



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 MOTORU O VÝKONU 75 KW

PISTON OF 4-STROKE SI-ENGINE WITH 75 KW OUTPUT POWER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

IVAN KALUGIN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ivan Kalugin

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 motoru o výkonu 75 kW**

v anglickém jazyce:

### **Piston of 4-stroke SI-Engine with 75 kW Output Power**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte výpočtový návrh a konstrukční řešení pístu pro čtyřdobý zážehový motor o výkonu 75 kW.

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, Jaroslav: Ročníkový projekt. Brno, FS VUT 1996
- [2] Rauscher, Jaroslav: Vozidlové motory. Brno, FS VUT, Studijní opory
- [3] Kozoušek, Josef: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha, SNTL 19



Vedoucí bakalářské práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 6.11.2008

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## ANOTACE



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtovým návrhem a konstrukčním řešením pístu čtyřdobého, zážehového motoru o výkonu 75 kW. Součástí konstrukčního řešení je zpracovat návrh základních rozměrů motoru a klikového mechanismu. Závěrečná část je věnována pevnostní kontrole kritických průřezů pístu na základě navržené kinematiky klikového mechanismu a indikátorového diagramu.

STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

**Klíčová slova:** Motor, klikový mechanismus, pístní skupina, píst, pístní kroužky, pístní čep.

## ANNOTATION

This bachelor's thesis deals with calculating suggestion and structural solution of a piston for a 4-stroke petrol engine with 75 kW output power. The structural solution includes determination basic dimensions of engine and crank mechanism. Final part is devoted to fort control of critical piston sections on the base of kinematic crank mechanism and indicator diagram.

**Key words:** Engine, crank mechanism, piston group, piston, piston rings, gudgeon-pin.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KALUGIN, I. *Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 75 kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předloženou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne: .....

Podpis:.....



VYSOKÉ  
UCENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. za pomoc a cenné rady při zpracování bakalářské práce.

# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>PÍSTNÍ SKUPINA</b> .....	<b>15</b>
2.1	Píst zážehového motoru.....	16
2.2	Pístní kroužky .....	22
2.3	Pístní čep.....	24
2.4	Axiální zajištění pístního čepu .....	25
<b>3</b>	<b>STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ MOTORU</b> .....	<b>27</b>
<b>4</b>	<b>ZÁKLADNÍ ROZMĚRY KLIKOVÉHO MECHANISMU</b> .....	<b>30</b>
<b>5</b>	<b>NÁVRH ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ PÍSTU</b> .....	<b>31</b>
5.1	Volba rozměrů pístu .....	31
5.2	Drážky pro pístní kroužky .....	33
5.3	Tloušťka stěny pístu .....	37
5.4	Boční křivka pístu.....	37
5.5	Rozměry pístního čepu .....	38
5.6	Drážky pro axiální pojištění pístního čepu .....	39
<b>6</b>	<b>PEVNOSTNÍ VÝPOČET PÍSTU</b> .....	<b>40</b>
6.1	Pevnostní výpočet dna pístu .....	40
6.2	Nejslabší místo pláště pístu .....	43
6.3	Měrný tlak na plášti pístu .....	45
6.4	Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem .....	46
<b>7</b>	<b>MODEL PÍSTU</b> .....	<b>50</b>
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>51</b>
<b>9</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA</b> .....	<b>52</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN</b> .....	<b>53</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>55</b>

## 1 ÚVOD

Pístový spalovací motor je mechanismus, který pracuje na základně transformace energií. Motoru je prostřednictvím paliva dodávána energie tepelná a v průběhu spalování se mění na energii mechanickou, potřebnou pro pohon vozidla. Tato forma přeměny energií vychází z prvního termodynamického zákona a zařízení tohoto typu se nazývá tepelný stroj.

S vývojem prvních spalovacích motorů se můžeme setkat už v 18. století, kdy se objevily první pístové parní stroje a vozy. Pístové spalovací motory nacházely uplatnění zejména v železniční, silniční, vzdušné a námořní dopravě. Také se hojně využívaly jako pomocné stroje v zemědělství a stavitelství.

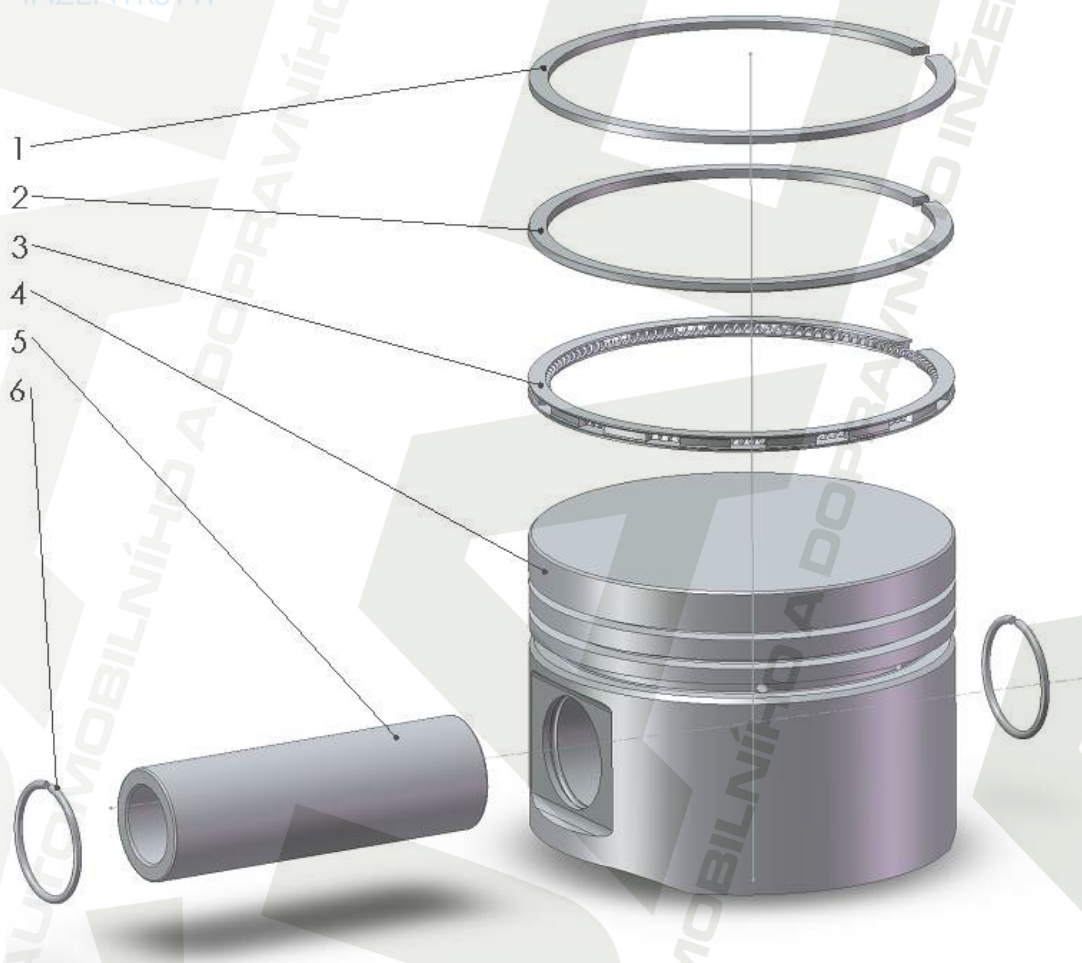
V současné době nacházejí pístové spalovací motory nejširší uplatnění ve stavbě motorových vozidel a to jako motory zážehové a vznětové. Tyto motory musí splňovat určité bezpečnostní požadavky podle evropské normy, která klade velký důraz na konstrukci takových motorů, které mají minimální dopad na životní prostředí. Tento požadavek může znamenat, pro výrobce automobilů, určitou komplikaci v okamžiku, kdy prezentují své produkty jako levné, výkonné a s nízkou spotřebou paliva.

Úlohou pístu ve spalovacím motoru je zachycovat a přenášet síly od tlaku plynů přes ojnici na klikový hřídel motoru. V současné konstrukci je snaha o minimalizaci setrvačných sil působících na píst při doběhu pístu do horní úvratí a toho lze nejefektivněji docílit snížením hmotnosti pístu.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pístu čtyřdobého zážehového motoru a pevnostní kontrolou kritických průřezů pístu na základě průběhu indikátorového diagramu a navržené kinematiky klikového mechanismu.

## 2 PÍSTNÍ SKUPINA

Píst tvoří společně s pístním čepem, pojistnými (axiálními) kroužky a pístními kroužky (stíracími a těsnícími) pístní skupinu **obr. 2.1**, která zabezpečuje přenos sil od tlaku plynů na ojnicí a následně klikovou hřídel motoru, utěšňuje spalovací prostor, zabezpečuje odvod tepla prostřednictvím válce na chladicí médium (voda, vzduch) a zachycuje boční síly vyvolané klikovým mechanismem a její přenos na stěny válce.



**Obr. 2.1** Pístní skupina

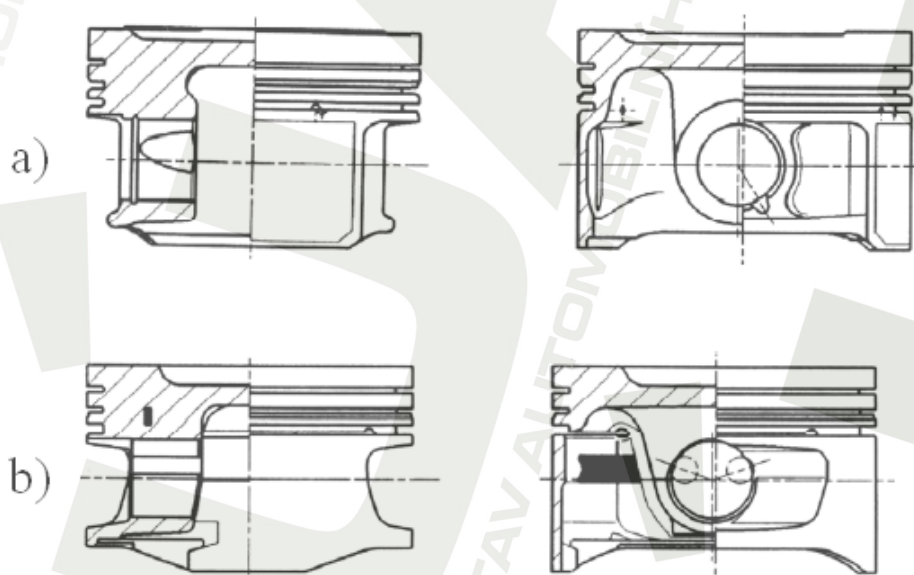
1 – První těsnící kroužek  
2 – Druhý těsnící kroužek  
3 – Stírací kroužek (skládáný)

4 - Píst  
5 – Pístní čep  
6 - Pojistný kroužek

## 2.1 Píst zážehového motoru

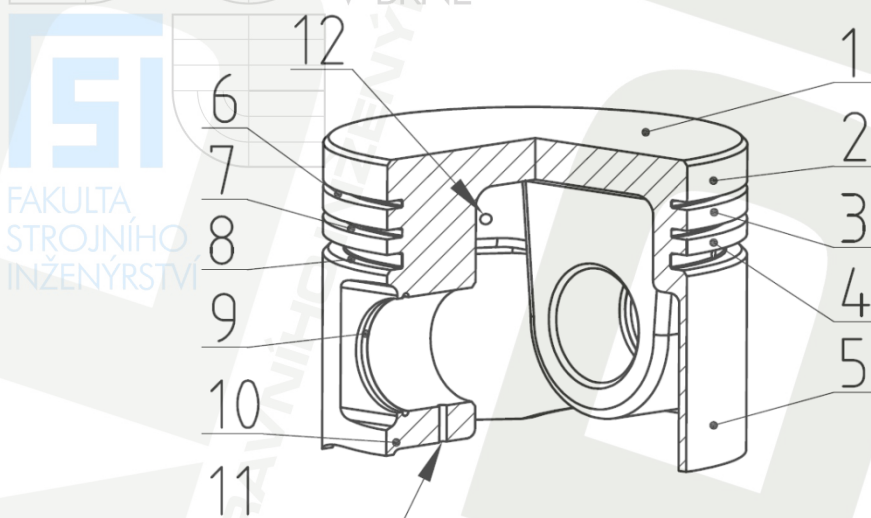
Píst musí zavezpečit přenos sil od tlaku plynů, na klikovou hřídel motoru a při práci je namáhán mechanicky, silami vyvolanými vratným pohybem pístu, silami od tlaku plynů a tepelně. Aby píst vyhověl těmto požadavkům, musí jeho konstrukce a volba materiálu správně využít zkušeností z vývoje a výzkumu, avšak i přesto budou mít nové moderní písty neodstranitelné nedostatky. Píst musí být lehký, aby velikosti setrvačných sil byly co nejmenší a musí rychle odvádět teplo, které přijme v průběhu spalování. Proto povrch dna pístu má mít jen nezbytně velkou plochu. U dvoudobých motorů řídí píst také rozvodové orgány pro výměnu náplně.

V důsledku neustále měnící se teploty dochází k tvarové změně materiálu pístu, což by při válcovém tvaru pístu mohlo při provozní teplotě způsobit zadření pístu ve válci motoru jako následek materiálové dilatace. Z tohoto důvodu musí být píst za studena tvarován tak, aby po úplném prohřátí pístu bylo dosaženo požadovaného (válcového) tvaru. Příčný průřez pístu je eliptický a po výšce pístu je dodržována určitá ovalita. Vůle pístu ve válci je tvarováním pístu mírně ovlivněna, avšak i přesto by měla být co nejmenší, abychom zamezili klopení pístu ve válci a snížili tak opotřebení pístních kroužků, spotřebu oleje a hlučnost motoru za provozu. Dalším důležitým aspektem, proč dodržet minimální vůli mezi stěnou válce a pístu je omezení průniku spalin do klikové skříně motoru. V případě průniku spalin do klikové skříně motoru by došlo ke smísení oleje se spalinami a znehodnocení oleje. Zvýšila by se také spotřeba oleje při startování studeného motoru. Menší vůle je možno dosáhnout u pístů s regulovanou deformací (bimetalické) **obr. 2.2**, které zaručují nižší tepelnou roztažnost a nižší opotřebení. Intenzita hlasitosti motoru vzduchem chlazeného se sníží až o 8 dB a riziko zadření pístu vlivem nadměrného přehřátí pístu je výrazně omezeno.



**Obr. 2.2** a) Píst monometalický, b) Píst bimetalický [2]

## 2.1.1 Charakteristické prvky pístu zážehového motoru



Obr. 2.3 Píst čtyřdobého zážehového motoru

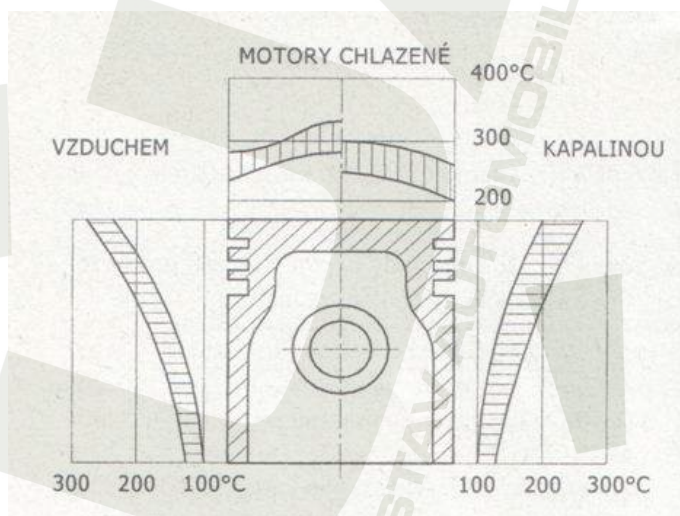
- |   |   |
|---|---|
| 1 - Dno pístu,                            | 7 - drážka pro 2. těsnící pístní kroužek, |
| 2 - první můstek,                         | 8 - drážka pro stírací pístní kroužek,    |
| 3 - druhý můstek ,                        | 9 - drážka pro pojistný kroužek,          |
| 4 - třetí můstek,                         | 10 - nálietek pro pístní čep,             |
| 5 - plášť pístu,                          | 11 - otvor pro mazání pístního čepu,      |
| 6 - drážka pro 1. těsnící pístní kroužek, | 12 - otvor pro odvod setřeného oleje.     |

Dno pístu bývá u zážehových motorů většinou rovné, ale pro zabezpečení lepšího průběhu spalování můžeme vidět i písty se sníženým dnem a píst tak tvoří část spalovacího prostoru. Spíše vyjíměčně se můžeme také setkat s písty, které mají výrazně tvarované dno (u motorů s přímým vstřikem paliva do válce motoru). Vytvořený deflektor umožňuje lepší proudění směsi paliva se vzduchem do oblastí zapalovací svíčky, což umožňuje spalovat i chudou směs (nedostatek paliva a přebytek vzduchu). Tloušťka dna pístu je především taková, aby zajistila odvod tepla k pístním kroužkům, a značně převyšuje pevnostní požadavky. Na vnitřní straně dna můžeme u některých pístů vidět vyztužovací žebra pro zvýšení tuhosti dna. První můstek pístu je výrazně tepelně namáhán, a proto je jeho výška určována teplotou v drážce pro 1. těsnící kroužek. Výška druhého můstku je určována na základě mechanického namáhání, vyvolané tlakem plynů, které působí na spodní stranu můstku. Drážky pro těsnící pístní kroužky, jsou konstruovány na základě používaných těsnících kroužků a v současné době se používají výhradně 2 těsnící pístní kroužky. Drážka pro stírací pístní kroužek je poněkud širší než drážky pro kroužky těsnící a jsou v ní umístěny otvory pro odvod setřeného oleje ze stěny

válce do klikové skříně motoru. *Nálitek pro pístní čep* je spojen pomocí žeber nebo bloku materiálu ke dnu pístu. U současných pístů se používají krátké pístní čepy pro snížení hmotnosti pístní skupiny. Současně bývá odstraněna i část stěny pístu, tedy další snížení hmotnosti. *Drážka pro pojištění axiálního pohybu pístního čepu* má v současné době půlkruhový průřez, což plyne z používání drátěných kroužků. Drážka může být vyrobena odlitím nebo být vyfrézována. *Plášť pístu* zachycuje normálovou sílu vyvolanou klikovým mechanismem. Musí být dostatečně tuhý a pevný. Délka pláště pístu zabezpečuje vedení pístu ve válci motoru a udržuje klopení pístu v přijatelných mezích.

### 2.1.2 Tepelné zatížení pístu

Mechanické vlastnosti pístu jsou výrazně negativně ovlivněny narůstající teplotou v průběhu spalování. Nerovnoměrný ohřev, nerovnoměrné rozložení spalování ve spalovacím prostoru a nedostatky konstrukce způsobují tepelné napětí v pístu, které zvyšuje namáhání od tlaku plynů a setrvačných sil. Nejvíce tepelně namáhané oblasti pístu v důsledku přímého styku spalín je dno pístu a horní můstek, hlavně přechodová hrana mezi horním můstkem a dnem pístu. Výška horního můstku je volena právě na základě teploty povrchu drážky pro první pístní kroužek. Teplota v drážce pro první pístní kroužek nesmí překročit teplotu karbonizace používaného oleje, která je u běžných minerálních olejů okolo 200°C. Při překročení této teploty se začnou tvořit karbony, které se usazují v drážce a omezí pístní kroužek v radiálním i axiálním pohybu. Dojde ke znehybnění pístního kroužku tzv. „zapečení kroužku“, ten přestane plnit svou funkci (těsnicí), což způsobí průnik spalín do klikové skříně motoru a obrovský nárůst teploty pístní skupiny. Zvýšená teplota způsobí v konečné fázi zadření pístu ve válci motoru jako následek materiálové roztažnosti pístu. Teplota pístu závisí na provozních podmínkách motoru. Například teplota pístu u prvního pístního kroužku se zvýší o 10°, jestliže vzroste předstih zážehu o 5°. Vadné zážehy mohou *krátkodobě* zvýšit teplotu až o 90°. Teplota u zámku kroužku je asi 20° větší než na obvodu drážky pro pístní kroužek i v případě, že se kroužek pootáčí.



Obr. 2.4 Rozložení teploty na plášti a dně pístu zážehového motoru [5]

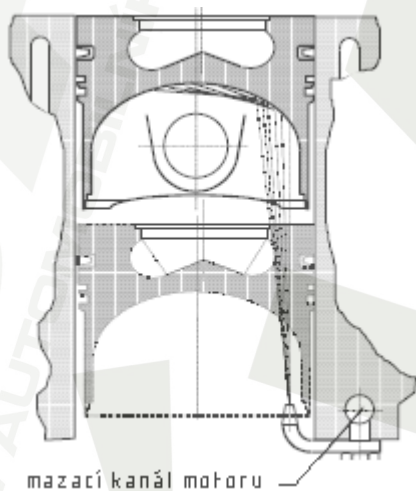
Kromě tepla, které píst přejme ze spalín, vzniká teplo také třením pístních kroužků a pláště pístu o stěny válce, což způsobuje ztráty třením. Ztráty třením mají být co nejmenší a závisí především na deformaci válce a přítlaku stíracího kroužku. Těsnicí kroužky a plášť pístu mají na tyto ztráty malý vliv, jestliže jsou správně zkonstruovány a zamontovány.

Odvod nežádoucího tepla ze spalovacího prostoru je zprostředkován pomocí pístních kroužků, můstky mezi pístními kroužky a také stěnami pístu (20 až 30%). Prostup tepla z pístních kroužků do stěn válce může být narušen kmitáním ve spalovacím prostoru, které vzniká při hoření a přenáší se na pístní kroužky. Přitom se může píst poškodit erozí.

### 2.1.3 Chlazení pístu

Jestliže teplota v drážce prvního těsnicího kroužku překročí teplotu 240°C je potřeba tuto teplotu snížit prostřednictvím chlazení pístu. V současné době se chlazení pístu používá u všech přeplňovaných motorů (vznětových i zážehových) a u některých motorů značně zatížených, nepřepřňovaných. Umělé chlazení pístu je však nutno navrhnout tak, aby nedošlo k nadměrnému ochlazení. Přechlazení pístu vede ke snížení účinnosti motoru, nárůstu napětí a může vest ke zvýšení koroze stěn válce a pláště pístu. Způsoby chlazení pístu jsou následující:

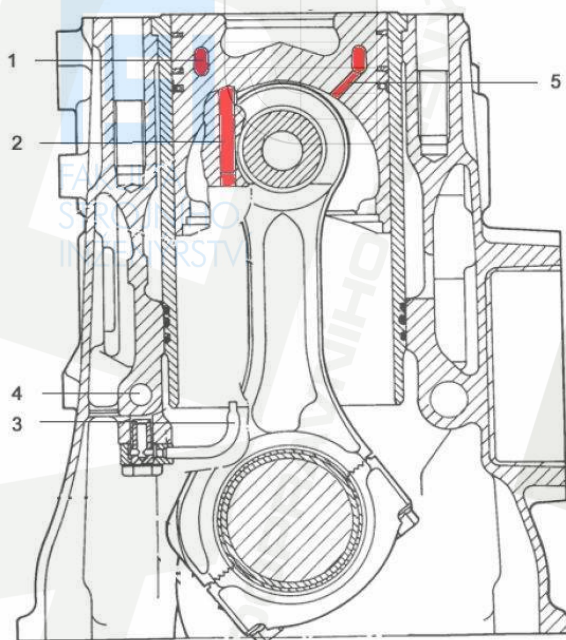
#### a) Chlazení pístu nástřikem dna



**Obr. 2.5** Chlazení pístu nástřikem dna [7]

Tento způsob chlazení pístu je nejjednodušší a využívá se u motorů méně zatěžovaných. Na spodní stranu dna a pláště pístu je nástřiknuto určité množství oleje. Olej vystřikuje z trysky umístěné ve skříni motoru a množství přiváděného oleje závisí na rozměrech trysky, vedení proudu oleje v trysce i přívodní potrubí. Nástřiknutý olej přejímá teplo ze stěn pístu a následně stéká do klikové skříně motoru. U takto chlazených pístu dochází ke snížení teploty v drážce pro první těsnicí kroužek asi o 20°C a množství odvedeného tepla tímto způsobem chlazení je 45% z celkového množství odváděného tepla z pístu.

### b) Chlazení pístu chladicím kanál



Tento způsob chlazení pístu se používá u motorů více zatěžených. V hlavě pístu je vytvořen toroidní chladicí kanál 1, přívodní kanál 2 a odpadní kanál 5. Ve spodní části skříně motoru je umístěna tryska 3, které je napojena na přívodní kanál 4 a je zásobována olejem z mazacího systému motoru. Při poloze pístu v dolní úvrti dojde k propojení přívodního kanálu v pístu a trysky, která začne zásobovat přívodní kanál olejem a ten přes toroidní kanál odchází zpět do klikové skříně motoru přes kanál odpadní. Při průchodu oleje toroidním kanálem přejímá olej část tepla z pístu a tím dochází k ochlazení drážky pro první těsnicí kroužek asi o 40°C.

Obr. 2.6 Chlazení pístu chladicím kanálem [7]

## 2.1.4 Výroba pístu

Písty se vyrábějí dvojím způsobem a to odléváním (do kokily nebo do písku) a kování (lisováním). Písty odlévané lze použít pro sériové motory do výkonu 60kW, ale i pro výkony větší za předpokladů, že motor nebude pracovat dlouhodobě na plný výkon. Tento způsob výroby pístů je levný a technologicky méně náročný. Kované písty se používají u motorů o vysokém výkonu, dosahují větších tuhostí, proto lze zmenšit tloušťku stěn a tím docílit nižší hmotnosti pístu. Jejich výhodou se projevuje zvláště v místech pístu, kde převládá vysoké mechanické namáhání nad tepelným. Dno kovaných pístů je silně předdimenzováno, protože odvádí největší díl tepla, které píst přejímá ze spalín. Proto musí být tloušťka dna taková, aby došlo k rychlému odvodu nežádoucího tepla přes pístní kroužky do stěn válce. Výroba lisovaných pístů je náročnější než výroba pístů odlévaných, avšak vykazují menší destrukci při havárii motoru.

## 2.1.5 Materiály pístu

Zatěžující účinky, vyvolané prudkým nárůstem teploty a tlaku, mají rázový charakter, čímž je materiál pístu vystaven vysokému únavovému namáhání. Z tohoto důvodu je kladen důraz na vhodný výběr materiálu pístu, způsob výroby a konečné povrchové úpravy.

Nejčastěji používaný materiál pro výrobu pístu jsou hliníkové slitiny (Al-Si). Slitiny s vysokým obsahem křemíku mají velmi dobré pevnostní, kluzné a licí vlastnosti, proto se využívají u kovaných pístů. Vyznačují se také menší tepelnou roztažností. Písty s obsahem křemíku do 13% (nim. 11%) *eutektické* se používají u zážehových motorů a nad 13% (max. 18%) *nadeutektické* u motorů vznětových. Obě tyto slitiny se vyznačují nízkou hustotou, vysokou pevností po tepelném zpracování, odolností proti opotřebení a příznivými vlastnostmi pro chod pístu ve válci motoru.

## 2.1.6 Povrchová úprava pístu

Povrchová úprava pístu má značný vliv na únavovou pevnost. Leštěný povrch má o (10 až 15)% větší únavovou pevnost, než soustružený. Mechanické vlastnosti povrchu pístu lze zlepšit kuličkováním, válečkováním a balotínováním (hydraulické tryskání skleněných kuliček). Elektrolytické nanesení dostatečně tuhé vrstvy na povrch pístu vede ke zvýšení meze únavy a snížení korozních účinků. U pístů z Al-Si slitin se osvědčilo nanesení vrstvy grafitu, cínu, olova nebo kadmia na plášť pístu, což vedle ke snížení tření a tedy menší opotřebení pláště a zlepšení podmínek mazání, protože nanesená vrstva udržuje olej na kluzné ploše.



Obr. 2.7 Povrchová úprava pláště pístu (vrstva grafitu) [7]

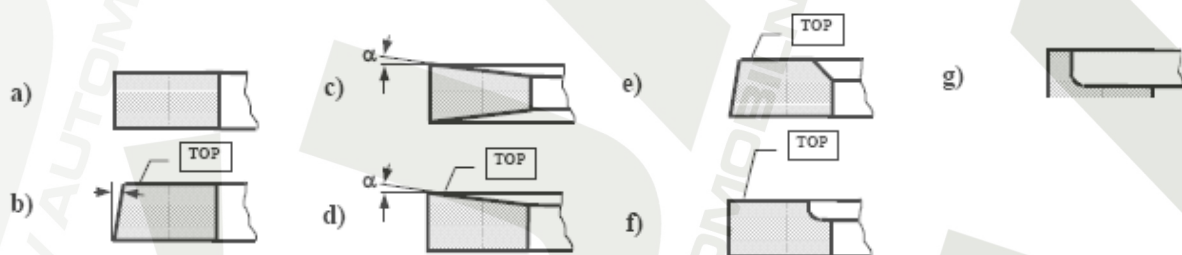
## 2.2 Pístní kroužky

Pístní kroužky jsou určitým druhem těsnění, který zabezpečuje utěsnění spalovacího prostoru, rozetření a setření olejového filmu a také zajišťují odvod tepla z pístu do stěn válce. Musí mít dobré kluzné vlastnosti při styku s materiálem válce a odolávat opotřebení i při vysokých teplotách. Pístní kroužky se vyrábí z pevného a zároveň pružného materiálu, nejčastěji z šedé litiny a jejich tvrdost by se měla pohybovat v rozmezí (95 až 107) HRB. Zvýšení odolnosti kroužků proti opotřebení se provádí tepelným zpracováním. Plochy pístních kroužků, které se přímo stýkají s materiálem válce motoru, jsou často opatřeny vrstvou chromu, mědi, molybdenu, vanadia, cínu, atd. Tím kroužek získává požadované mechanické a fyzikální vlastnosti. Pro lepší přilnutí kroužků ke stěnám válce, lepšímu záběhu a zvýšení přitlačného tlaku se používají zkosené kroužky, které by měly být co nejostřejší. Požadovanou ostrost je ovšem velmi obtížné dodržet jak při výrobě, tak při samotném provozu. Neneseme-li na čelo kroužku ochrannou vrstvu kovu (chromu, molybdenu, ...), tak se dodržení ostrosti komplikuje ještě více.

Podle funkce, kterou pístní kroužky plní je rozdělujeme na *kroužky těsnící* a *kroužky stírací*. Dnes se u čtyřdobých motorů používají výhradně tři pístní kroužky. První dva kroužky těsnící a třetí stírací.

### 2.2.1 Těsnící pístní kroužky

Zabezpečují utěsnění spalovacího prostoru a zamezují průniku spalin do klikové skříně motoru. Podílí se výrazným způsobem na odvodu tepla z pístu do stěn válce. Pístní kroužky odvedou z pístu (60 až 80) % tepla, z toho první pístní kroužek odvede až 80% tepla připadající na kroužky.

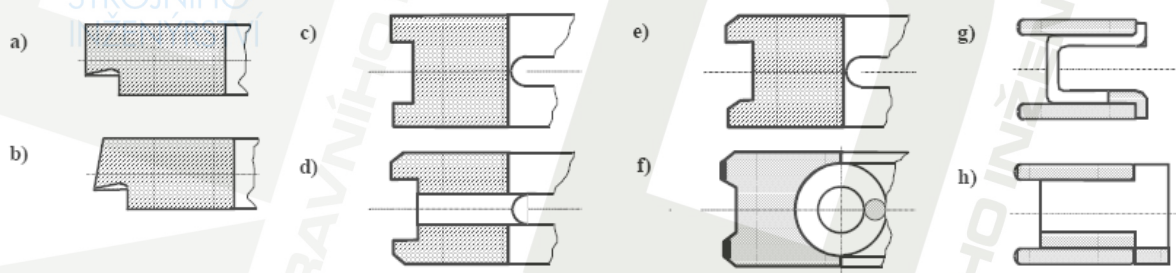


Obr. 2.8 Typy těsnících pístních kroužků [2]

(**a** - s válcovou těsnící plochou, **b** - s kuželovou těsnící plochou, **c** - lichoběžníkový kroužek, **d** - jednostranný trapézový kroužek, **e** - minutový kroužek torzní, **f** - pravoúhlý kroužek torzní, **g** - „L“ kroužek)

## 2.2.2 Stírací pístní kroužky

Zabraňují průniku oleje nad píst a regulují tloušťku olejové vrstvy na stěně válce (cca  $1\mu\text{m}$ ). Provedení kroužků a jejich uložení v pístu musí být sladěno tak, aby nedošlo k proražení mazací vrstvy a tedy nepříznivého ovlivnění provozních podmínek.

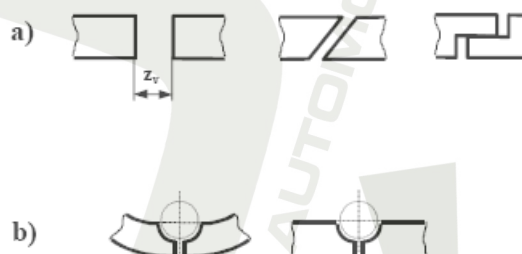


Obr. 2.9 Typy stíracích pístních kroužků [2]

(**a, b** - s pracovní plochou osazenou, **c, d, e** - kroužky s výřezy, **f** - kroužek s výřezy a expandérem, **g, h** - kroužek skládaný)

## 2.2.3 Zámky pístních kroužků

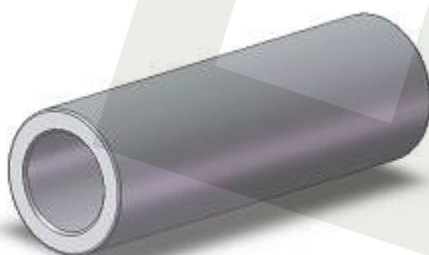
Zámek pístního kroužku umožňuje montáž pístního kroužku do drážky v pístu a tepelnou roztažnost kroužku při jeho ohřevu. Vůle v zámku musí být volena tak, aby nedošlo k vymezení zámkové vůle při maximálním ohřevu kroužku. Pokud by došlo k vymezení zámkové vůle, došlo by ke zlomení pístního kroužku. Zámky dvoudobých motorů nesmí přijít do kontaktu s kanálem pro výměnu obsahu válce, a proto se jejich poloha pojišťuje kolíkem.



Obr. 2.10 Zámky pístních kroužků (**a** - čtyřdobých motorů, **b** - dvoudobých motorů) [2]

## 2.3 Pístní čep

Pístní čep je součást spojující píst a ojnici spalovacích pístových motorů. V důsledku proměnlivosti směru i velikosti zatěžujících sil, setrvačných hmotností pístu a pístních kroužků je pístní čep namáhán únavově. Z toho důvodu je kladen vysoký požadavek na povrchovou úpravu pístního čepu. Běžné motory používají pístní čepy vyrobené z oceli třídy 12, 14, a 15. Oceli třídy 16 se vyznačují vysokou pevností a odolností proti opotřebení a používají se u vysoce zatížených motorů. Povrch čepu je kalen, broušen, chromován, cementován nebo nitridován až do hloubky 1,5 mm, aby bylo sníženo riziko vzniku trhlin, které mohou vzniknout v podélném i příčném směru.



Obr. 2.11 Pístní čep

Uložení pístního čepu se provádí následujícími způsoby:

### a) Plovoucí pístní čep

Uložen volně v oku ojnice i nálitcích pístu. Axiální poloha je zajištěna pojistnými kroužky. Nevýhodou tohoto uložení je jeho hlučnost. U studeného motoru může toto řešení způsobit klepání, až do chvíle, než čep dosáhne suvného uložení při teplotě cca 110°C pístu v oblasti pístního čepu. Výhodou tohoto řešení je vyšší životnost pístního čepu, protože ten se volně otáčí a tak dochází k rovnoměrnému opotřebení po celé ploše čepu.

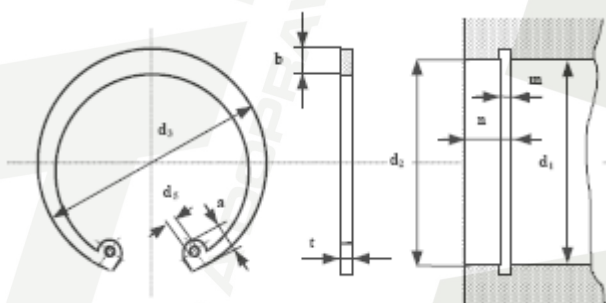
### b) Pevný pístní čep

Pístní čep je nalisován za tepla do oka ojnice. Protože je v oku ojnice uložen bez vůle, není potřeba axiálních pojistných kroužku. Výhodou je snížení hmotnosti pístního čepu, protože můžeme navrhnout menší vnější průměr čepu z důvodu jeho menší opalovace a také jej můžeme zkrátit. Pevný čep zlepšuje stabilitu pístu ve válci motoru.

## 2.4 Axiální zajištění pístního čepu

Pístní čep musí být zajištěn proti axiálnímu pohybu v nálitcích po pístní čep, aby nedošlo k jeho vysunutí. Došlo by tak ke kontaktu pístního čepu se stěnou válce a nárůstu teploty vlivem tření pístního čepu o stěnu válce. To způsobí natavení materiálu pístu v oblasti pístního čepu a havárii motoru. Pro tento účel se u plovoucího pístního čepu používají axiální pojistné kroužky. V současné době se používají následující metody axiální pojištění pístního čepu:

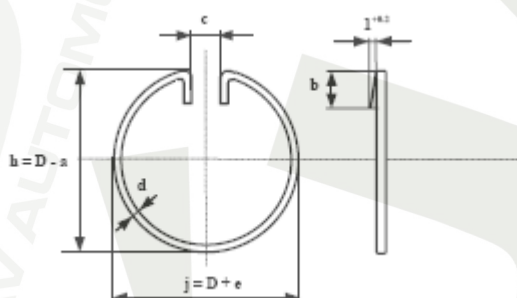
### a) Pojistné kroužky pro díry



Používají se k pojištění pístních čepů o větších průměrech a jsou dány normou ČSN 022931. Nevýhodou jsou ostré hrany, které slouží jako koncentrátoři napětí a mohou vzniknout únavové trhliny.

Obr. 2.12 Pojistný kroužek pro díry [7]

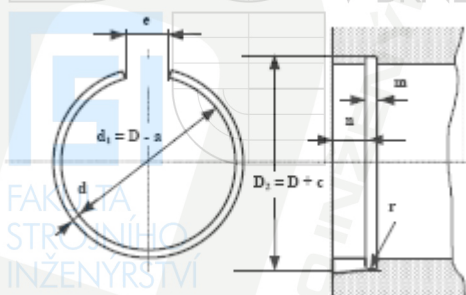
### b) Drátěné kroužky zahnuté



Jsou používány u pístních čepů menších průměrů a jsou dány normou ČSN 022928. Nevýhodou tohoto řešení je montážní zobáček, který se může odlomit v důsledku výraznějšího axiálního pohybu pístního čepu.

Obr. 2.13 Drátěný kroužek zahnutý [7]

c) Drátěné kroužky



Jsou dány normou ČSN 022925 a náletek pro pístní čep musí být opatřen montážní drážkou.

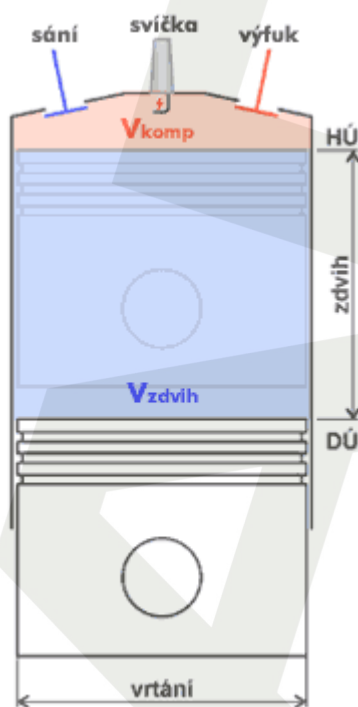
Obr. 2.14 Drátěný kroužek [7]

### 3 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ MOTORU

Základními rozměry pístového spalovacího motoru jsou:

- Průměr válce  $D$ ,
- zdvih pístu  $Z$ ,
- počet válců motoru  $i$ .

Tyto rozměry jsou určující pro zástavbové rozměry motoru a jako základní požadavek je dán jmenovitý výkon motoru.



Obr. 3.1 Základní rozměry pístového spalovacího motoru [6]

#### Koncepce motoru

Navrhovaný píst bude součástí zážehového motoru s označením 1.6 MPI 75kW používaného u osobního automobilu Škoda Octavia. Jedná se o zážehový, čtyřválcový, vodou chlazený motor se sekvenčním, vícebodovým vstřikováním paliva a rozvody OHC s požitím čtyř ventilů na jeden válec motoru.

## Parametry motoru

Jmenovitý výkon: 75 kW  
Jmenovité otáčky: 5600 min<sup>-1</sup>  
Točivý moment: 148 N·m při otáčkách 3800 min<sup>-1</sup>

Parametry motoru jsou stanoveny podle **obr. 1** (přílohy).

## Zdvihový objem motoru

Zdvihový objem je část pracovního prostoru vymezený horní a dolní úvratí a neznamená celkový objem pístového motoru, protože i při pozici pístu v horní úvratí zůstává nad pístem část pracovního prostoru s nenulovým objemem (kompresní prostor). Je to veličina na které přímo závisí výkonové parametry stroje.

Zdvihový objem stanovují ze středního efektivního tlaku  $p_e$ , jmenovitých otáček motoru  $n$  a počtu válců  $i$ , ze vztahu pro efektivní výkon motoru. Počet válců motoru volím podle **tab. 1** (přílohy). Hodnoty středního efektivního tlaku a otáček motoru volím podle **tab. 2** (přílohy).

$i = 4$  válce

$p_e = 1$  MPa

$n = 5600$  min<sup>-1</sup>

$\tau = 0,5 \Rightarrow$  platí pro čtyřdobý motor podle [1]

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

$$V_z = \frac{P_e \cdot 60}{p_e \cdot \tau \cdot i \cdot n} = \frac{75000 \cdot 60}{10^6 \cdot 0,5 \cdot 4 \cdot 5600} = \underline{\underline{4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}}$$

## Objemový (litrový) výkon motoru

$$P_1 = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1000 = \frac{75000}{401,8 \cdot 4} \cdot 1000 = \underline{\underline{46,67 \text{ kW} \cdot \text{l}^{-1}}}$$

Tato hodnota je v požadovaných mezích podle **tab. 2** (přílohy), je možno tedy pokračovat ve výpočtu.

## Vrtání válce

Válec pístového spalovacího motoru ohraničuje spalovací prostor, zabezpečuje vedení pístu, tvoří kluznou a těsnící plochu pro pohyb pístu, interakcí s pístními kroužky umožňuje odvod tepla z pístu. Válec je namáhán za provozu silami od tlaku plynů, tepelnými změnami, silami od pístu a třením.

Vrtání válce **D** lze stanovit ze vztahu pro zdvihový objem válce:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot k \cdot D = \frac{\pi \cdot D^3 \cdot k}{4}$$

Zdvihový poměr **k** volen podle **tab. 2** (přílohy)

$$k = 0,96$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z}{\pi \cdot k}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,000402}{3,14 \cdot 0,96}} = \underline{\underline{0,081 \text{ m}}}$$

## Zdvih pístu

Zdvih vymezuje pracovní dráhu pístu ve válci pístového spalovacího motoru.

$$Z = k \cdot D = 0,95 \cdot 0,0814 = \underline{\underline{0,078 \text{ m}}}$$

## Střední pístová rychlost

Střední pístová rychlost by neměla překročit u zážehových motorů  $19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (podle [1]).

$$c_s = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot 0,078 \cdot \frac{5600}{60} = \underline{\underline{14,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Střední pístová rychlost nepřesahuje povolenou hodnotu, návrh hlavních rozměrů motoru je tedy ukončen. V případě, že by tato hodnota přesáhla povolenou mez, musela by být provedena nová volba základních parametrů a výpočet zopakován.

## 4 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikovým mechanismem rozumíme soustavu klikového hřídele, ojnice, pístního čepu a pístu. Proces spalování je doprovázen změnami tlaku a teploty, které působí na dno pístu a píst tak koná translační pohyb vratný, vymezený horní a dolní úvratí. Díky spojení pístu s klikovou hřídelí přes ojnici je translační pohyb pístu převáděn na rotační pohyb klikového hřídele.

Základními rozměry klikového mechanismu pístového spalovacího motoru jsou:

- Vrtání válce  $D$ ,
- zdvih pístu  $Z$ ,
- poloměr klikové hřídele  $r_k$ ,
- délka ojnice  $L_{oj}$ .

Rozměry vrtání válce  $D$  a zdvih pístu  $Z$  jsou počítány v předchozí kapitole, tedy:

$$D = 0,081 \text{ m} \Rightarrow 81 \text{ mm}$$

$$Z = 0,078 \text{ m} \Rightarrow 78 \text{ mm}$$

### Poloměr klikové hřídele

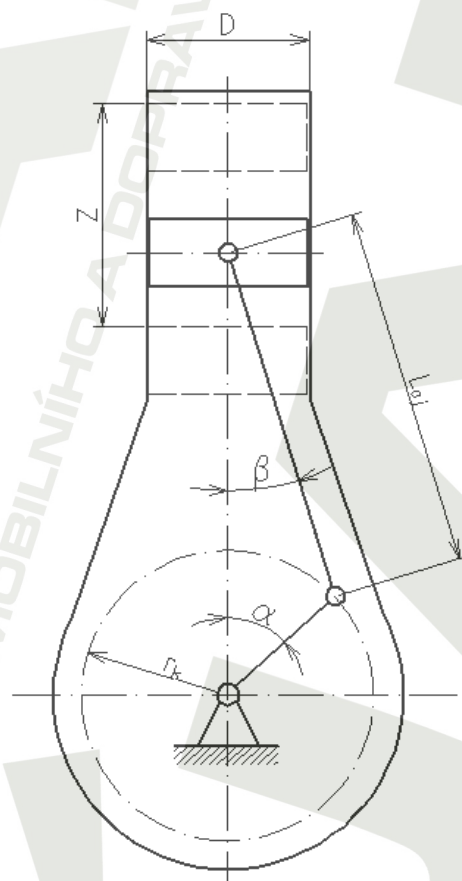
$$r_k = \frac{Z}{2} = \frac{78}{2} = \underline{\underline{39 \text{ mm}}}$$

### Dálka ojnice

$$L_{oj} = (1,7 \div 2,3) \cdot D = 2 \cdot D = 2 \cdot 81 = \underline{\underline{162 \text{ mm}}}$$

### Ojniční poměr

$$\lambda_o = \frac{r_k}{L_{oj}} = \frac{0,039}{0,162} = \underline{\underline{0,24}}$$

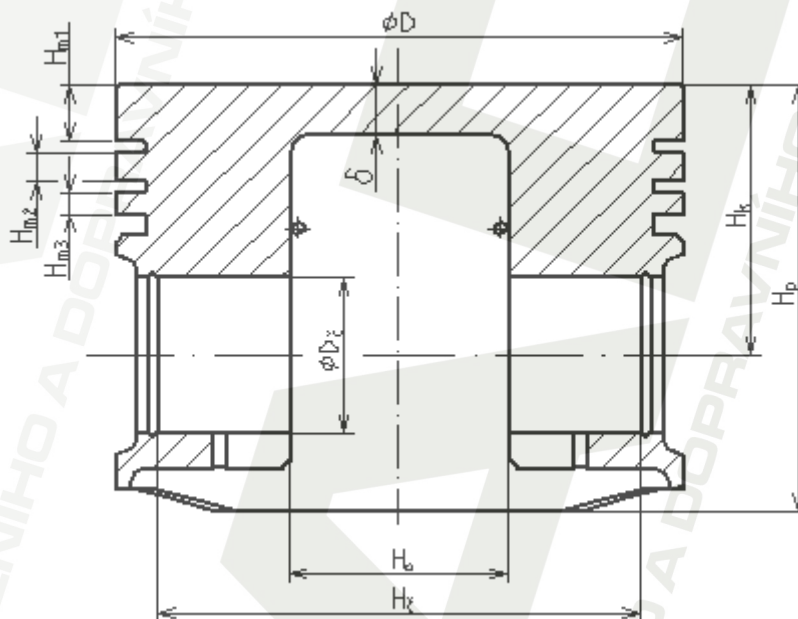


Obr. 4.1 Schéma rozměrů klikového mechanismu

## 5 NÁVRH ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ PÍSTU

Při konstrukčním návrhu hlavních rozměrů pístu je vycházeno z dřívějších zkušeností konstruktérů. Rozměry mohou být stanoveny tabulkovou nebo grafickou metodou. Já volím kombinaci obojího řešení, kde jsou rozměry pístu vyjádřeny v závislosti na vrtání válce  $D$ .

### 5.1 Volba rozměrů pístu



Obr. 5.1 Hlavní rozměry pístu

$\Phi D$  – Vrtání válce,

$H_p$  – výška pístu,

$H_k$  – kompresní výška pístu,

$\Phi D_\xi$  – průměr pístního čepu,

$H_\xi$  – délka pístního čepu,

$H_o$  – vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep,

$H_{m1}$  – výška prvního můstku,

$H_{m2}$  – výška druhého můstku,

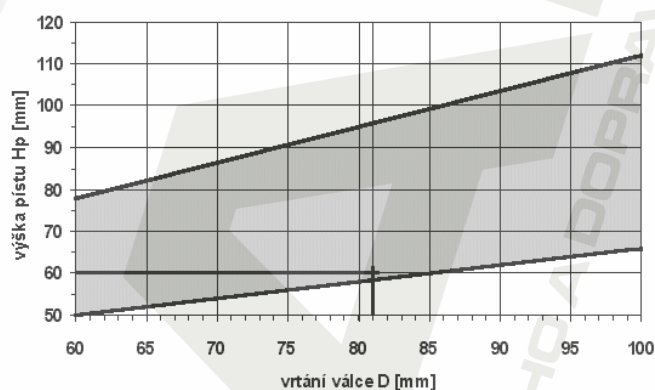
$H_{m3}$  – výška třetího můstku,

$\delta$  – tloušťka dna pístu.

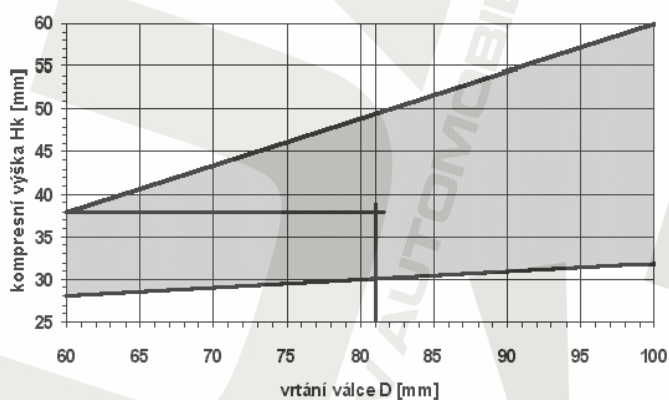
Tab. 5.1 Základní rozměry pístu

Veličina	Doporučená mez [%D]	Volená mez [%D]	Skutečný rozměr [mm]
$\phi D$	100	100	81,0
$H_p$	(90 - 140)	určeno graficky	60,0
$H_k$	(50 - 70)	určeno graficky	38,0
$H_o$	40	40	32,4
$H_\xi$	85	85	69,0
$H_{m1}$	(6 - 10)	10	8,0
$H_{m2}$	(3 - 6)	6	4,0
$H_{m3}$	3	3	3,0
$\phi D_\xi$	(25 - 28)	28	22,0
$\delta$	(5 - 7)	7	6,0

Pro stanovení výšky pístu  $H_p$  a kompresní výšky pístu  $H_k$  voleno grafické řešení, k dosažení menších rozměrů pístu a tím i snížení celkové hmotnosti pístní skupiny.



Obr. 5.2 Výška pístu  $H_p$  v závislosti na vrtání válce  $D$  [1]



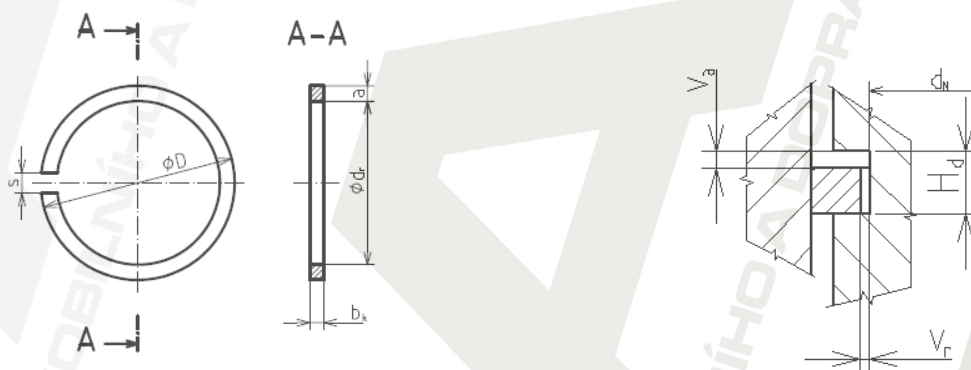
Obr. 5.3 Kompresní výška pístu  $H_k$  v závislosti na vrtání válce  $D$  [1]

## 5.2 Drážky pro pístní kroužky

Rozměry drážek pro pístní kroužky, jsou určeny použitými pístními kroužky, přičemž je nutno zajistit správnou velikost radiálních a axiálních vůlí kroužků v drážce, aby byla zajištěna správná funkce kroužků. Radiální vůle nesmí být příliš velká, protože se jedná o ztrátový objem a v průběhu spalování by docházelo k usazování spalin a nespáleného paliva do těchto prostorů, což by znamenalo navýšení škodlivin ve spalinách. Tato vůle musí být volena tak, aby se v drážce za provozu neusazoval karbon a neomezoval tak pístní kroužek v pohybu. Axiální vůle kroužků je určována především možností vzniku a usazování karbonové vrstvy. Usazování karbonu v prvním pístním kroužku je značné, a proto je u toho kroužku volena větší axiální vůle, než u ostatních kroužků. Axiální vůle je dána tolerančními poli výšky drážky a kroužku.

Pístní kroužky voleny dle katalogu pro pístní kroužky od německého výrobce Kolbenschmidt, který garantuje soulad s normami DIN ISO 9001:2000 a ISO/TS 16949:2002.

Radiální vůle volena  $v_r = 0,6$  mm podle [1].

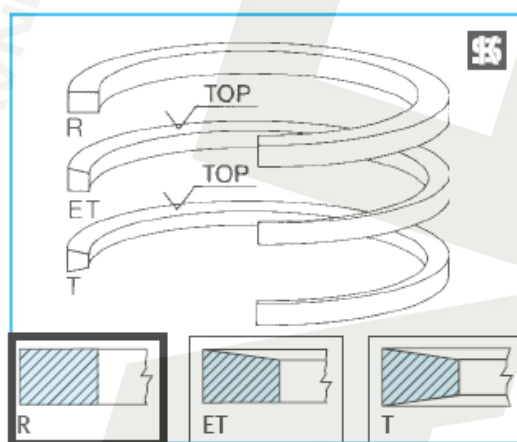


**Obr. 5.4** Parametry pístních kroužků a jejich uložení

- D** - vnější průměr kroužku v zamontovaném stavu (vrtání válce),
- $d_r$**  - vnitřní průměr kroužku v zamontovaném stavu,
- $b_k$**  - šířka kroužku,
- a** - tloušťka kroužku,
- s** - vůle v zámku kroužku,
- $v_a$**  - axiální vůle pístního kroužku,
- $v_r$**  - radiální vůle pístního kroužku,
- $d_N$**  - průměr drážky pro pístní kroužek,
- $H_d$**  - výška drážky pro pístní kroužek.

### 5.2.1 Drážka pro první těsnící pístní kroužek

Volen kroužek s válcovou těsnící plochou, který je výrobcem označen jako kroužek typu **R**. Tento kroužek přenáší největší teploty a je náchylný k většímu opotřebení, protože při zhoršené jakosti oleje dochází k meznímu tření mezi jeho kluznou plochou a stěnou válce. Proto je na kluznou plochu kroužku nanášena vrstva chromu (0,1 až 0,25) mm, která výrazně zvýší její pevnost, což vede ke snížení opotřebení. Pro lepší záběh motoru je na chromovou vrstvu nanášena ještě vrstva cínu.



Obr. 5.5 Válcový pístní kroužek od výrobce pístních kroužků Kolbenschmidt

Tab. 5.2 Rozměry prvního těsnícího kroužku

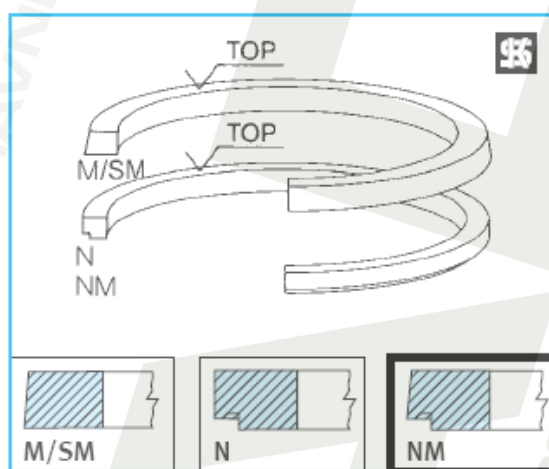
Veličina	$b_{k1}$	$H_{d1}$	$a_1$	$s_1$	$v_{r1}$	$v_{a1}$	
Rozměr [mm]	$1,5_{-0,022}^{-0,010}$	$1,5_{+0,040}^{+0,055}$	3,55	0,3	0,6	nim	0,05
						max	0,077

$$d_{N1} = D - 2 \cdot (a_1 + v_{r1}) = 81 - 2 \cdot (3,55 + 0,6) = \underline{\underline{72,7 \text{ mm}}}$$

$$d_{r1} = d_{N1} + 2 \cdot v_{r1} = 72,7 + 2 \cdot 0,6 = \underline{\underline{73,9 \text{ mm}}}$$

## 5.2.2 Drážka pro druhý těsnící písní kroužek

Volen kroužek s kuželovou těsnící plochou (minutový), který je výrobcem označen jako kroužek typu **NM**. Jde o kroužek vyrobený z šedé litiny a povrch kroužku je upraven chromováním, pro zvýšení pevnosti kluzné plochy a elektrolytickým cínováním pro urychlení záběhu a zvýšení odolnosti proti opotřebení. Kluzná plocha kroužku je zkosená (30 až 50)° z důvodu zvýšení přítláčného tlaku na stěnu válce, lepšího očištění stěny válce a rychlejšího záběhu.



Obr. 5.6 Písní kroužek s kuželovou těsnící plochou od výrobce kroužků Kolbenschmidt

Tab. 5.3 Rozměry druhého těsnícího kroužku

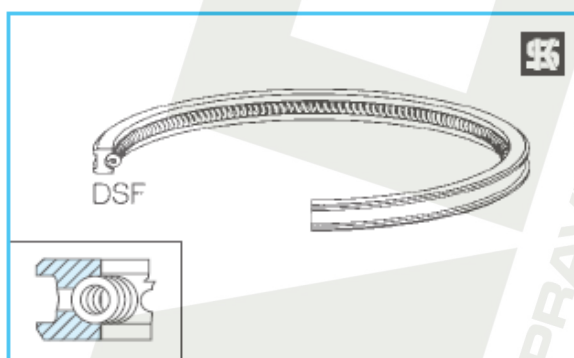
Veličina	$b_{k2}$	$H_{d2}$	$a_2$	$s_2$	$v_{r2}$	$v_{a2}$	
Rozměr [mm]	$1,75_{-0,022}^{-0,010}$	$1,75_{+0,030}^{+0,045}$	3,55	0,3	0,6	nim	0,04
						max	0,067

$$d_{N2} = D - 2 \cdot (a_2 + v_{r2}) = 81 - 2 \cdot (3,55 + 0,6) = \underline{\underline{72,7 \text{ mm}}}$$

$$d_{r2} = d_{N2} + 2 \cdot v_{r2} = 72,7 + 2 \cdot 0,6 = \underline{\underline{73,9 \text{ mm}}}$$

### 5.2.3 Drážka pro stírací pístní kroužek

Volen pístní kroužek s výřezy a expandérem, který je výrobcem označen jako kroužek typu DSF. Expandér je tvořen pružinou, která zvyšuje přítlak na stěnu válce a tím dochází ke zvýšení stíracího účinku pístního kroužku. Na stykové plochy kroužku je nanesena vrstva tvrdochromu pro snížení opotřebení a povrch pružiny je broušen pro snížení třecích ztrát mezi stěnami pístního kroužku a pružinou. Součástí drážky pro tento kroužek jsou otvory pro odvod oleje do klikové skříně motoru **obr. 5.8**. Rozměry a poloha otvorů se stanovují experimentálně.



**Obr. 5.7** Pístní kroužek dvojitě zkosený s expandérem od výrobce kroužků Kolbenschmidt

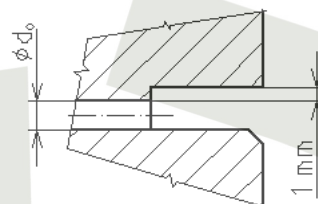
**Tab. 5.4** Parametry pístního kroužku a drážky

Veličina	$b_{k3}$	$H_{d3}$	$a_3$	$s_3$	$v_{r3}$	$v_{a3}$	
Rozeř [mm]	$3_{-0,022}^{-0,010}$	$3_{+0,030}^{+0,045}$	3,65	0,3	0,6	nim	0,04
						max	0,067

$$d_{N3} = D - 2 \cdot (a_3 + v_{r3}) = 81 - 2 \cdot (3,65 + 0,6) = \underline{\underline{72,5 \text{ mm}}}$$

$$d_{r3} = d_{N3} + 2 \cdot v_{r3} = 72,5 + 2 \cdot 0,6 = \underline{\underline{73,7 \text{ mm}}}$$

$$d_0 = H_{d3} - 1 = 3 - 1 = \underline{\underline{2 \text{ mm}}}$$



**Obr. 5.8** Otvor pro odvod oleje

### 5.3 Tloušťka stěny pístu

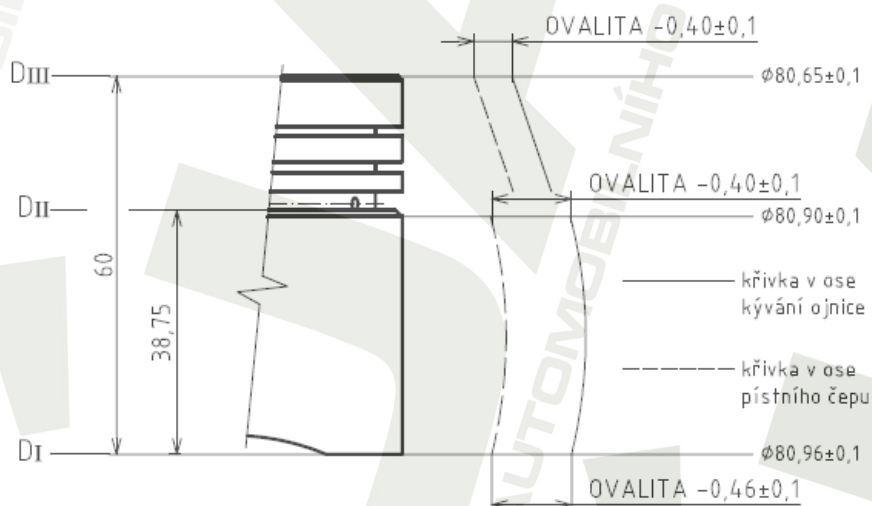
Tloušťka stěny pístu by měla být u benzínových motorů minimálně  $0,02 \cdot D$  (podle [1]), protože je nutno zabezpečit dostatečnou tuhost pláště pístu.

#### Minimální tloušťka stěny

$$t = 0,02 \cdot D = 0,02 \cdot 81 = \underline{\underline{1,62 \text{ mm}}} \Rightarrow \text{VOLÍM } t = 2 \text{ mm}$$

### 5.4 Boční křivka pístu

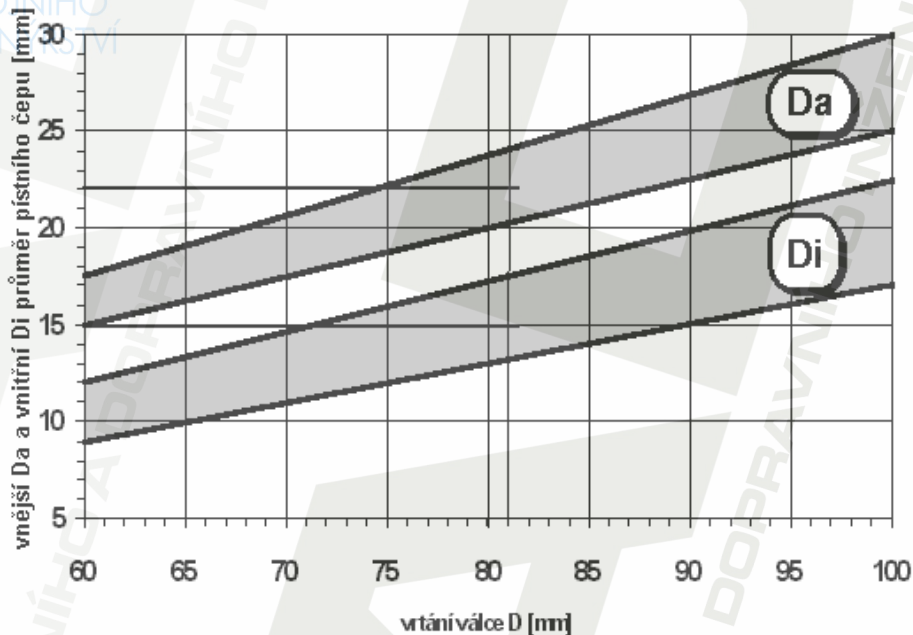
V důsledku rozdílného zvětšování objemu materiálu pístu, vlivem rozdílných teplot jednotlivých jeho částí, není tvar monometalického pístu ve studeném stavu válcový, ale záměrně tvarovaný tak, aby po ohřátí motoru na provozní teplotu válcového tvaru dosáhl. Proto se písty zhotovují eliptické nebo oválné nebo s řízenou dilatací. Písty s řízenou dilatací mají umístěny v plášti pístu vložky, které zabezpečují menší tepelnou roztažnost pístu a vůle pístu mohou být menší. Tvar boční křivky pístů, které nemají vyrovnávací (dilatační) vložku, se stanovuje experimentálně pomocí návrhů základních průměrů  $D_I$ ,  $D_{II}$ ,  $D_{III}$ , které jsou závislé na typu motoru a způsobu chlazení. Písty mívají také odstupňovanou ovalitu, která se stanovuje na základě zatížení, místní tuhosti a velikosti a směru teplotního roztahování. Ovalita dosahuje hodnot (0,4 až 0,8) mm.



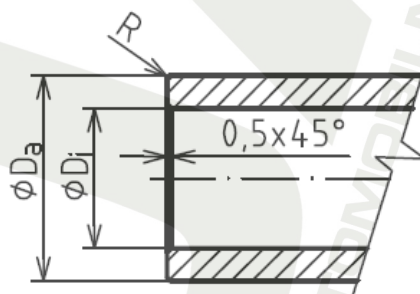
Obr. 5.6 Tvarování pístu

## 5.5 Rozměry pístního čepu

Vnější průměr pístního čepu  $D_a$  a jeho délka  $H_{\xi}$  jsou dány rozměry pístu z kapitoly 5.1. Vnitřní průměr pístního čepu stanovují z **obr. 5.7**. Vnější a vnitřní válcová plocha čepu je cementována a kalena do hloubky (0,5 až 1) mm. U plovoucího pístního čepu bývají čelní plochy broušeny, aby bylo zamezeno opotřebení pojistných kroužků.

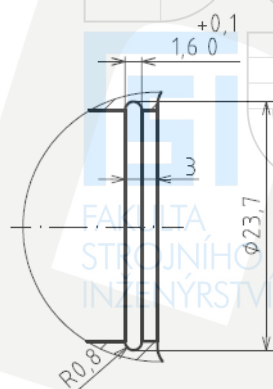


**Obr. 5.7** Vnější  $D_a$  a vnitřní průměr  $D_i$  pístního čepu v závislosti na vrtání válce  $D$  [1]



**Obr. 5.8** Pístní čep

## 5.6 Drážky pro axiální pojištění pístního čepu



Pro zajištění pístního čepu proti axiálnímu pohybu v nálitcích volím drátěné kroužky dle normy DIN 73 130. Výhodou těchto pojistných kroužků oproti jiným možným variantám je jejich nižší hmotnost, nízké pořizovací náklady a snadná montáž. Další výhodou je jeho kruhový průřez, což eliminuje místa náchylná ke koncentraci napětí. Tyto kroužky neobsahují montážní plochy, a tedy nehrozí jejich odlomení.

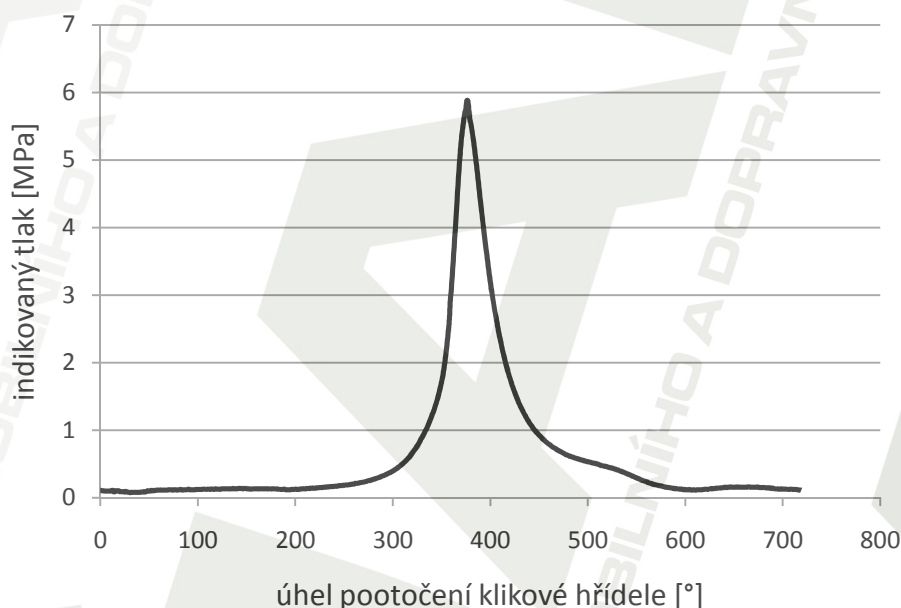
**Obr. 5.9** Rozměry drážky pro pojistný (drátěný kroužek)

## 6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PÍSTU

Pevnostní výpočty pístu zahrnují základní namáhání vyvolané tlakem plynů při spalování, setrvačnými a normálovými silami. Další zatěžující účinky, jako proměnlivost zatížení, koncentrace napětí vlivem vrubů a tepelné zatížení v jednotlivých průřezech pístu nelze do výpočtu přímo zahrnout. Pevnostní kontrola konstrukčního návrhu pístu tedy poskytuje pouze informativní výpočty zastoupené velikostí dovolených hodnot napětí.

### 6.1 Pevnostní výpočet dna pístu

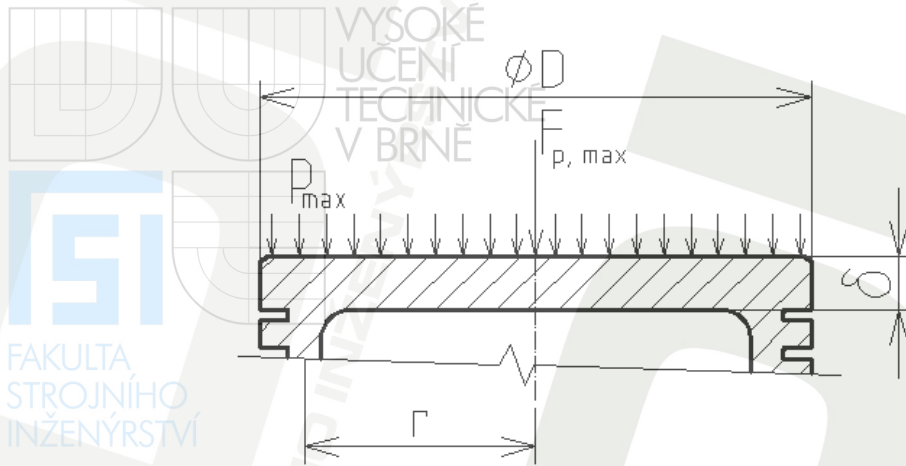
Kontrolní výpočet dna pístu je prováděn na ohyb. Základní představa je taková, že dno pístu je kruhová deska spojitě zatížená po obvodě od tlaku plynů, vetknutá nebo podepřená. Vliv setrvačné síly je možno zanedbat.



Obr. 6.1 Indikátorový diagram

Z indikátorového diagramu jsem schopen určit maximální hodnotu tlaku plynů působící na píst v závislosti na pootočení klikové hřídele.

$$p_{\max} = 5,877 \text{ MPa při natočení klikového hřídele o } 376^\circ$$



**Obr. 6.2** Zatížení dna pístu

Poloměr vetknutí  $r = 34$  mm, volen na základě průměru pístu a tuhosti nálitku pro pístní čep.

### 6.1.1 Namáhání ohybem

#### Maximální síla tlaku plynů

Síla tlaku plynů na kruhové dno pístu

$$F_{p,max} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{max}$$

$$F_{p,max} = 3,14 \cdot 0,034^2 \cdot 5877000$$

$$F_{p,max} = \underline{\underline{21343,39 \text{ N}}}$$

#### Maximální ohybový moment

Maximální ohybový moment se u desky nahrazené přímým prutem nachází ve středu nosníku

$$M_{O,max} = \frac{r^3}{3} \cdot p_{max}$$

$$M_{O,max} = \frac{0,034^3}{3} \cdot 5877000$$

$$M_{O,max} = \underline{\underline{77,0 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

### Moment odporu v ohybu



$$W_0 = \frac{r}{3} \cdot \delta^2$$

$$W_0 = \frac{0,034}{3} \cdot 0,006^2$$

$$W_0 = \underline{\underline{4,08 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3}}$$

### Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{0,\max} = \frac{M_0}{W_0}$$

$$\sigma_{0,\max} = \frac{77,0}{4,08 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{0,\max} = \underline{\underline{188,7 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

Vypočtená hodnota napětí odpovídá zlinealizovanému modelu kruhové desky. Dno pístu zážehového motoru však považuji za desku vetknutou a skutečná hodnota napětí je tímto ovlivněna a maximální ohybové napětí je tedy:

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

$$\sigma_{0,\max} = 0,25 \cdot 5877000 \cdot \left(\frac{0,034}{0,006}\right)^2$$

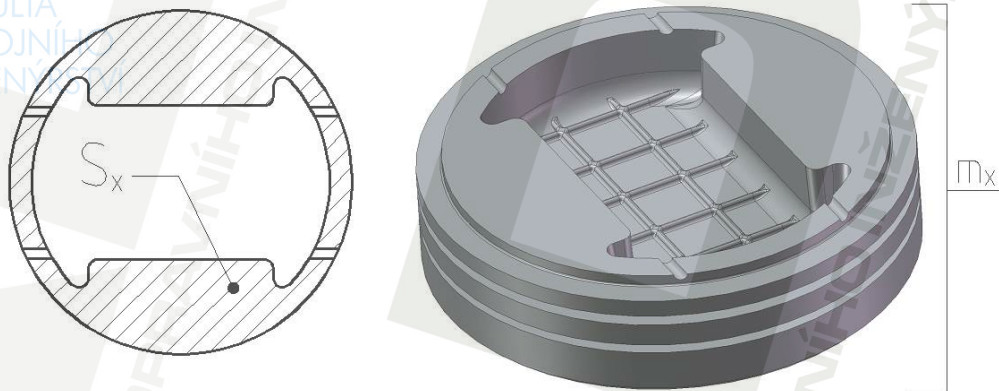
$$\sigma_{0,\max} = \underline{\underline{47,18 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

### 6.1.2 Vyhodnocení

Pro písty z hliníkové slitiny se dnem s nízkými žebry je dovolené maximální napětí  $\sigma_{0,\text{dov}} = (40 \text{ až } 50) \text{ MPa}$ . Hodnota maximálního napětí leží v dovoleném intervalu hodnot napětí a dno pístu z pevnostního hlediska tedy považuji za vyhovující.

## 6.2 Nejslabší místo pláště pístu

Nejslabší místo pláště pístu se u většiny pístů vyskytuje v drážce pro stírací pístní kroužek. Plášť je zeslaben drážkou pro pístní kroužek a otvory pro odvod setřené oleje do klikové skříně motoru.



**Obr. 6.3** Nejslabší místo pláště pístu

Minimální příčný průřez pístu v drážce pro stírací pístní kroužek  $S_x = 2011,8 \text{ mm}^2$   
Hmotnost korunky pístu nad řezem  $m_x = 0,2 \text{ kg}$

Hodnoty  $S_x$  a  $m_x$  určeny pomocí funkce fyzikálních vlastností v programu CATIA P3 V5R12.

### 6.2.1 Namáhání tlakem

**Maximální síla od tlaku plynů**

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

$$F_{p,\max} = 3,14 \cdot \frac{0,081^2}{4} \cdot 5877000$$

$$F_{p,\max} = \underline{\underline{30284,17 \text{ N}}}$$

## Tlakové napětí



$$\sigma_{tl,max} = \frac{F_{p,max}}{S_x}$$

$$\sigma_{tl,max} = \frac{30284,17}{2011,8 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{tl,max} = \underline{\underline{15,05 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

Namáhání tlakem je vyvoláno tlakem plynů nad pístem. U pístů z hliníkových slitin se dovolené maximální napětí pohybuje v rozmezí  $\sigma_{tl, dov} = (30 \text{ až } 40) \text{ MPa}$ . Výsledná hodnota napětí tedy vyhovuje.

## 6.2.2 Namáhání tahem

### Setrvačná síla

Setrvačná síla hmotnosti korunky pístu nad vyšetřovaným řezem vyvolává tahové namáhání vyšetřovaného průřezu a vzniká na konci výfukového zdvihu, při doběhu pístu do horní úvrati.

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{max}^2 \cdot (1 + \lambda_0) = m_x \cdot r_k \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{max}}{30}\right)^2 \cdot (1 + \lambda_0)$$

$$F_{sp,x} = 0,2 \cdot 0,039 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 5600}{30}\right)^2 \cdot (1 + 0,24)$$

$$F_{sp,x} = \underline{\underline{3328,20 \text{ N}}}$$

### Tahové napětí

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x}$$

$$\sigma_t = \frac{3328,20}{2011,8 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_t = \underline{\underline{1,65 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

### 6.2.3 Vyhodnocení

Dovolené tahové napětí je u hliníkových slitin  $\sigma_{t, \text{dov}} = (4 \text{ až } 10) \text{ MPa}$ . Výsledná hodnota tahového napětí vyhovuje dovoleným mezím.

## 6.3 Měrný tlak na plášti pístu

Je vyvolán normálovou silou, působící na stěny válce. Tato síla je dána navrženou kinematikou klikového mechanismu a průběhem tlaků plynů při hoření směsi paliva se vzduchem. Maximální hodnota je dosahována poblíž horní úvrati v průběhu expanzního zdvihu.

### 6.3.1 Kinematika klikového mechanismu

#### Celková maximální síla

$$F_C = F_P - F_S$$

$$F_C = 30284,17 - 3328,20$$

$$F_C = \underline{\underline{26,96 \cdot 10^3 \text{ N}}}$$

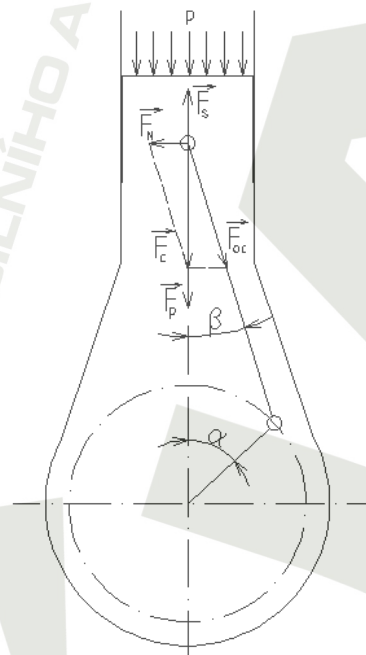
#### Úhel svírající ojnice s osou pístu

Při pootočení klikové hřídele o  $376^\circ$  vůči základní poloze je dosahováno největšího tlaku nad pístem. Úhel natočení klikového hřídele je tedy  $\alpha = 16^\circ$ .

$$\beta = \arcsin(\lambda_0 \cdot \sin\alpha)$$

$$\beta = \arcsin(0,24 \cdot \sin 16^\circ)$$

$$\beta = \underline{\underline{3,79^\circ}}$$



Obr. 6.4 Schéma klikového mechanismu

### 6.3.2 Namáhání pláště pístu tlakem

Normálová maximální síla



$$F_{N,max} = F_C \cdot \operatorname{tg}\beta$$

$$F_{N,max} = 26,96 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}3,79^\circ$$

$$F_{N,max} = \underline{\underline{1785,96 \text{ N}}}$$

Měrný tlak na plášti pístu

$$p_{pl} = \frac{F_{N,max}}{D_{pl} \cdot L_{pl}}$$

$$p_{pl} = \frac{1785,96}{0,081 \cdot 0,06}$$

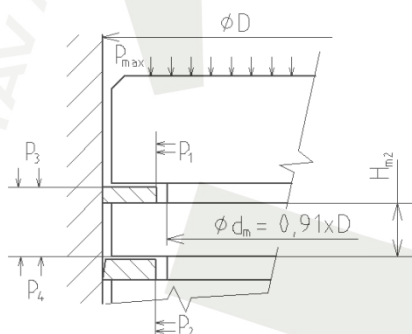
$$p_{pl} = \underline{\underline{0,37 \cdot 10^6 \text{ MPa}}}$$

### 6.3.3 Vyhodnocení

Doporučená přípustná hodnota měrného tlaku je  $p_{pl, dop} = (0,6 \text{ až } 1,4) \text{ MPa}$ .  
 Vypočtená hodnota měrného tlaku je vyhovující.

### 6.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

Tento můstek je vystaven značnému namáhání způsobené tlakem plynů a vysokými teplotami v průběhu spalování.



Tlak	Hodnota [MPa]
P <sub>1</sub>	0,76 · p <sub>max</sub>
P <sub>2</sub>	0,2 · p <sub>max</sub>
P <sub>3</sub>	0,9 · p <sub>max</sub>
P <sub>4</sub>	1,1 · p <sub>2</sub>

**Obr. 6.5** Rozložení tlaků v mezikroužkových objemech

### 6.4.1 Namáhání můstku ohybem



Obr. 6.6 Namáhání můstku

#### Výsledný silový účinek

Tato síla namáhá můstek na ohyb a na střih jako vetknutý nosník.

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

$$F_m = \frac{3,14}{4} \cdot [0,081^2 - (0,91 \cdot 0,081)^2] \cdot (0,9 \cdot 5,877 \cdot 10^6 - 0,22 \cdot 5,877 \cdot 10^6)$$

$$F_m = \underline{\underline{3538,2 \text{ N}}}$$

#### Ohybový moment

$$M_O = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4}$$

$$M_O = 3538,2 \cdot \frac{0,081 - (0,91 \cdot 0,081)}{4}$$

$$M_O = \underline{\underline{6,19 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

#### Modul odporu v ohybu



Ohybové napětí

FAKULTA  
STROJNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

$$W_0 = \frac{\pi}{6} \cdot d_m \cdot H_{m2}^2$$

$$W_0 = \frac{3,14}{6} \cdot (0,91 \cdot 0,081) \cdot 0,004^2$$

$$W_0 = \underline{\underline{6,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3}}$$

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0}$$

$$\sigma_0 = \frac{6,19}{6,2 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_0 = \underline{\underline{10 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

#### 6.4.2 Namáhání můstku smykem

Průřez v místě vetknutí

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

$$S = 3,14 \cdot (0,91 \cdot 0,081) \cdot 0,004$$

$$S = \underline{\underline{9,26 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}}$$

Smykové napětí

$$\tau_d = \frac{F_m}{S}$$

$$\tau_d = \frac{3538,2}{9,26 \cdot 10^{-4}}$$

$$\tau_d = \underline{\underline{3,68 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

#### 6.4.3 Výsledné redukované napětí

Podle podmínky HMM



VYSOKÉ  
UČENÍ  
TECHNICKÉ  
V BRNĚ

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_0^2 + 3 \cdot \tau_d^2)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{[(10 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (3,68 \cdot 10^6)^2]}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \underline{\underline{14,9 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

Podle podmínky MAX  $\tau$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{(\sigma_0^2 + 4 \cdot \tau^2)}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{[(10 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (3,68 \cdot 10^6)^2]}$$

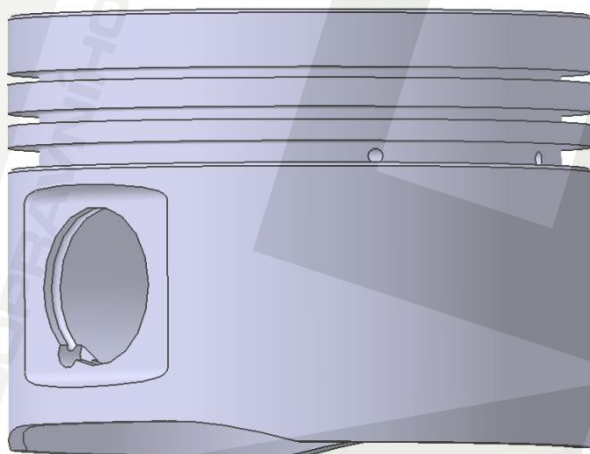
$$\sigma_{\text{red}} = \underline{\underline{17,8 \cdot 10^6 \text{ Pa}}}$$

#### 6.4.4 Vyhodnocení

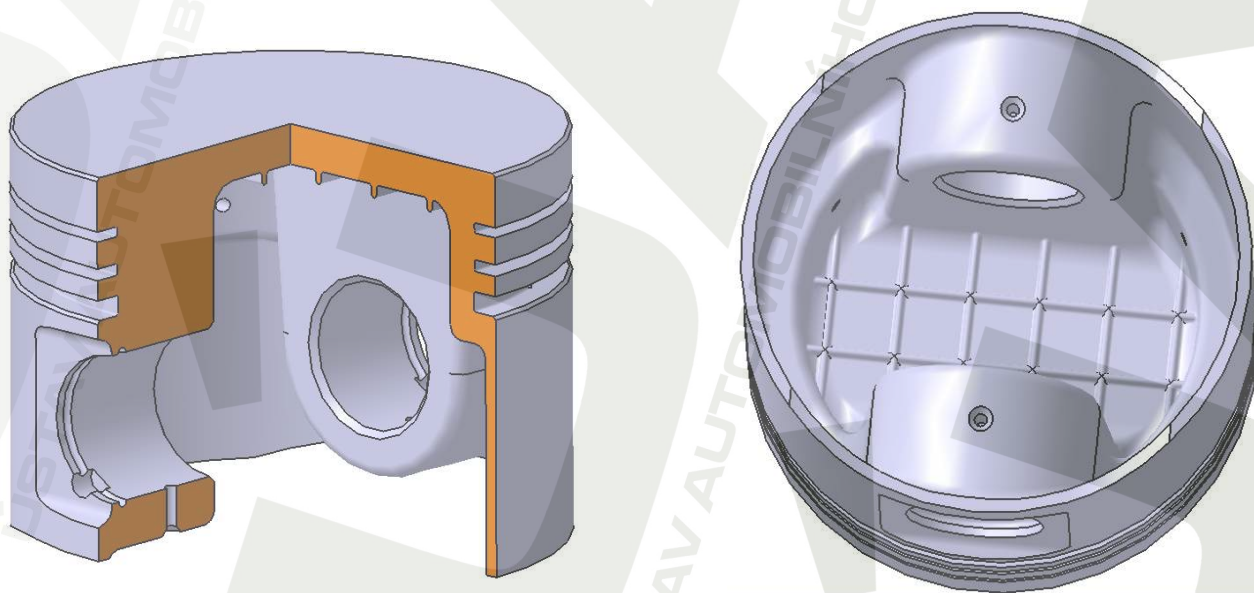
S ohledem na pokles pevnosti vlivem vrubového účinku drážky a teploty nesmí hodnota redukovaného napětí překročit dovolené napětí  $\sigma_{\text{red, dov}} = (60 \text{ až } 80) \text{ MPa}$ . Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem tento požadavek splňuje a je schopen plnit svou funkci bez omezení.

## 7 MODEL PÍSTU

Pro zhotovení modelu byl použit program CATIA P3 V5R12. Část pláště odebrána z důvodu snížení hmotnosti pístu a zmenšení třecí plochy pláště o stěnu válce. Při pevnostním výpočtu jsem narazil na problém s nízkou tuhostí dna pístu a tuto skutečnost jsem řešil nízkým žebrováním dna pístu, čím jsem docílil požadované tuhosti. Žebrování může také sloužit ke snížení hlučnosti při provozu pístu.



Obr. 7.2 Náhled na píst



Obr. 7.2 Řez pístem (vlevo) a náhled na dno pístu (vpravo)

## 8 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl konstrukční návrh pístu zážehového motoru tak, aby vyhověl požadavkům na zadaný výkon motoru a mohl tak spolehlivě plnit svou funkci.

V teoretické části této práce jsou popsány jednotlivé části pístní skupiny a možné způsoby řešení konstrukčního návrhu pístu, které vychází ze zkušeností a jsou neustále předmětem bádání a výzkumů, jak nejlépe písty konstruovat.

Ve výpočtové části byly nejprve navrženy základní rozměry motoru. Vrtání válce 81 mm a zdvih pístu 78 mm. Následoval návrh základních rozměrů klikového mechanismu, kde byla vypočtena délka ojnice 162 mm a poloměr klikového hřídele 39 mm.

K návrhu základních rozměrů pístu bylo využito empirických údajů. Vyjádření těchto vztahů je tabulkové nebo grafické a všechny rozměry pístu jsou vyjádřeny ve vztahu k vrtání válce. Pístní kroužky jsou voleny na základě doporučení výrobce Kolbenschmidt a rozměry výšek drážek pro tyto pístní kroužky jsou: 1,5 mm drážka pro první těsnicí kroužek, 1,75 mm drážka pro druhý těsnicí kroužek a 3 mm drážka pro stírací kroužek. K pojištění pístního čepu jsou voleny drátěné kroužky dle normy DIN 73 130 z důvodu snížení hmotnosti pístní skupiny a absenci montážních ploch, čímž nemůže dojít k jejich odlomení. Z důvodu použití tohoto typu pojistných kroužků je píst opatřen vybíracími drážkami.

K předpovědi správné funkce pístu bylo využito zjednodušeného pevnostního výpočtu, který má pouze informativní charakter. Pevnostní kontrola kritických průřezů pístu byla provedena na základě indikátorového diagramu a navržené kinematiky klikového mechanismu. Nejvíce namáhaným místem pístu je dno pístu, které je v přímém kontaktu se spaliny. Tloušťka dna pístu je 6 mm a jeho vnitřní strana je opatřena nízkým žebrováním pro zvýšení tuhosti. Nejslabším místem pláště pístu bývá u většiny pístů v drážce pro stírací kroužek a ke zjištění minimálního příčného průřezu v drážce pro stírací kroužek a hmotnosti korunky nad řezem byl využit program CATIA P3 V5R12. Poslední kontrolovanou oblastí pístu je můstek mezi prvním a druhým těsnicím kroužkem, který je značně namáhaný na ohyb.

V bakalářské práci jsem se snažil navrhnout plně funkční píst zážehového motoru, který bude v souladu s moderními trendy v konstrukci, a proto jsem se rozhodl porovnat navržené rozměry s dostupnými parametry Škody Octavie, které uvádí výrobce. Na webových stránkách výrobce lze vyčíst pouze vrtání válce 81 mm a zdvih pístu 77,4 mm. Parametry mnou navrženého pístu se liší ve zdvihu pístu o 0,6 mm (chyba 0,77%), což by se dalo řešit upravením zdvihového poměru. Důležitějším srovnáním je však pevnostní kontrola. Píst pevnostním požadavkům vyhovuje a je schopen plnit funkční požadavky.

## 9 POUŽITÁ LITERATURA

- [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
- [4] MACHEK, F.: *Spalovací motory*. Praha, SNTL 1959
- [5] Vojenský portál o pístových leteckých motorech  
[www.palba.cz/viewtopic.php?t=3027](http://www.palba.cz/viewtopic.php?t=3027)
- [6] ROLLINGER, M.: *Hlava válců* [online]. c 2002.[cit. 2009-05-08]. Dostupné z WWW:  
<<http://www.gsxr.wz.cz/hlava.htm>>
- [7] Oficiální výukové stránky Ústavu automobilového a dopravního inženýrství  
[http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove\\_motory/motory.html](http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove_motory/motory.html)
- [8] Oficiální stránky Škoda Auto  
<http://new.skoda-auto.com/CZE/Pages/home.aspx>



## 10 SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

OZNAČENÍ VELIČINY	JEDNOTKA	NÁZEV
$a$	[mm]	tloušťka pístního kroužku
$b_k$	[mm]	šířka pístního kroužku
$c_s$	[m.s <sup>-1</sup> ]	střední pístová rychlost
$D$	[mm]	vrtání válce motoru
$D_a$	[mm]	vnější průměr pístního čepu
$D_{\check{c}}$	[mm]	průměr pístního čepu
$D_i$	[mm]	vnitřní průměr pístního čepu
$d_N$	[mm]	průměr drážky pro pístní kroužek
$d_o$	[mm]	velikost otvoru pro odvod setřené oleje
$d_r$	[mm]	vnitřní průměr kroužku v zamontovaném stavu
$F_C$	[N]	celková maximální síla
$F_m$	[N]	výsledný silový účinek
$F_{N, \max}$	[N]	normálová maximální síla
$F_{p, \max}$	[N]	maximální síla tlaku plynů
$F_{sp, x}$	[s <sup>-1</sup> ]	setrvačná síla
$H_{\check{c}}$	[mm]	délka pístního čepu
$H_d$	[mm]	výška drážky pro pístní kroužek
$H_k$	[mm]	kompresní výška pístu
$H_{m1}$	[mm]	výška prvního můstku
$H_{m2}$	[mm]	výška druhého můstku
$H_{m3}$	[mm]	výška třetího můstku
$H_o$	[mm]	vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep
$H_p$	[mm]	výška pístu
$i$	[-]	počet válců motoru
$k$	[-]	zdvihový poměr
$L_{oj}$	[mm]	délka ojnice
$M_{o, \max}$	[N.m]	maximální ohybový moment
$m_x$	[kg]	hmotnost korunky pístu
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$P_l$	[W]	objemový (litrový) výkon motoru
$P_e$	[W]	výkon motoru
$p_e$	[Pa]	střední efektivní tlak
$p_{\max}$	[Pa]	maximální tlak plynů
$p_{pl}$	[Pa]	měrný tlak na plášti pístu
$p_{pl, \text{dov}}$	[Pa]	přípustná hodnota měrného tlaku na plášti pístu
$r$	[mm]	poloměr vetknutí
$r_a$	[mm]	radiální vůle pístního kroužku
$r_k$	[mm]	poloměr klikové hřídele
$s$	[mm]	vůle v zámku pístního kroužku

$S$	$[\text{mm}^2]$	průřez v místě vetknutí
$S_x$	$[\text{mm}^2]$	příčný průřez pístu v drážce pro stírací pístitní kroužek
$t$	$[\text{mm}]$	minimální tloušťka pláště pístu
$v_a$	$[\text{mm}]$	axiální vůle pístitního kroužku
$V_z$	$[\text{mm}^3]$	zdvihový objem jednoho válce motoru
$W_o$	$[\text{m}^3]$	moment odporu proti ohybu
$Z$	$[\text{mm}]$	zdvih pístu
$\alpha$	$[\text{°}]$	pootočení klikové hřídele
$\beta$	$[\text{°}]$	úhel svírající ojnice s osou pístu
$\delta$	$[\text{mm}]$	tloušťka dna pístu
$\lambda_o$	$[-]$	ojniční poměr
$\sigma_{o, \text{dov}}$	$[\text{Pa}]$	dovolené ohybové napětí
$\sigma_{o, \text{max}}$	$[\text{Pa}]$	maximální ohybové napětí
$\sigma_{\text{red}}$	$[\text{Pa}]$	redukované napětí
$\sigma_{\text{red, dov}}$	$[\text{Pa}]$	přípustné redukované napětí
$\sigma_{t, \text{dov}}$	$[\text{Pa}]$	dovolené tahové napětí
$\sigma_{t, \text{max}}$	$[\text{Pa}]$	maximální tahové napětí
$\sigma_{tl, \text{dov}}$	$[\text{Pa}]$	dovolené tahové napětí
$\sigma_{tl, \text{max}}$	$[\text{Pa}]$	maximální tahové napětí
$\tau$	$[-]$	taktnost motoru
$\tau_d$	$[\text{Pa}]$	smykové napětí
$\omega_{\text{max}}$	$[\text{s}^{-1}]$	maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

## 11 SEZNAM PŘÍLOH

- [1] Výkres 3D sestavy
- [2] Výkres pístního čepu
- [3] Výkres pístu
- [4] Otáčková charakteristika motoru [8]
- [6] Vztah efektivního výkonu motoru  $P_e$  a počtu válců motoru  $i$  pro jednotlivé druhy pístových spalovacích motorů
- [7] Porovnání charakteristických parametrů zážehových motorů