umístěn do dna pístu. Vzhledem k vyšším kompresním tlakům jsou vznětové písty více tepelně a mechanicky namáhány, což se odráží ve větších tloušťkách stěn, větším průměru pístního čepu a celkovou délkou. Dno pístu, zvláště pak jeho tvarování, je závislé na typu motoru. Na obrázku 11 je zobrazen řez vznětovým pístem, v oblasti prvního těsnícího kroužku je vidět kanálek pro chladící olej.



Obr. 11) Řez pístem vznětového motoru

U motorů s přímým vstřikem paliva (nedělený spalovací prostor) je celý kompresní objem umístěn ve dně pístu. Komůrkové motory (dělený spalovací prostor) mívají ve dně pístu 40 až 60% kompresního objemu a zbytek tvoří komůrka v hlavě válce, popřípadě mohou mít píst s rovným dnem. V takovém případě bývají okraje pístu převýšeny tak, aby vstříkované palivo nemohlo dopadat na stěny chladnějšího válce, kde následně smývá olejový film.

Teploty hliníkových pístů na okrajích spalovacího prostoru dosahují až 320°C při současném namáhání od tlaku plynů a proměnnému působení horkých spalin o teplotě 2200°C a nasávaného vzduchu o teplotě okolí. V důsledku výše zmíněného se mohou začít na okraji spalovacího prostoru tvořit trhlinky, jejichž odlomení by mohlo způsobit destrukci pístu. Pro zamezení tohoto nebezpečí povrch dna pístu tvrdě eloxuje.

Vyšší tepelné toky se projevují také v umístění a provedení pístních kroužků. Musí být volen vyšší první můstek tak, aby byla dodržena maximální teplota v první drážce pístního kroužku. Proti nebezpečí zapečení kroužku se používá lichoběžníkový těsnicí kroužek, který svým pohybem vyvolává rozrušování případných karbonových úsad. Neboť by při tomto pohybu došlo k velmi rychlému opotřebení drážky, bývá do pístu zalit nosič pístního kroužku z nerezistů (Obr. 12). U vysoce zatěžovaných motorů může být toto řešení použito i u druhého těsnicího kroužku.



Obr. 12) Píst vznětového motoru se zalitým nosičem prvního pístního kroužku

### 3.1.5 Nejčastější provozní poruchy pístů:

Již několik let není píst problematickou součástí motoru, jeho poruchovost je minimální. Havárie pístu nastává ve většině případů, jako důsledek selhání jiných součástí motoru.

Nejčastější poruchu můžeme charakterizovat jako zakousnutí, zadření, proražení a propálení pístu či opotřebením a prasknutí drážek pro pístní kroužky. Zvýšená pravděpodobnost zakousnutí nebo k zadření pístu je při záběhu motoru nebo při náhlém zatížení po startu. Za provozu může být způsobeno nečistým olejem, neodstraněním třísek po obrábění, nečistotami a podobně, ovšem nejběžnější příčinou zadření za provozu bývá porucha mazání (náhlá ztráta oleje) a nedostatečné chlazení, které může být kromě poruchy způsobeno nedostatečnou údržbou (např. zanesený chladič). Z konstrukčního hlediska zadření může být způsobeno také malou tuhostí pístu i vloženého válce a tím vznikající poměrně značné deformace. Nebezpečí zadírání za provozu se zmenší vybírají-li se při montáži písty a válce podobných geometrických tvarů a zajistí-li se jejich dokonalý styk správným záběhem.

Při zadření pístu může dojít k dalším poruchám jako například přetržení ojnice nebo jejich šroubů a následné „vyběhnutí“ blokem motoru atd. V případě přetržení rozvodového řetězu (řemenu) do sebe mohou narazit ventily se zbývajícími písty a může dojít až k totální destrukci motoru.

K propálení může dojít jak ve dně tak i v plášti. Jsou-li na dně pístu ostré hrany, výstupky a přechody, které se při zvýšeném tepelném zatížení přehřívají, může se propálit dno pístu. Hlava pístu se může propálit zejména u prvního pístního kroužku. Písty zážehových motorů se propalují, nejčastěji vlivem detonací. Při detonacích vznikají na ploše dna pístu důlky, ty se postupně zvětšují a materiál mezi nimi se odlupuje. Vnikne-li tento materiál mezi píst a válec, může dojít k zadření pístu. K častému propálení dna pístu u motorů s přímým vstřikem paliva dochází v důsledku poruchy vstřikovací trysky, ze které ukapává palivo na píst.

U pístů z lehkých slitin dochází relativně často k poruchám první pístní drážky. Způsobují to především různé okysličující látky a značné snížení tvrdosti hliníkových slitin při vysokých teplotách v horní části pístu. Tento problém může být také způsoben použitím příliš velké vůle kroužku. Odolnost proti této poruše lze zvýšit použitím vložek ze žáruvzdorných materiálů (niresist, litiny legované Ni) zalité do hlavy pístu. Toto řešení je nezbytné při použití lichoběžníkových pístních kroužků.

Další typickou poruchou pístu jsou různé trhlinky na tělese pístu. Jejich tvorba může mít mnoho příčin. Jedná se např. o vertikální trhliny v oku pro pístní čep, které bývají způsobeny příliš slabým pístním čepem. Horizontální trhliny procházejí obvykle drážkou pro stírací kroužek a jsou způsobeny únavou materiálu, je-li píst v těchto místech poddimenzován.

### 3.2 Pístní čep:

Pístní čep (obr. 13) přenáší sílu z pístu na ojnici a umožňuje jejich vzájemné natačení. Z důvodů setrvačných sil je taktéž požadována co nejnižší hmotnost, navíc musí mít velkou odolnost vůči rázovému namáhání, dostatečnou pevnost při střídavém zatížení, minimální provozní deformace (velkou tuhost), velkou odolnost vnějšího povrchu proti opotřebení a musí být snadno vyměnitelný. Pístní čep je namáhán převážně silami od tlaku plynů a setrvačnými silami hmotnosti pístu s pístními kroužky. Zatížení pístního čepu je proměnné co do velikosti i směru a u rychloběžných motorů se svým charakterem blíží rázu.

Mazání pístních čepů probíhá prostřednictvím olejové mlhy z klikové skříně. Proměnné zatížení pístního čepu a s tím spojené kolísání vůlí v oku ojnice a pístu způsobuje vytlačování oleje v místě působení sil a jeho zpětné „nasávání“ na protější straně. Vzhledem k tomu, že pístní čep nemá pravidelný rotační pohyb a působení na něj značné síly, nejsou vytvořeny podmínky pro dobré kapalinové tření čepu, což zvyšuje jeho opotřebení.

Nejčastěji se používá pístní čep ve tvaru trubky (obr. 14a). Pro snížení hmotností mívá čep kuželové dutiny (obr. 14b). Takto provedený čep má stejnou pevnost v ohybu, má však menší tuhost na okrajích. Jeho nevýhodou je složitější opracování. U dvoutaktních motorů se pro snížení ztrát při výměně obsahu válce používají uzavřené pístní čepy (obr. 15).



Obr 13) Pístní čep



Obr. 14) Nejčastější provedení pístních čepů



Obr. 15) Provedení pístních čepů dvoutaktních motorů

### 3.2.1 Uložení pístních čepů:

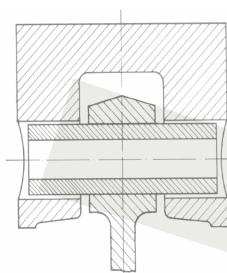
#### Pevně uchycený pístní čep v ojnici (obr. 16)

Toto řešení se v současnosti využívá u některých vznětových motorů. Má tu výhodu, že u něho lze zkrátit opěrnou délku ojničného oka tak, že se snižuje ohybové namáhání v důsledku čehož lze volit menší průměr čepu a tedy snížit hmotnost. Kromě toho se zlepšuje stabilita pístu ve válci v rovině osy pístního čepu. Také odpadá nutnost axiálního zajištění. Nevýhodou tohoto uložení je nerovnoměrné opotřebení po obvodu.

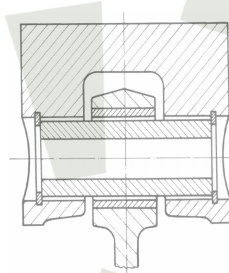
#### Plovoucí uložení pístního čepu (obr. 17)

V tomto případě je čep uložen otočně v pístu i ojnici. Tolerance uložení jsou voleny tak, že čep je za studeného motoru uložen v nálitcích pevně a k jeho uvolnění dochází po prohřátí motoru. Výhodou tohoto provedení jsou malé a rovnoměrné opotřebení po délce i obvodu, jednoduchá montáž a malé nebezpečí zadření. Toto řešení se také vyznačuje malou hlučností pístní skupiny za studena i za tepla. U vozidlových motorů se používá dnes výhradně tento způsob uložení pístního čepu.

V případě plovoucího uložení je nutné zajistit čep proti axiálnímu pohybu. Zajištění se provádí pojistnými drátěnými kroužky kruhového nebo obdélníkového průřezu. Vzhledem k tomu, že v drážkách obdélníkového průřezu vznikají koncentrace napětí se v současnosti používají kroužky kruhového průřezu. Nevýhodou kroužků kruhového průřezu je nižší bezpečnost zajištění.



Obr.16) Pevně uchycený pístní čep



Obr.17) Plovoucí pístní čep



### 3.2.2 Materiál pístních čepů:

Vzhledem k tomu, že pístní čep je vystaven velkému rázovému namáhání a vysokým měrným tlakům při malé kluzné rychlosti (problematické vytvoření olejového filmu) musí mít pístní čep houževnaté jádro a velmi tvrdý povrch. Pístní čepy vysoce namáhaných motorů se zhotovují z pevných a proti opotřebením odolných cementačních ocelí 16 420, které dosahují tvrdosti povrchu  $H_{Rc} = 60$  a pevnosti v tahu  $(93 \text{ až } 120) \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$ . Pro běžné motory se používá ocel 12 050, nebo oceli 14 120, 15 120, 15 121. Čepy se cementují do hloubky 0,5 až 1,5 mm.

Životnost pístního čepu je dána jeho odolností proti opotřebením, pevností a tuhostí. Provozní opotřebení lze snížit vysokou tvrdostí a hladkostí povrchu čepu. Oboustranným tepelným zpracováním a leštěním obou povrchů čepu lze dosáhnout značného zvýšení meze únavy. Při únavových zkouškách bylo zjištěno že cementací obou povrchů se zvýší pevnost o 15 až 20%, dvoustranou nitridací dokonce o 35 až 40%. Zůstanou-li v důsledku nedokonalého opracování na vnitřním povrchu čepu rysky po broušení, klesne únavová pevnost asi na polovinu.

Nejčastější poruchy pístních čepů vycházejí z jejich vysokého rázového namáhání a jsou jimi trhliny. Nejčastěji u silnostěnných čepů se uprostřed objevují příčné trhliny způsobené hlavně vysokými napětími. Podélné trhliny vznikají obvykle vysokými napětími při ovalizaci pístního čepu, které nejvíce podléhají tenkostěnné čepy.

### 3.3 Pístní kroužky

Jak již bylo zmíněno v předchozím textu, pístní kroužky (obr. 18) dotěsňují spalovací prostor z důvodů výrobních nepřesností a tepelných dilatací pístu a válce. Počet pístních kroužků je dán kompromisem mezi vysokými třecími ztrátami v případě velkého počtu kroužků a nedokonalého utěsnění v opačném případě. Vývoj a praxe ukázaly, že optimálním řešením jsou dva těsnící a jeden stírací kroužek. V krajním případě se můžeme setkat s jedním těsnícím kroužkem u závodních motorů nebo malé mechanizace, kde je kladen požadavek na velký výkon při malé hmotnosti. U pístů vznětových motorů se můžeme setkat s druhým stíracím kroužkem umístěným v dolní části pláště pístu.

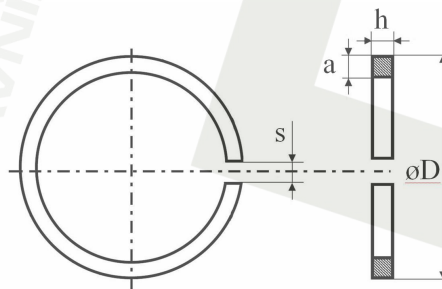


Obr. 18) Sada pístních kroužků (zprava: 1. těsnící, 2. těsnící a stírací kroužek)

Z důvodů těsného dosednutí pístního kroužku na stěnu válce a aby při provozu nedošlo k odtlačení kroužku tlakem plynů od stěny válce je kroužek předepjatý. Toto předpětí navíc kroužek namáhá ohybem. Další nebezpečné namáhání nastává montáží pístního kroužku na píst, kdy se musí roztáhnout aby ho bylo možné převléknout přes můstek.

### 3.3.1 Hlavní rozměry pístních kroužků

Hlavními rozměry jsou radiální šířka kroužku  $a$ , výška kroužku  $h$  a vůle zámku  $s$ . Malá výška kroužku má za následek vyšší měrné tlaky na stěnu válce při menších třecích ztrátách. Vysoký kroužek zajišťuje dobrý odvod tepla z pístu, ovšem je nevhodný z hlediska třecích ztrát. Rozměry pístních kroužků řeší norma DIN 70 910. Hlavní rozměry kroužků jsou znázorněny na obr. 19.



Obr. 19) Hlavní rozměry pístních kroužků

### 3.3.2 Konstrukce těsnících pístních kroužků

Z hlediska konstrukce stojí za zmínku příčný průřez kroužku a rozříznutí kroužku tzv. zámek. Tento zámek umožňuje navlečení pístního kroužku do drážky pístu a dilataci při jeho ohřevu. Vůle v zámku pístního kroužku musí být volena tak, aby při jeho maximálním ohřevu nedošlo k vymezení zámkové vůle. Provedení zámků je zřejmé z obr. 20. Nejčastěji se používá kolmý zámek (a), zámek šikmý a tvarový (b,c) se používá u velkých drážkách, stacionárních nebo lodních motorů. U dvoudobých motorů se používá zajištění kroužků proti otáčení (d,e).

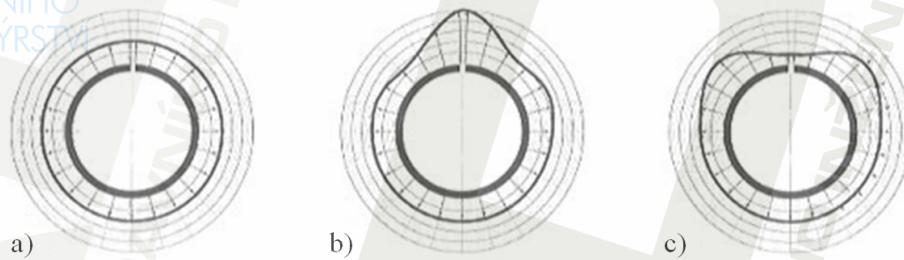


Obr. 20) Zámky pístních kroužků

Abyste pístní kroužek dobře plnil svou funkci je nutné aby mezi ním a stěnou válce byl rovnoměrný přítlak (obr. 21a), ovšem v důsledku přerušení kroužku zámkem tento přítlak časem značně klesá a v této oblasti hrozí nebezpečí odtlačování kroužku lakem plynů. Aby se tomuto nežádoucímu jevu zabránilo, provádí se radiální předpětí pístního kroužku v oblasti zámků. Dva možné způsoby předpětí jsou uvedeny na obrázku 21a, b. Časem toto předpětí „povadne“, ovšem udrží si dostatečnou velikost zaručující správnou funkci kroužku.

Nejběžnější způsoby předepnutí kroužku:

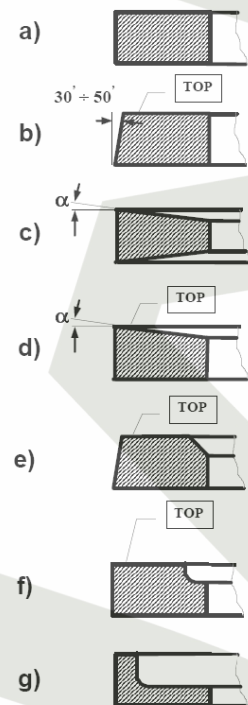
- Obrobený kroužek se v zámku rozepře a vyžihá. Kroužek si po zchladnutí udrží nový tvar. Po zamontování do válce má kroužek po obvodě konstantní radiální pnutí, nevýhodou je „vadnutí“ v oblasti zámku.
- Kroužek se vyrobí oválný tak, aby byl v zámku vyšší přítlak a dále se tepelně neupravuje. Materiálu zůstane původní pružnost odlitku a pokles přítlačné síly není tak zřetelný.
- Vyklepávání kroužků na vnitřní straně pro získání pnutí. Tato metoda se u menších kroužků již neprovádí, neboť za tepla rychle ztrácejí své napětí.



Obr. 21) Průběh přítlačné síly pístního kroužku

### Tvary příčného průřezu těsnících kroužků

- Pístní kroužek s válcovou těsnící plochou (pravoúhlý, obr. 22a). Tento kroužek se nejčastěji používá v první drážce pístu. V současnosti se využívá zaoblená těsnící plocha, která má za následek nižší třecí ztráty a optimálnější regulaci síly olejové vrstvy. Čistě válcový tvar těchto kroužků se zachoval u motorů malé mechanizace a málo výkonných dvoudobých motorů.
- Pístní kroužek s kuželovou těsnící plochou (minutový, obr. 22b) se vyznačuje tím, že v počáteční fázi záběhu kroužku ve válci se kroužek stýká se stěnou válce jen malou plochou a proto se v důsledku vysokého měrného tlaku rychle přizpůsobí tvaru válce. Při pohybu pístu do horní úvratě usnadňuje kuželová plocha průnik oleje pod pístní kroužek. Opačné zamontování má za následek zvýšenou spotřebu oleje, z těchto důvodů je kroužek označen nápisem „TOP“, který by měl zaručit správnou montáž. Tento kroužek není vhodné umístit do první drážky, proto se používá jako druhý těsnící kroužek.
- Lichoběžníkový pístní kroužek (trapezový, obr. 22c) má obě dosedací plochy skloněny o úhel  $\alpha = 3,5^\circ$ , nebo  $\alpha = 7,5^\circ$ , pod stejným úhlem jsou provedeny i drážky v pístu. Při změně směru pohybu pístu se kroužek naklápí a zároveň zasouvá. Účel tohoto řešení spočívá v neustálém pohybu kroužku a tím drcení případných karbonových úsad. Vzhledem k pohybu kroužku jsou velice namáhány drážky v pístu a proto je nutné použít nosič pístního kroužku (také viz. obr. 11).



Obr. 22) Tvary příčného průřezu těsnících kroužků

- Lichoběžníkový pístní kroužek jednostranný (obr. 22d) má kuželovou s úhlem  $\alpha = 7^\circ$  pouze horní plochu. Kroužek se vyznačuje vysokou odolností proti rozkmitání, což je výhodné pro vysokootáčkové motory. Další výhodou je, že v důsledku nesymetrického příčného profilu u něj po zabudování do válce dochází k torznímu natočení, takže v počáteční, záběhové fázi účinně těsní spodní strana kroužku, obdobně jako minutový kroužek.
- Torzní kroužky (obr. 22 e, f) mají výrazné vnitřní zkosení, nebo vybrání které způsobuje, že tyto kroužky se po zabudování do válce motoru kolem neutrální osy příčného profilu kroužku natočí. Kroužek tak dostane talířkovité prohnutí. V počáteční fázi záběhu je v kontaktu se stěnou válce pouze spodní hrana kroužku, což zajišťuje vlastnosti popsané u kroužku minutového.
- Kroužek ve tvaru „L“ (obr. 22g) se používá pro zlepšení činnosti řídicí hrany pístu dvoudobého motoru. Horní hrana kroužku umístěného tak, aby byla v úrovni dna pístu, zajišťuje exaktní otvírání a zavírání výfukového a přepouštěcích kanálů. Přímý účinek tlaku plynů ve spalovacím prostoru na vnitřní stranu kroužku zvyšuje radiální přítlak kroužku na stěnu válce a současně zvyšuje odolnost kroužku proti rozkmitání. Tento typ kroužků se používá u vysokootáčkových motorů závodních motocyklů.

### 3.3.3 Konstrukce stíracích pístních kroužků:

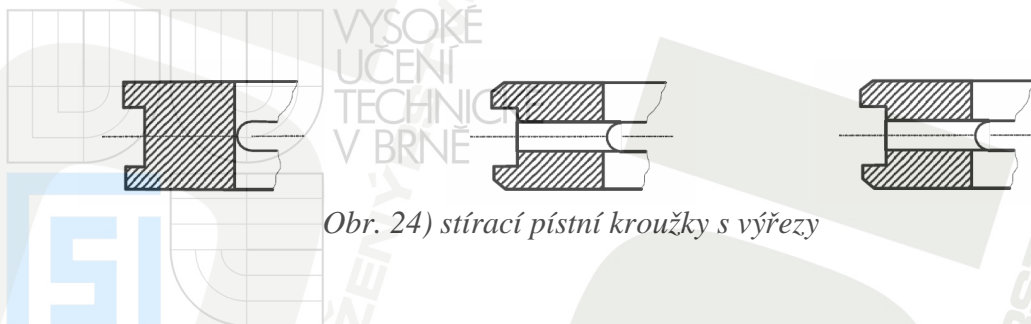
Stírací kroužky regulují přívod oleje na povrch pístu a k těsnícím kroužkům. Stírají přebytečný olej ze stěn, odvádějí ho do klikové skříně a omezují tak pronikání oleje do spalovacího prostoru. Dobré mazání pístu se vyznačuje rovnoměrným rozmístěním oleje po třecích plochách a dobrým přívodem oleje k těsnícím kroužkům při malé měrné spotřebě oleje.

- Stírací pístní kroužky s osazenou pracovní plochou (kroužky s nosíkem, obr. 23). V podstatě se jedná o těsnící válcový nebo minutový kroužek u kterého je na spodní straně vytvořena drážka s břitem. Drážka slouží k hromadění setřeného oleje. Nesymetričnost kroužku vede po zamontování k torznímu natočení, které zvýší těsnost i stírací účinek. Navíc v počáteční fázi záběhu motoru je v kontaktu se stěnou válce jen spodní hrana kroužku a tím dojde k rychlejšímu přizpůsobení tvaru válci.



Obr 23) Kroužky s nosíkem

- Stírací pístní kroužky s výřezy (obr. 24). U těchto kroužků jsou v kontaktu se stěnou válce pouze dva břity, které mohou mít různý příčný profil. Vzhledem k malé styčné ploše se stěnou válce vzniká vysoký měrný tlak a tím vysoký stírací účinek. Setřený olej se hromadí v drážce mezi břity a následně je odváděn kanálky do klikové skříně. Vzhledem ke zmíněnému měrnému tlaku bývají u motorů s vysokou střední pístovou rychlostí břity pokryty tvrdochromem.



Obr. 24) stírací pístní kroužky s výřezy

- Stírací pístní kroužek s výřezy a expanderem (obr. 25). Pro zvýšení stíracího účinku se u těchto kroužků používá šroubové pero, které po zamontování vyvolává zvýšený přítlak mezi kroužkem a stěnou válce. Vzhledem k vysokým hodnotám měrného tlaku jsou stykové plochy těchto kroužků vždy pokryty galvanicky nanesenou vrstvou tvrdochromu. Pro snížení třecích ztrát mezi šroubovým perem a stěnou pístního kroužku bývá povrch pružiny broušen, případně bývá tato pružina uložena v teflonovém obalu.



Obr. 25) Stírací pístní kroužek s výřezy a expanderem

- Stírací pístní kroužek skládaný (obr. 26), je tvořen dvěma ocelovými lamelami a rozpínací pružinou. Stykové povrchy lamel s válcem jsou pokryty tvrdochromem. Pro snížení opotřebení povrchu rozpínací pružiny v kontaktní ploše s lamelami bývá pružina i lamely nitridovány. Takto řešené stírací kroužky jsou velmi nízké a tedy i lehké. Používají se v současné době u zážehových motorů osobních automobilů. Nevýhodou je podstatně strmější charakteristika rozpínací pružiny v porovnání se šroubovou pružinou pístního kroužku s výřezy. Při opotřebení povrchu kroužku dochází k rychlejšímu poklesu měrného tlaku a nárůstu spotřeby oleje.



Obr. 26) Skládaný stírací kroužek

### 3.3.4 Materiály a povrchové úpravy pístních kroužků:

Pístní kroužky se nejčastěji vyrábějí z šedé litiny, výjimečně ocelové. Šedá litina má menší pevnost než ocel, ale má však další vlastnosti vhodné pro pístní kroužky. Pístní kroužek má mít asi jen o 20 H<sub>B</sub> větší tvrdost než válec, tj. H<sub>B</sub> = 240 pro litinové válce a H<sub>B</sub> = 270 až 300 pro válce kalené nebo nitridované. Pístní kroužky se vyrábějí z jemné perlitické litiny s nízkým obsahem volného cementitu a feritu.

Pro zlepšení záběhu, ochraně proti korozi a zlepšení kluzných vlastností se provádí povrchové úpravy pístních kroužků. Nejběžnější povrchové úpravy jsou uvedeny níže.

Chromování se provádí dvojitě. Spodní vrstva je z tvrdého chrómu a vrchní, vnější vrstva je z porézního chrómu, jehož účelem je dokonalejší ulpění olejového filmu v pórech. Obvykle se chromovaný kroužek používá jeden v první drážce. Z důvodů nebezpečí rozdírávání třecích ploch, nesmí být nikdy použito chromovaného válce a současně chromovaného kroužku.

Fosfátování je směs fosforečnanů železa, zinku, manganu a dalších látek (přesné složení závisí na lázni), které vytváří tenkou krystalickou vrstvu schopnou vázat olej. Navíc se tato vrstva rychle opotřebí v místech vysokého měrného tlaku a tím se rychle přizpůsobí tvaru válce. Vzhledem k jejímu nekovovému charakteru také nehrozí zadření.

Cínování kroužků má stejný účel. Elektrolyticky nanesená vrstva cínu usnadňuje záběh, zabraňuje zadírání a chrání před korozi.

Kromě uvedených nejčastěji používaných způsobů ochrany kroužků se méně používají i jiné metody, např. ferroxidování, zinkování apod. Porézní vrstvy kroužků se někdy také impregnují grafitem.

## 4 Stanovení hlavních rozměrů pístového spalovacího motoru:

Při navrhování se držíme konstrukcí obvyklých pro daný způsob použití motoru. Vycházíme z požadavku přeplňovaného zážehového motoru pro osobní automobil. Pro další výpočty je navrhovaný motor uvažován jako řadový čtyřválcový s vícebodovým vstřikem paliva.

### 4.1 Zadání úlohy

Zpracujte výpočtový návrh pístu čtyřdobého zážehového přeplňovaného motoru pro osobní automobil.

### 4.2 Stanovení hlavních rozměrů motoru

Vycházíme pouze z požadavku na čtyřdobý zážehový přeplňovaný motor, teoreticky nejsme omezeni výkonem ani obsahem, nicméně budeme se držet běžných technických parametrů. Výsledná koncepce je tedy čtyřdobý zážehový přeplňovaný motor s vícebodovým vstřikem paliva. Zdvihový objem válce jsem zvolil 400 ccm. Předpokládaný typ rozvodu je DOHC s proměnlivým časováním ventilů a čtyřmi ventily na válec.

Pro zvolenou koncepci je třeba dále stanovit výkon motoru, který je možné stanovit na základě údajů o běžně dosahovaných hodnotách středního efektivního tlaku, jmenovitých otáček motoru a počtu válců, ze vztahu (1) pro efektivní výkon motoru:

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i \quad [W] \quad (1)$$

kde:

- $P_e$  [W] - výkon motoru
- $p_e$  [Pa] - střední efektivní tlak
- $V_z$  [m<sup>3</sup>] - zdvihový objem jednoho válce motoru
- $n$  [min<sup>-1</sup>] - jmenovité otáčky motoru
- $\tau$  [-] - taktnost motoru, Pro motor čtyřdobý je  $\tau = 0,5$  a pro motor dvoudobý je  $\tau = 1$ .
- $i$  [-] - počet válců motoru

Střední efektivní tlak a velikost jmenovitých otáček motoru stanovíme z tabulky 1.

Motory zážehové	rok	jmenovité otáčky [min <sup>-1</sup> ]		stř. ef. tlak [Pa]		zdvihový poměr [-]		objemový výkon [kW.dm <sup>-3</sup> ]	
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
bez rozlišení	1966	3400	5700	0,65	1,1	0,83	1,46	15	37
bez rozlišení	1994	4000	6500	0,65	1,5	0,7	1,2	25	80
sací	2003	4500	8800	0,8	1,3	0,7	1,3	31	88
přeplňované	2003	5000	7000	1,1	2	0,8	1,2	50	103

Tab. 1) Porovnání charakteristických parametrů zážehových motorů

Dle tabulky obvyklých hodnot zážehových motorů volím střední efektivní tlak  $P_e = 1,8$  MPa, velikost jmenovitých otáček motoru  $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ . Dále předběžně volím počet válců  $i = 4$ , při předběžném zdvihovém obsahu válce  $V_z = 0,4 \text{ dm}^3$ . Po vypočítání výkonu bude počet válců porovnán s doporučující tabulkou 2.

motor	Počet válců $i$					
	2	3	4	5	6	8
zážehový	18 - 27	20 - 40	30 - 120	80 - 130	80 - 170	100 - 180
zážehový přepřňovaný		40 - 50	100 - 170	120 - 170	120 - 180	150 - 240
vznětový			35 - 60	60 - 80	80 - 100	
vznětový přepřňovaný			50 - 80	80 - 100	100 - 120	
	Výkon motoru $P_e$ [kW]					

Tab. 2) Doporučené vztahy výkonu a počtu válců motoru

Dosazením do rovnice (1) vypočítáme efektivní výkon motoru:

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

$$P_e = 1\,800\,000 \cdot 0,000\,4 \cdot \frac{6\,800}{60} \cdot 0,5 \cdot 4 = 163\,200 \text{ W}$$

$$P_e = 163\,200 \text{ W} = 163,2 \text{ kW}$$

Výkon motoru a počet válců odpovídají doporučení dané tabulkou 2, můžeme tedy pokračovat ve výpočtu.

**Kontrola „litrového“ výkonu:**

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1000 \quad [\text{kW} \cdot \text{l}^{-1}] \quad (2)$$

kde:  $P_l$  [kW·l<sup>-1</sup>]    objemový (litrový) výkon  
 $P_e$  [kW]            efektivní výkon motoru  
 $V_z$  [dm<sup>3</sup>]            zdvihový objem jednoho válce

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1000 = \frac{163,2}{0,4 \cdot 4} = 102 \text{ kW} \cdot \text{l}^{-1}$$

Doporučená velikost litrového výkonu pro přepřňované motory dle tab. 1 se pohybuje v rozmezí 50 až 103 kW·dm<sup>-3</sup>. Požadovaná velikost litrového výkonu je v těchto mezích, je možno pokračovat ve výpočtu.



Stanovení vrtání (průměru) pístu:

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

kde:

D [m] vrtání válce motoru

Z [m] zdvih pístu

Pro výpočet vrtání válce zavedeme veličinu „zdvihový poměr“ – k:

$$k = \frac{Z}{D} \quad [-] \quad (4)$$

Vzhledem k taktosti motoru a zdvihovému objemu, dle tabulky charakteristických hodnot (viz. Tab. 1) volím  $k = 1$ .

Po dosazení vztahu (4) do rovnice (3) dostaneme velikost vrtání válce D ze vztahu:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} \quad [m] \quad (5)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0004}{\pi \cdot 1}} = \sqrt[3]{5,09296 \cdot 10^{-4}} = 0,0798589 \quad [m]$$

$$D = 0,0798589 \text{ m} \cong 80 \text{ mm}$$

Z rovnice (4) stanovíme velikost zdvihu pístu:

$$Z = k \cdot D = 1 \cdot 80$$

$$Z = 80 \text{ mm}$$

Kontrola velikosti střední pístové rychlosti  $c_s$ :

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

$$c_s = 2 \cdot 0,08 \cdot \frac{6800}{60} = 18,1\bar{3}$$

$$c_s = 18,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Velikost střední pístové rychlosti by neměla u zážehových motorů překračovat  $19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### Výpočet zdvihového objemu motoru:

$$V_z = \frac{V_m}{i} \quad [m^3] \quad (7)$$

kde:

$V_m [m^3]$  zdvihový objem motoru

Úpravou vztahu (7) dostaneme vztah pro výpočet objemu motoru:

$$V_m = V_z \cdot i \quad (8)$$

$$V_m = V_z \cdot i = 0,000402124 \cdot 4 = 1,608496 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$V_m = 1,608 dm^3$$

### Výpočet potřebných otáček:

Úpravou základního vztahu (1) získáme následující rovnici:

$$n = \frac{60 \cdot P_e}{p_e \cdot V_z \cdot i \cdot \tau} \quad (9)$$

$$n = \frac{60 \cdot 163\,200}{1\,800\,000 \cdot 0,000\,402 \cdot 4 \cdot 0,5} = 6\,766,1692 \text{ min}^{-1}$$

$$n = 6\,766,17 \text{ min}^{-1}$$

Následuje zpětná kontrola střední pístové rychlosti:

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$c_s = 2 \cdot 0,08 \cdot \frac{6\,766,17}{60} = 18,0432 m \cdot s^{-1}$$

$$c_s = 18 m \cdot s^{-1}$$

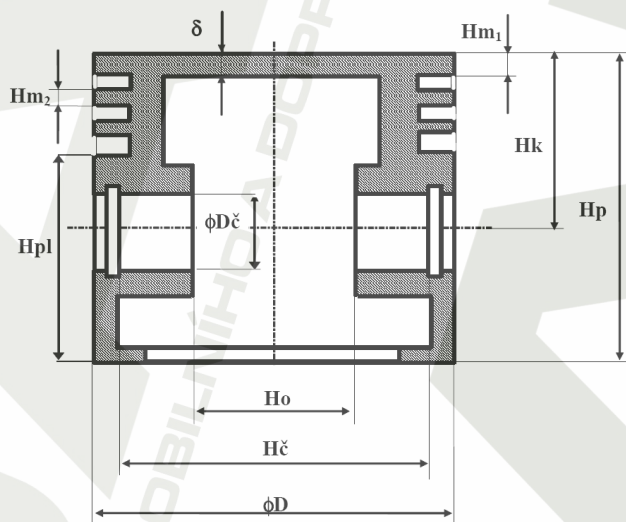
### 4.3 Návrh hlavních rozměrů pístu:

Při návrhu se opět držíme rozměrů vycházejících z dříve provedených a osvědčených konstrukcí. Doporučené rozměry jsou uvedeny v procentuální závislosti na vrtání válce v tabulce 3. Tyto hodnoty jsou pouze doporučující, nikoli závazné.

Popis rozměru	Označení rozměru	% D
Průměr vrtání válce	D	100
Průměr pístního čepu	$D_{\check{c}}$	25 – 28
Délka pístního čepu	$H_{\check{c}}$	85
Kompresní výška pístu	$H_k$	50 – 70
Výška prvního můstku	$H_{m1}$	6 – 10
Výška druhého můstku	$H_{m2}$	3 – 6
Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep	$H_o$	40
Výška pístu	$H_p$	90 – 140
Šířka dna pístu	$\delta$	5 - 7

Tab. 3) Doporučené meze charakteristických rozměrů pístu čtyřdobých motorů

Rozměr pístu	Zvolená hodnota [mm]
D	80
$D_{\check{c}}$	22
$H_{\check{c}}$	68
$H_k$	40
$H_{m1}$	6,4
$H_{m2}$	4
$H_o$	32
$H_p$	72
$\delta$	10



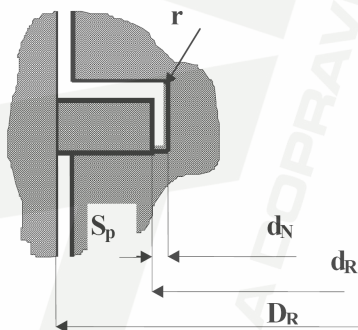
Obr. 27) Základní rozměry pístu a zvolené hodnoty

### 4.4 Drážky pro pístní kroužky

V současné době se u pístů pro zážehové a vznětové motory používají výhradně tři pístní kroužky, dva těsnící a jeden stírací. Pro uložení kroužku a jeho správnou funkci po dobu životnosti motoru je velmi důležitá správná velikost radiální a axiální vůle kroužku v drážce.

#### 4.4.1 Radiální vůle pístního kroužku

Z technického a funkčního hlediska je nepřijatelné aby při vymezení vůle mezi pístem a stěnou válce dosedl pístní kroužek na dno drážky v pístu. Mezi kroužkem a zadní stěnou drážky musí být zachována určitá radiální mezera, která slouží k eliminaci výrobních nepřesností a změn rozměrů v důsledku tepelné roztažnosti. Tato mezera je ovšem z hlediska spalování směsi nežádoucí, neboť se jedná o ztrátový objem do kterého se v průběhu komprese stlačuje vzduch a v průběhu hoření a expanze jsou do tohoto objemu vtačovány částice nespáleného paliva a spaliny, což zákonitě zvyšuje množství škodlivin ve spalínách motoru. Při návrhu velikosti radiální vůle je nutné uvažovat, že při provozu se bude v drážkách usazovat karbon, který může způsobit až znehybnění kroužků. Z důvodů tohoto nebezpečí se u motorů se zvýšeným předpokladem tvorby úsad používají lichoběžníkové pístní kroužky, které svým pohybem „drtí“ případné úsady.



$D_r (D)$	vnější průměr kroužku v zamontovaném stavu (vrtání válce)
$d_r$	vnitřní průměr kroužku v zamontovaném stavu
$d_n$	průměr drážky pro pístní kroužek
$S_p$	radiální vůle pístního kroužku
$r$	poloměr zaoblení drážky

Obr. 28) Radiální vůle pístního kroužku

Hlavní rozměry těsnícího kroužku jsou zakresleny na obrázku 28. Dle normy pro pístní kroužky DIN 70 910 volím:

##### 1. stírací kroužek:

Provedení:	pravoúhlý
Rozměry:	$D = 80 \text{ mm}$ $h = 2,0 \text{ mm}$ $a = 3,35$
Materiál:	nitridovaná ocel
Označení:	R-kroužek 80 x 2,0 DIN 70 910

##### 2. stírací kroužek

Provedení:	pravoúhlý
Rozměry:	$D = 80 \text{ mm}$ $h = 2,0 \text{ mm}$ $a = 3,35$
Materiál:	šedá litina se zvýšenou odolností
Označení:	R-kroužek 80 x 2,0 DIN 70 910

### Určení průměru drážky pro pístní kroužek:

$$d_n = D - 2 \cdot (a + S_p) \quad [mm] \quad (10)$$

Kde:

- a - šířka pístního kroužku
- $S_p$  - vůle pístního kroužku, její velikost je doporučována v rozmezí 0,6 až 0,8 mm. Volím vůli 0,6 mm.

$$d_n = 80 - 2 \cdot (3,35 + 0,6) = 72,1 \text{ mm}$$

$$d_n = 72,1 \text{ mm}$$

#### 4.4.2 Axiální vůle pístního kroužku

Axiální vůle kroužku je určována řadou faktorů přičemž rozhodující je pravděpodobnost vzniku karbonových úsad. Proto u prvního pístního kroužku, kde v důsledku vysokých teplot je nebezpečí vzniku karbonové vrstvy značné, jsou axiální vůle větší než u druhého pístního kroužku.

Vůle kroužku je určena tolerančními poli drážky a kroužku a také jejich rozdílnou tepelnou roztažností. V případě velké vůle je usnadněno pronikání spalin do klikové skříně. Rovněž je urychlen proces opotřebení drážek pro pístní kroužky v důsledku „vytloukání“ drážek při změně směru pohybu pístu. Při velkých vůlích také začne pístní kroužek fungovat jako čerpadlo a vtlačovat do kompresního prostoru olej, to má za následek zvýšenou spotřebu oleje, tvorbu karbonových úsad a obsah škodlivin ve výfukových plynech. Naopak při malé vůli hrozí nebezpečí znehynění kroužku karbonovými úsadami, taktéž nepřiměřeně vzrůstají nároky na přesnost výroby, popřípadě kvalitu použitých materiálů.

#### Výpočet axiální vůle

Dle normy DIN je:

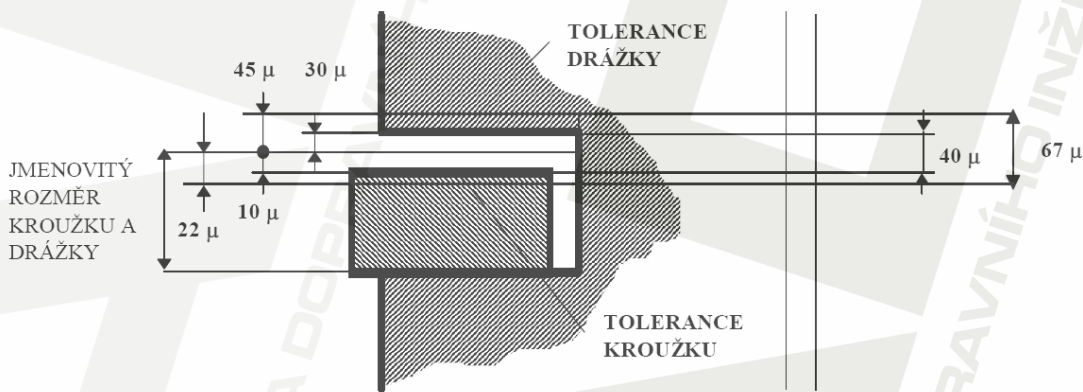
- drážka pro pístní kroužek vyráběna v šířce tolerančního pole +0,015 mm až +0,030 mm.
- Pístní kroužek je vyráběn s tolerancí -0,010 mm až -0,022 mm.

Popis	Rozměr s tolerancí	Mezní rozměr	Maximální vůle kroužku ve válci	Minimální vůle kroužku ve válci
Pístní kroužek	$2_{-0,022}^{-0,010}$	1,990	0,052 mm	0,025 mm
		1,978		
Drážka pro pístní kroužek	$2_{+0,030}^{+0,015}$	2,015		
		2,030		

Tab. 4) Axiální vůle 1. těsnícího kroužku

Popis	Rozměr s tolerancí	Mezní rozměr	Maximální vůle kroužku ve válci	Minimální vůle kroužku ve válci
Pístní kroužek	$2_{-0,022}^{-0,010}$	1,990	0,052 mm	0,025 mm
		1,978		
Drážka pro pístní kroužek	$2_{+0,030}^{+0,015}$	2,015		
		2,030		

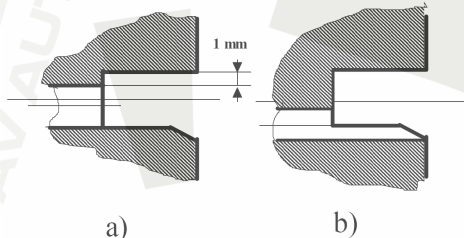
Tab. 5) Axiální vůle 2. těsnícího kroužku



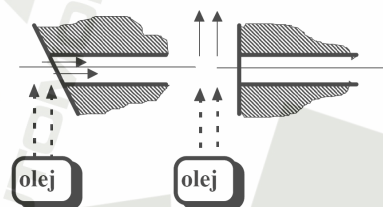
Obr. 29) Toleranční pole a axiální vůle pístního kroužku

#### 4.4.3 Drážky pro stírací pístní kroužky

Drážky pro stírací pístní kroužky musí být z důvodu konstrukce kroužku širší. Taktéž drážka musí být doplněna o průřezy (kanálky) zajišťující odvod setrženého oleje. Běžně postačuje volit průměr kanálku o 1 mm menší než je výška drážky (obr. 30a), u motorů vykazující se vyšší spotřebou oleje se pro snížení této spotřeby osvědčilo provedení drážky dle obr. 30b.



Obr. 30) Otvory pro odvod oleje z drážky stíracího kroužku



Obr. 31) Vyústění drenážních kanálků

Otvory pro odvod oleje zvyšují v důsledku vrubového účinku napětí a současně s drážkou pro stírací pístní kroužek vytváří minimální příčný průřez pláště pístu přenášející síly od tlaku plynů a síly setrvačné.

Nevhodně umístěné otvory mohou u pístů chlazených nástřikem oleje vyvolat obrácení směru proudění oleje a zvyšovat tak spotřebu oleje. Aby k tomuto nedocházelo je třeba umístit vyústění drenážního otvoru uvnitř pístu ve stěně, která je rovnoběžná s osou pístu a tedy i se směrem proudícího oleje, viz obr 31.

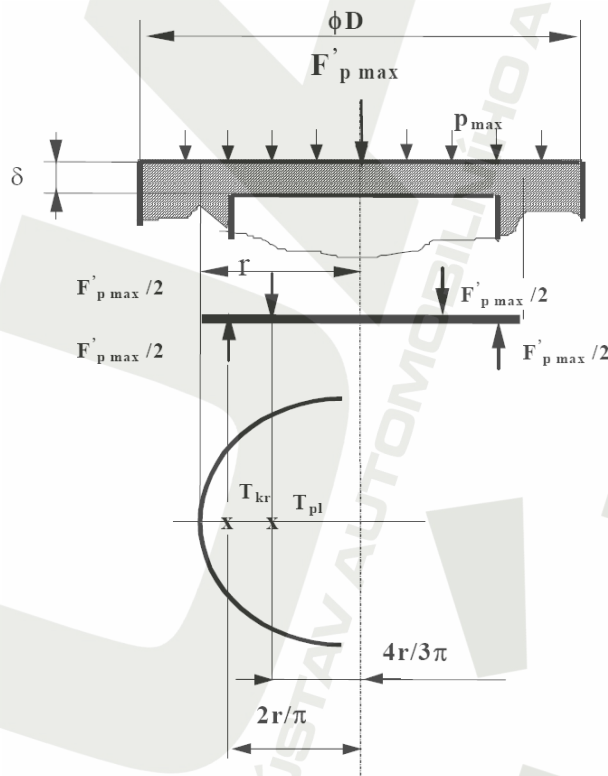
## 4.5 Pevnostní výpočet pístu

Píst je namáhám silami tlaku plynů, setrvačnými silami, tepelným a vnitřním pnutím a jinými silami.

Vzhledem ke složitému tvaru pístu a způsobu namáhání je jeho pevnostní výpočet velmi složitý. V praxi se při kontrolních výpočtech uvažuje napětí způsobené tlakem plynů a setrvačnými silami. Vlivy nezahrnuté do výpočtu, jako jsou tepelná pnutí, koncentrace napětí a rázový charakter zatížení, jsou souhrnně uvažovány v dovolených napětích v jednotlivých řezech pístu. Pevnostní výpočty jsou tedy prováděny srovnávacími metodami s osvědčenými konstrukcemi pístu.

### 4.5.1 Pevnostní výpočet dna pístu

Pevnostní výpočet dna pístu se provádí na ohyb. Dno se nahrazuje kruhovou deskou vetknutou nebo podepřenou na obvodě a zatíženou rovnoměrným tlakem plynů. Setrvačné síly působící na dno pístu se zanedbávají. Pro přibližný výpočet ohybového napětí v kruhové desce je možné ji uvažovat jako přímý nosník, u něhož reakce  $F_{p \max} / 2$  působí v těžišti polokruhového oblouku, zatímco síla zatěžující nosník o stejné velikosti jako reakce působí v těžišti půlkruhové plochy. Výpočtový model je na obrázku 32.



Obr. 32) Zatížení dna pístu a výpočtový model

**Maximální síla tlaku plynů působící na kruhovou desku:**

$$F'_{p\max} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{\max} \quad [N] \quad (11)$$

kde:

$r$  [m] - poloměr vetknutí (podepření) desky  
 $p_{\max}$  [N.m<sup>-2</sup>] - maximální tlak plynů ve válci motoru

$$F'_{p\max} = \pi \cdot 0,035^2 \cdot 8,356 \cdot 10^6 = 32\,157,66 \text{ N}$$

$$F'_{p\max} = 32\,158 \text{ N}$$

**Maximální ohybový moment:**

$$M_{o,\max} = \frac{r^3}{3} \cdot p_{\max} \quad [Nm] \quad (12)$$

$$M_{o,\max} = \frac{0,035^3}{3} \cdot 8,356 \cdot 10^6 = 119,42 \text{ Nm}$$

$$M_{o,\max} = 119,4 \text{ Nm}$$

**Moment odporu v ohybu (průřezový modul):**

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot r \cdot \delta^2 = \frac{1}{3} \cdot r \cdot \delta^2 \quad [m^3] \quad (13)$$

kde:

$\delta$  – tloušťka dna pístu [m]

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot 0,035 \cdot 0,0102^2 = 1,2138 \cdot 10^{-6}$$

$$W_o = 1,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

**Maximální ohybové napětí:**

$$\sigma_{o,\max} = \frac{M_{o,\max}}{W_o} = \frac{r^3}{3} \cdot p_{\max} \cdot \frac{3}{r \cdot \delta^2} = p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \quad [Pa] \quad (14)$$

$$\sigma_{o,\max} = 8,356 \cdot \left(\frac{0,035}{0,0102}\right)^2 = 98,3862 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{o,\max} = 98,4 \text{ Pa}$$



Vypočtená hodnota napětí odpovídá použitému lineárnímu modelu kruhové desky. Skutečná hodnota napětí je však výrazně ovlivněna vetknutím nebo podepřením desky po obvodě. Dna pístů zážehových motorů je možno považovat za vetknuté.

**Maximální ohybové napětí ve středu desky (pro vetknutou desku):**

$$\sigma_{o,\max} = 0,25 \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \quad [MPa] \quad (15)$$

$$\sigma_{o,\max} = 0,25 \cdot 8,356 \cdot \left(\frac{0,035}{0,0102}\right)^2 = 24,5965$$

$$\sigma_{o,\max} = 24,6 \text{ MPa}$$

Dovolené hodnoty napětí pro písty z hliníkové slitiny bez žeber je 20 až 25 MPa.

#### 4.5.2 Nejslabší místo pláště pístu:

Nejslabší místo pláště pístu bývá u většiny pístů v drážce pístu pro stírací kroužek, kde stěna pístu je zeslabena nejen samotnou drážkou, ale i otvory, kterými je odváděn setřený olej do klikové skříně motoru.

Namáhání tlakem je vyvoláno tlakem plynů nad pístem. Pro maximální spalovací tlak je výsledná hodnota napětí dána vztahem:

$$\sigma_{tl,\max} = \frac{F_{p,\max}}{S_x} \quad [Pa] \quad (16)$$

kde:

- $F_{p,\max}$  [N] - maximální síla od tlaku plynů
- $S_x$  [m<sup>2</sup>] - minimální příčný průřez pístu v drážce pro stírací pístní kroužek.

**Výpočet maximální síly od tlaku plynů:**

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 8\,356\,000 = 42\,001,84 \text{ N}$$

$$F_{p,\max} = 42\,002 \text{ N}$$

Plocha průřezu byla změřena pomocí programu Autodesk Inventor,  $S_x = 1168 \text{ mm}^2$ .

Dosažením do rovnice (16) vypočítáme maximální tlak od namáhání tlaku plynů:

$$\sigma_{tl,max} = \frac{42002}{1168} = 35,961 \cong 36 \text{ MPa}$$

Dovolená hodnota napětí se u současných hliníkových slitin pohybuje v rozmezí 30 až 40 MPa. Průřez navrhovaného pístu tedy vyhovuje.

### Výpočet setrvačné síly:

Na konci výfukového zdvihu dochází při doběhu pístu do horní úvratí k namáhání vyšetřovaného průřezu na tah. Toto namáhání je vyvoláno setrvačnými silami hmotnosti koruny pístu nad vyšetřovaným průřezem.

Výpočet setrvačné síly:

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda_0) \quad [N] \quad (18)$$

kde:

- |                             |   |
|-----------------------------|---|
| $m_x$ [kg]                  | - hmotnost koruny pístu nad kontrolním řezem                          |
| $r_k$ [m]                   | - poloměr klikového hřídele   |
| $\lambda_0$                 | - ojnicí poměr, u současných motorů se pohybuje v rozmezí 0,2 až 0,3. |
| $\omega_{max}$ [ $s^{-1}$ ] | - maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele                 |

Hmotnost koruny pístu byla změřena programem Autodesk Inventor  $m_x = 0,335 \text{ kg}$ .

Ojnicí poměr volím 0,2.

Rychlost  $\omega_{max}$  bude dosažena při maximálních otáčkách motoru  $n_{max}$  [ $\text{min}^{-1}$ ].

Odpovídající velikost úhlové rychlosti bude potom dána vztahem:

$$\omega_{max} = \frac{\pi \cdot n_{max}}{30} \quad [s^{-1}] \quad (19)$$

$$\omega_{max} = \frac{\pi \cdot 7\,000}{30} = 733,04 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{max} = 733 \text{ s}^{-1}$$

Dosažením do rovnice (18) dopočítáme setrvačnou sílu:

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda_0)$$

$$F_{sp,x} = 0,335 \cdot 40 \cdot 733^2 \cdot (1 + 0,2) = 8\,639\,607,12 \text{ N}$$

$$F_{sp,x} = 8\,639\,607 \text{ Pa}$$

Potom tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x} \quad [Pa] \quad (20)$$

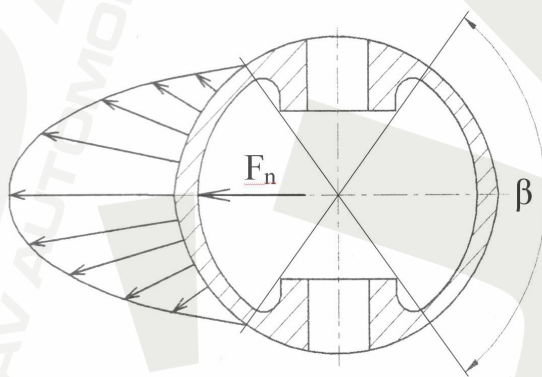
$$\sigma_t = \frac{8\,639\,607}{1168} = 7\,396,924 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t = 7,4 \text{ MPa}$$

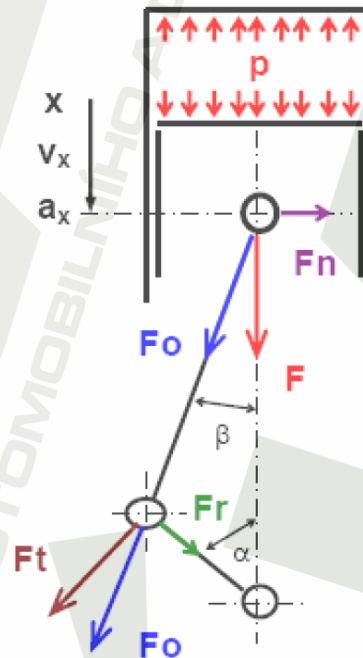
Dovolené napětí v tahu pro hliníkové slitiny je 4 až 10 Mpa.

### 4.5.3 Měrný tlak na plášti pístu

Měrný tlak mezi pláštěm pístu a válcem je vyvoláván normálovou složkou síly, která vzniká silovou reakcí mezi translačně se pohybujícím pístem a rotující klikovou hřídelí. Její maximální velikost je dosahována poblíž horní úvratě při pohybu pístu v průběhu expanzního zdvihu. Tuto normálovou sílu přenáší pouze část pístu omezená v příčném řezu úhlem  $\beta = 80$  až  $100^\circ$  (obr. 33). Zbývající nezatížená část se deformuje tak, že její rozměr ve směru osy pístního čepu se zvětšuje. Velikost této síly je také závislá na délce ojnice, s narůstající délkou velikost normální síly klesá.



Obr. 33) Průběh zatížení pláště pístu



Obr. 34) Síly působící na klikový mechanismus

Výpočet měrného tlaku:

$$p_{pl} = \frac{F_{n,max}}{D_{pl} \cdot L_{pl}} \quad [Pa] \quad (21)$$

kde:

- $F_{n,max}$  [N] - maximální velikost normálové síly
- $D_{pl}$  [m] - vrtání válce, v případě odlehčeného pístu v oblasti nálitku pro pístní čep, šířka průmětu stykové plochy pláště pístu se stěnou válce
- $L_{pl}$  [m] - nosná délka pláště pístu

Nejvyšší tlak ve spalovacím prostoru je dosahován při natočení klikové hřídele o  $378^\circ$  oproti základní poloze. Úhel natočení klikové hřídele oproti ose pístu je  $\alpha = 18^\circ$ .

Výpočet úhlu beta:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha) \quad (22)$$

$$\beta = \arcsin(0,2 \cdot \sin 18)^\circ$$

$$\beta = 3,54^\circ$$

Výpočet celkové síly  $F_c$ :

$$F_c = F_{p,max} - F_{sp,x} \quad (23)$$

$$F_c = 42002 - 8639,6$$

$$F_c = 33\,362,4 \text{ N}$$

Výpočet normálové síly  $F_n$ :

$$F_n = F_c \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (24)$$

$$F_n = 33\,362,4 \cdot \operatorname{tg} 3,54$$

$$F_n = 2063,9 \text{ N}$$

Dosazením do rovnice (21) získáme:

$$p_{pl} = \frac{2063,9}{70 \cdot 72} = 0,4095 \text{ Pa}$$

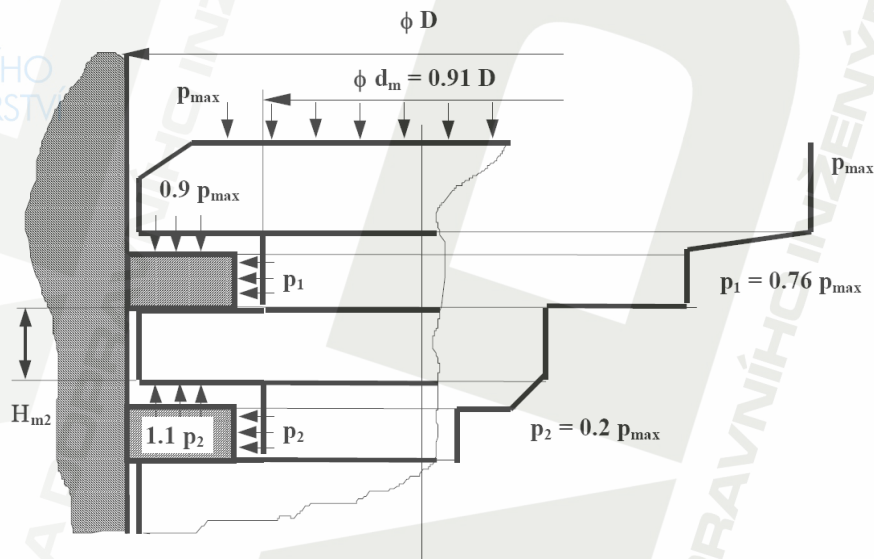
$$p_{pl} = 0,41 \text{ MPa}$$

Nejvyšší doporučené hodnoty měrného tlaku jsou 0,6 až 1,4 MPa.

#### 4.5.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

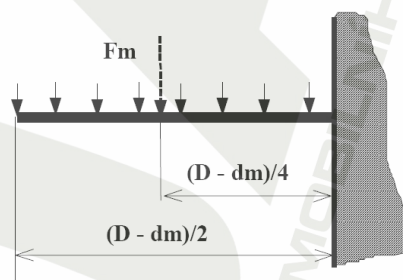
Druhý můstek je vystaven od vysokému namáhání od tlaku plynů ve spalovacím prostoru za současného působení vysokých teplot.

Rozložení tlaku v jednotlivých mezikroužkových objemech při maximálním tlaku nad pístem je uvedeno na obrázku .



Obr. 35) Rozložení tlaku v mezikroužkových objemech

Výsledný silový účinek na můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem je určen rozložením tlaků plynů v mezikroužkových mezerách. Tato síla namáhá můstek jako vetknutý nosník na ohyb a stříh (obr. 36).



Obr. 36) Namáhání můstku

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d_m^2) \cdot (0,9 p_{max} - 0,22 p_{max}) \quad [N] \quad (25)$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (80^2 - 72^2) \cdot (0,9 \cdot 8,356 - 0,22 \cdot 8,356) = 5\,426,6374 \text{ N}$$

$$F_m = 5\,426,6 \text{ N}$$

### Výpočet ohybového napětí ve vetknutém můstku:

Ohybový moment:

$$M_o = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4} \quad [Nm] \quad (26)$$

$$M_o = 5426,6 \cdot \frac{0,08 - 0,072}{4} = 10,8532$$

$$M_o = 10,85 \text{ Nm}$$

Modul odporu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}^2 \quad [m^3] \quad (27)$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0,072 \cdot 0,004 = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$W_o = 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (28)$$

$$\sigma_o = \frac{10,85}{1,5 \cdot 10^{-4}} = 72\,333,3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\sigma_o = 72\,333,3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{F_m}{S} \quad [Pa] \quad (29)$$

kde:

$S [m^2]$  - průřez v místě vetknutí

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

$$S = \pi \cdot 0,072 \cdot 0,004 = 9,048 \cdot 10^{-4}$$

$$\tau = \frac{5\,426,6}{9,048 \cdot 10^{-4}} = 5\,997\,568,52 \text{ [Pa]}$$

$$\tau = 6 \text{ MPa}$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2)} \quad [Pa]$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(72\,333,3^2 + 3 \cdot (6 \cdot 10^6)^2)} = 10\,392\,556,57 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{red} = 10,4 \text{ MPa}$$

S ohledem na pokles pevnosti hliníkových slitin při teplotách, kterým je vystavena oblast druhého můstku při činnosti motoru a s ohledem na vrubový účinek nemá redukované napětí překročit hodnotu 60 až 80 MPa.



Obr. 37) Navrhovaný píst

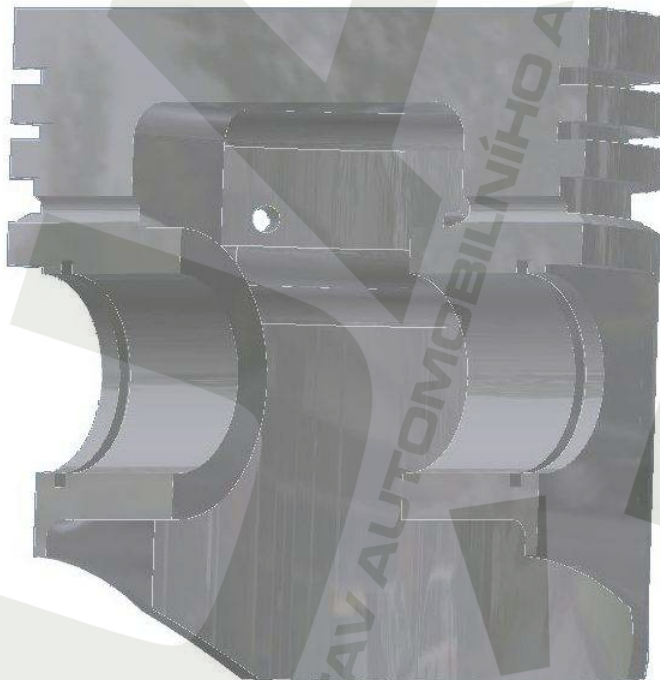




## 5 Závěr

V této práci jsem se zabýval základním návrhem pístu osobního automobilu. V první části práce jsem uvedl problematiku a nejčastější konstrukční řešení pístu a s ním úzce souvisejících částí, které je nutné navrhovat současně s pístem. Při vlastním návrhu jsem se držel obvyklých konstrukcí a hodnot užívaných v současné výrobě pístů osobních automobilů. Jak je dále zřejmé z předpokládaných parametrů motoru (výkon, obsah,...) bude se jednat o píst do motoru sportovně orientovaného vozu a proto jsem se snažil co nejvíce píst odlehčit. Výpočty byly návrhové. Tím tedy tvar pístu a provedení není konečné. Jak je zřejmé z obrázku 38, píst má poměrně silné dno, které se projeví ve větších setrvačných silách a z toho důvodu byla zesílena celá koruna pístu, zejména nálitky pro pístní čep. Proto bych dále navrhoval v těchto oblastech použití žebrování. Osobně jsem volil rovné dno, protože žebrování vyžaduje použití výpočtových postupů využívajících metody konečných prvků popřípadě experimentální měření, což je nad rámec této práce. Další možnost odlehčení poskytuje plášť pístu u kterého byl spočítán měrný tlak na plášti 0,41 MPa s nejvyššího doporučeného rozmezí (0,6 – 1,4) MPa. Vzhledem k tomu, že jsem zvolil délku pláště na spodní doporučené hranici, dále jsem ho nezakracoval z důvodů dobrého vedení ve válci a problematiky překlápění pístu.

Předpokládám, že použitím postupů využívajících metody konečných prvků, samozřejmě stanovení konečného materiálu z kterého bude píst vyroben a v neposlední řadě zkušeností s navrhováním pístů, by bylo možné píst dále odlehčit bez závažných konstrukčních problémů nejméně o 20%.



Obr. 38) Řez navrhovaným pístem



## 6 Seznam použitých zdrojů

- [1] Vlk, František: Vozidlové spalovací motory, vlastním nákladem, Brno 2003
- [2] Rauscher, Jaroslav: Spalovací motory, studijní opory VUT FSI, Brno 2005
- [3] Rauscher, Jaroslav: Ročníkový projekt, studijní opory VUT FSI, Brno 1996
- [4] Tesař, M./Šefčík, I.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů, Univerzita Pardubice 2003
- [5] Macek, Jan: Spalovací motory I, ČVUT, PRAHA 2007
- [6] Kožoušek, Josef: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II, SNTL, Praha 1983



## 7 Seznam použitých zkratk a symbolů

$a$	[mm]	Šířka ojnicního oka
$b$	[mm]	Vzdálenost mezi nálitky pístu
$c_s$	[m/s]	Střední pístová rychlost
$D$	[mm]	Průměr vrtání válce
$d_a$	[mm]	Vnější průměr pístního čepu
$d_i$	[mm]	Vnitřní průměr pístního čepu
$d_m$	[mm]	Průměr v místě drážky pro stírací kroužek
$E$	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$F_m$	[N]	Výsledný silový účinek na druhý můstek
$F_n$	[N]	Boční síla na píst
$F_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
$F_{p \max}$	[N]	Maximální síla od tlaku plynů
$F_v$	[N]	Výsledná síla působící na píst
$H_k$	[mm]	Kompresní výška
$H_{m1}$	[mm]	Výška prvního můstku
$H_{m2}$	[mm]	Výška druhého můstku
$H_{m3}$	[mm]	Výška třetího můstku
$i$	[-]	Počet válců motoru
$I_n$	[mm <sup>4</sup> ]	Osový kvadratický moment průřezu
$k$	[-]	Zdvihový poměr
$l_c$	[mm]	Celková délka pístního čepu
$l_n$	[mm]	Šířka nálitku oka pro pístní čep
$l_o$	[mm]	Délka ojnice
$M_{o \max}$	[Nm]	Maximální ohybový moment
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky
$P_e$	[kW]	Jmenovitý efektivní výkon motoru
$p_e$	[MPa]	Střední efektivní tlak
$P_l$	[kW/l]	Litrový výkon motoru
$p_{\max}$	[MPa]	Maximální tlak od plynů
$p_{pl}$	[MPa]	Maximální tlak na boční plochu pístu
$r$	[mm]	Poloměr podepření desky
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístu
$S_p$	[mm]	Radiální vůle pístních kroužků
$S_v$	[mm <sup>2</sup> ]	Průřez v místě vetknutí
$S_x$	[mm <sup>2</sup> ]	Příčný průřez v rovině drážky pro stírací kroužek
$v_i$	[m/s]	Pístová rychlost
$V_m$	[mm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem celého motoru

$V_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Objem spalovacího prostoru
$V_z$	[mm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem jednoho válce
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu
$Z$	[mm]	Zdvih pístu
$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
$\beta$	[°]	Úhel výkyvu ojnice
$\delta$	[mm]	Tloušťka dna pístu
$\varepsilon$	[-]	Kompresní poměr
$\lambda$	[-]	Ojniční poměr
$\rho$	[mm]	Střední poloměr příčného průřezu pístního čepu
$\sigma_{o,dov}$	[MPa]	Maximální dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{omax}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí
$\sigma_{red}$	[MPa]	Výsledné redukované napětí
$\sigma_t$	[MPa]	Tahové napětí v kritickém průřezu
$\sigma_{t,dov}$	[MPa]	Maximální dovolené tahové napětí
$\sigma_{tl,dov}$	[MPa]	Maximální dovolené tlakové napětí
$\sigma_{tl,max}$	[MPa]	Maximální tlakové napětí
$\tau$	[-; Mpa]	Taktnost motoru; smykové napětí
$\tau_{dov}$	[MPa]	Maximální dovolené smykové napětí
$\tau_{max}$	[MPa]	Maximální smykové napětí
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$\omega_{max}$	[s <sup>-1</sup> ]	Maximální úhlová rychlost klikového hřídele

## 8 Seznam příloh

1. CD s elektronickou verzí bakalářské práce