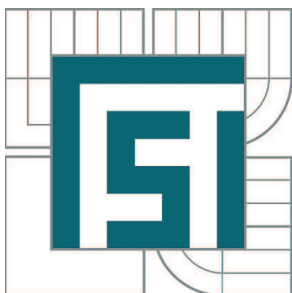


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KONSTRUKCE EXPERIMENTÁLNÍHO JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU S PLOVOUCÍ VLOŽKOU

DESIGN OF EXPERIMENTAL ONE-CYLINDER ENGINE WITH FLOATING LINER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. RADOVAN SVOBODA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Radovan Svoboda

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 diplomové práce:

### **Konstrukce experimentálního jednoválcového motoru s plovoucí vložkou**

v anglickém jazyce:

### **Design of Experimental One-cylinder Engine with Floating Liner**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zkušební jednoválcový motor s plovoucí vložkou válce pro měření třecích ztrát pístní skupiny. Stanovte koncepci motoru. Proveďte konstrukční návrh nesériově vyráběných dílů motoru. Proveďte pevnostní kontrolu hlavních částí motoru. Vypracujte odhad finančního rozpočtu potřebného k výrobě motoru.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše zkušebních jednoválcových motorů
- 2) Volba koncepce
- 3) Konstrukce motoru
- 4) Výrobní dokumentace
- 5) Odhad finančního rozpočtu potřebného k výrobě motoru

Seznam odborné literatury:

- [1] Schwaderlapp, M. Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress
- [2] Wakabayashi, R., Kawanishi, R. The Effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition. SAE Technical Paper Series - 2007-01-1250
- [3] Wakabayashi R., Takiguchi M. The Effects of Crank Ratio and Crankshaft Offset on Piston Friction Losses. SAE Technical Paper Series - 2003-01-0983
- Sensitivity Analysis for Functional Investigation of the
- [4] Cevik, C. M. Piston/Cylinder Tribological System. Master Thesis. RWTH Aachen, 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 1.12.2012

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Cílem diplomové práce bylo navrhnout zkušební jednoválcový motor pro měření třecích sil mezi pístní skupinou a válcem. Parametry motoru vycházejí ze zadaného sériového motoru. Byl navržen měřicí mechanismus pomocí plovoucího válce. Bylo nutné vyřešit jeho uchycení a utěsnění. Konstrukce plovoucího válce prošla napětově-deformační analýzou. Dále byla provedena úprava klikového hřídele a dokonalé vyvážení jednoválcového motoru. Pro uložení hnacího ústrojí byly navrženy nové bloky a skříň. Motor byl zkompleťován a uchycen na stojan.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Experimentální jednoválcový motor, plovoucí vložka, těsnění, mechanické třecí ztráty, vyvažování

## ABSTRACT

The aim of this master's thesis was to design a single-cylinder test engine for measuring of the friction forces between the piston group and the cylinder liner. Main engine parameters are based on the common production engine. A floating liner device was chosen for a friction forces measurement. It was necessary to solve an attachment and sealing of the floating liner. Stress-strain analysis of the floating liner has been done. Next step was to re-design a production crankshaft also with a connected balancing devices for single-cylinder engine. Powertrain was seated in a completely new units. Finally the engine was completed and mounted on a stand.

## KEYWORDS

Experimental single-cylinder engine, floating liner, sealing, mechanical friction losses, balancing



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, R. *Konstrukce experimentálního jednoválcového motoru s plovoucí vložkou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Radovan Svoboda



## PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za užitečné rady a trpělivost při vypracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině, přítelkyni a přátelům za podporu během celých studií.



## OBSAH

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Úvod .....                                                                     | 10 |
| 1 Tření v pístových spalovacích motorech .....                                 | 11 |
| 1.1 Tření mezi pístní skupinou a vložkou válce .....                           | 13 |
| 1.1.1 Pístní kroužky .....                                                     | 14 |
| 1.1.2 Plášť pístu .....                                                        | 16 |
| 2 Experimentální měření mechanických ztrát .....                               | 18 |
| 2.1 Metody měření .....                                                        | 18 |
| 2.1.1 Měření na motoru v provozu .....                                         | 18 |
| 2.1.2 Metoda protáčení motoru dynamometrem .....                               | 18 |
| 2.1.3 Metoda vypínání válců .....                                              | 19 |
| 2.2 Experimentální motory pro měření tření mezi pístní skupinou a válcem ..... | 19 |
| 2.2.1 Konstrukční typy motorů s plovoucí vložkou válce .....                   | 20 |
| 3 Volba koncepce motoru .....                                                  | 26 |
| 3.1 Druh a parametry motoru .....                                              | 26 |
| 3.2 Možné využití sériových komponent .....                                    | 27 |
| 3.3 Předpokládaná měřicí soustava .....                                        | 28 |
| 3.3.1 Podmínky provozu zkušební motoru .....                                   | 28 |
| 3.3.2 Volba snímačů .....                                                      | 28 |
| 4 Konstrukční návrh zkušební motoru .....                                      | 30 |
| 4.1 Postup návrhu .....                                                        | 30 |
| 4.2 Sestava plovoucího válce .....                                             | 33 |
| 4.2.1 Uchycení plovoucího válce .....                                          | 33 |
| 4.2.2 Těsnění plovoucího válce .....                                           | 43 |
| 4.2.3 Vyměnitelná vložka .....                                                 | 49 |
| 4.3 Klikový mechanismus .....                                                  | 49 |
| 4.3.1 Sílové poměry v klikovém mechanismu .....                                | 49 |
| 4.3.2 Parametry klikového mechanismu .....                                     | 50 |
| 4.3.3 Stanovení redukováných hmotností .....                                   | 50 |
| 4.3.4 Klikový hřídel .....                                                     | 51 |
| 4.4 Vyvažovací ústrojí klikového mechanismu .....                              | 54 |
| 4.4.1 Setrvačné síly rotačních částí a jejich vyvážení .....                   | 54 |
| 4.4.2 Setrvačné síly posuvných částí a jejich vyvážení .....                   | 55 |
| 4.4.3 Pohon vyvažovacích hřídelí .....                                         | 60 |



|       |                                         |    |
|-------|-----------------------------------------|----|
| 4.4.4 | Skříň vyvažovacího ústrojí .....        | 61 |
| 4.5   | Stojan a uchycení motoru .....          | 61 |
| 4.6   | Kompletace a provoz motoru .....        | 63 |
| 5     | Výkresová dokumentace.....              | 65 |
| 6     | Odhad ceny dílů.....                    | 66 |
| 6.1   | Cena polotovarů.....                    | 66 |
| 6.2   | Výroba .....                            | 67 |
|       | Závěr .....                             | 69 |
|       | Seznam použitých zkratk a symbolů ..... | 73 |
|       | Seznam příloh .....                     | 75 |



## ÚVOD

Automobilový průmysl je legislativními předpisy čím dál více tlačěn ke konstrukci spalovacích motorů méně škodlivých pro životní prostředí. Současně je poptávka po automobilech s nízkou spotřebou paliva kvůli stále rostoucí ceně ropy. V době nástupu elektromobilů či hybridních automobilů se musí vývojáři spalovacích motorů zaměřit především na zvýšení účinnosti spalovacího motoru, snížení ztrát, snížení spotřeby paliva a minimalizování emisí výfukových plynů. Konstrukce spalovacích motorů se ubírá směrem snižování zdvihových objemů (tzv. "downsizing"), ovšem naproti tomu výkonové parametry neustále rostou. S tím souvisí vyšší nároky na materiály, životnost a spolehlivost jednotlivých součástí motoru. Zvýšení termodynamické účinnosti je dáno různými druhy přeplňování, optimalizací spalovacího procesu, variabilním časováním ventilů a dalšími konstrukčními úpravami. Důležitou oblastí ovlivňující účinnost spalovacího motoru jsou mechanické ztráty. Mechanické ztráty rozeznáváme třecí, ventilační, hydraulické, ztráty způsobené pohonem pomocných zařízení a další. V této práci se zaměříme především na mechanické ztráty třecí, které odebírají užitečný výkon a způsobují opotřebení některých součástí motoru. Ztráty třením se nejvíce projevují mezi pístní skupinou a vložkou válce. Je to dáno několika faktory. Píst koná ve válci translační vratný pohyb a vzniká zde velké tepelně-mechanické namáhání. Navíc se zde vyskytují přechodové oblasti v úvratích, kde může nastat i kontakt povrchů vlivem nízké rychlosti pístu. S tímto je v úzkém spojení i nadměrné opotřebení součástí. Z pohledu výzkumu a vývoje spalovacích motorů nabízí tato oblast široké pole působnosti. Do dnešní doby bylo vydáno mnoho vědeckých publikací a článků, zabývajících se tématem mazání a problematikou třecích ztrát ve spalovacím motoru. Různí autoři se zaměřovali na konkrétní třecí prvky ve spalovacím motoru, přičemž jejich snahou bylo sestavit použitelné výpočtové modely, které by se daly aplikovat pro výpočty tření reálných třecích mechanismů. Ukazuje se, že některé matematické modely dokáží velmi přesně předpovídat reálnou situaci, což dokazují následné porovnávací měření na speciálních testovacích motorech. Úkolem této diplomové práce je právě takovýto experimentální motor navrhnout. Nejdříve si teoreticky popíšeme samotné tření jakožto i podmínky a parametry tření ovlivňující, již se zaměřením na konkrétní oblast, tedy pístní skupina-vložka válce. Tření dalších skupin, jako např. rozvodový mechanismus, ložiska nebo přídatné zařízení není předmětem řešení této práce. Dále si uvedeme způsoby a možnosti měření tření při reálných či zjednodušených podmínkách. Ve zbytku práce půjde o konkrétní návrh experimentálního jednoválcového zážehového spalovacího motoru, který bude vycházet z již existujícího víceválcového motoru.



# 1 TŘENÍ V PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORECH

Tření je neoddělitelnou součástí všech těles, které se nacházejí v kontaktu a jejich styčné plochy jsou v relativním pohybu. Tření působí jako pasivní odpor proti pohybu a způsobuje tak mechanické ztráty. Základní rozdělení tření je na:

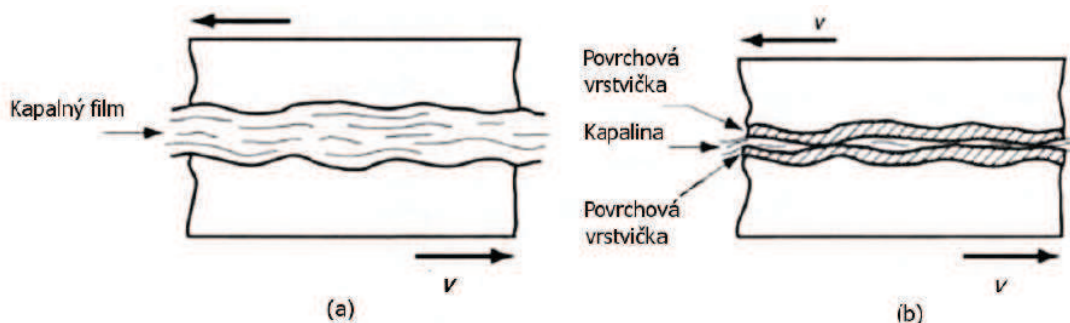
- smykové
- valivé

Oba tyto typy tření je dále možné dělit na tření:

- suché
- kapalinné

Tření je parazitním jevem, který je snahou co nejvíce potlačit. Nadměrné tření způsobuje rychlejší opotřebení součástí a vyvolává větší mechanické ztráty systému a tvorbu tepla. Suché tření se u spalovacích motorů v podstatě nevyskytuje. Proto je vždy v úvahách a výpočtech bráno pouze tření kapalinné. To dělíme na 3 režimy (závislé na mazání):

- hydrodynamické (elastohydrodynamické)
- smíšené
- mezní



Obr. 1: Režimy mazání [1] - a) hydrodynamické,

b) mezní

## Hydrodynamické tření/mazání

V této oblasti mazání nedochází ke vzájemnému kontaktu obou těles. Mezi tělesy se nachází tenká vrstva mazacího filmu. Velká relativní rychlost obou těles vyvolá v mazací vrstvě hydrodynamický tlak. Pro vznik hydrodynamické vrstvy je nutné, aby mazivo ulpívalo na površích obou těles a povrchy byly k sobě vzájemně skloněny (*klínová mezera*). Při zvýšení zatížení v kontaktu se tloušťka mazacího filmu zmenšuje a tlak ve vrstvě roste. Nejčastějším případem hydrodynamického mazání jsou kluzná ložiska. Elastohydrodynamické mazání (EHD) uvažuje i elastické deformace na površích obou těles. U pístní skupiny je to především deformace pláště pístu. Vlivem velkého zatížení roste i tlak soustředěný v malé oblasti.

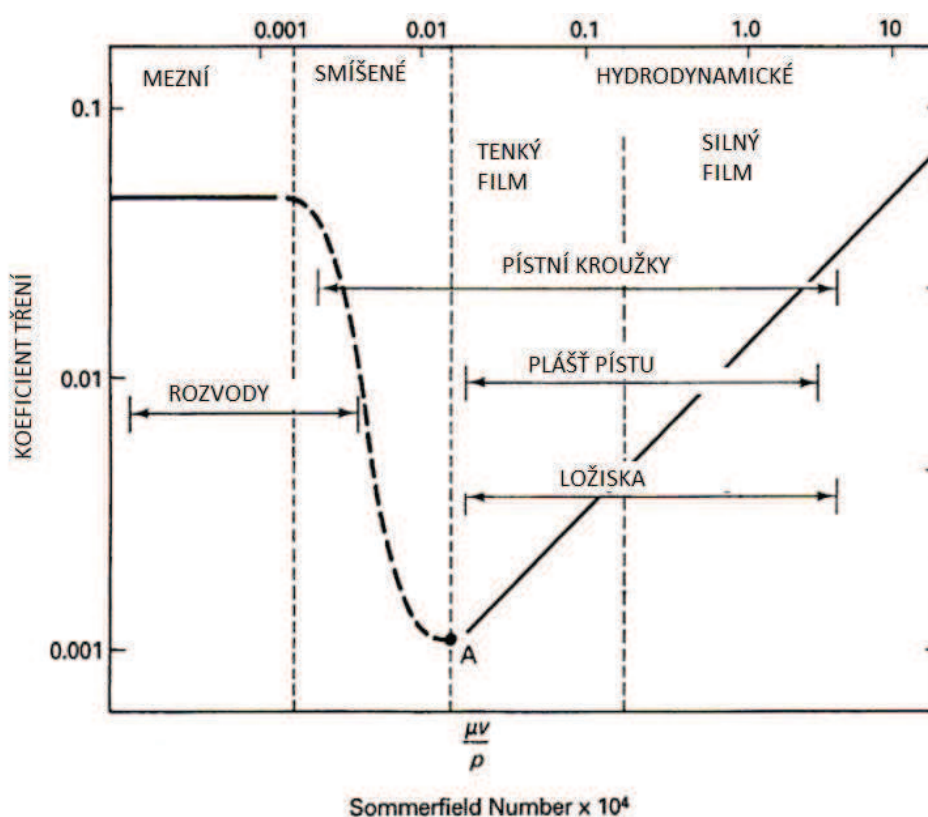


Nedochází však k vytlačení maziva z kontaktu. U spalovacího motoru převažuje právě EHD tření.

### Mezní tření/mazání

Zde dochází ke vzájemnému kontaktu povrchů obou těles, neboť mazací vrstva je příliš tenká. Tento stav nastává pokud je množství maziva nedostatečné nebo je relativní pohyb obou těles příliš malý. K meznímu mazání dochází i při malé viskozitě maziva (např. vlivem vysoké teploty). Na styčných plochách dochází k mikrosvarům špiček nerovností, výsledkem je pak velké tření a nadměrné opotřebení povrchu.

Mezi oblastí mezního a hydrodynamického mazání se nachází přechodová oblast smíšeného mazání nebo také částečného hydrodynamického mazání, kdy v mazací vrstvě ještě není vyvinut dostatečný tlak a může tak docházet ke kontaktu obou povrchů.



Obr. 2: Stribeckův diagram závislosti koeficientu tření na bezrozměrném parametru (s vyznačenými oblastmi pro různé třecí soustavy spalovacího motoru) [2]

Všechny tři oblasti jsou znázorněny pomocí Stribeckovy křivky (obr. 2), která vyjadřuje závislost koeficientu tření na různých parametrech či funkcích (rychlost, kontaktní tlak, otáčky, dynamická viskozita, atd.). Věda zabývající se problematikou tření, mazání a s tím spojeného opotřebení se nazývá tribologie.

Hodnoty třecích odporů vyjadřujeme pomocí třecí síly  $F_t$  či ztrátového (třecího) středního efektivního tlaku  $f_{mep}$  (z anglického "friction mean effective pressure"), přičemž důležitým faktorem je součinitel tření  $\mu$ . Ten lze definovat jako podíl síly tečné  $F_t$  (třecí) a síly normálové  $F_N$ :

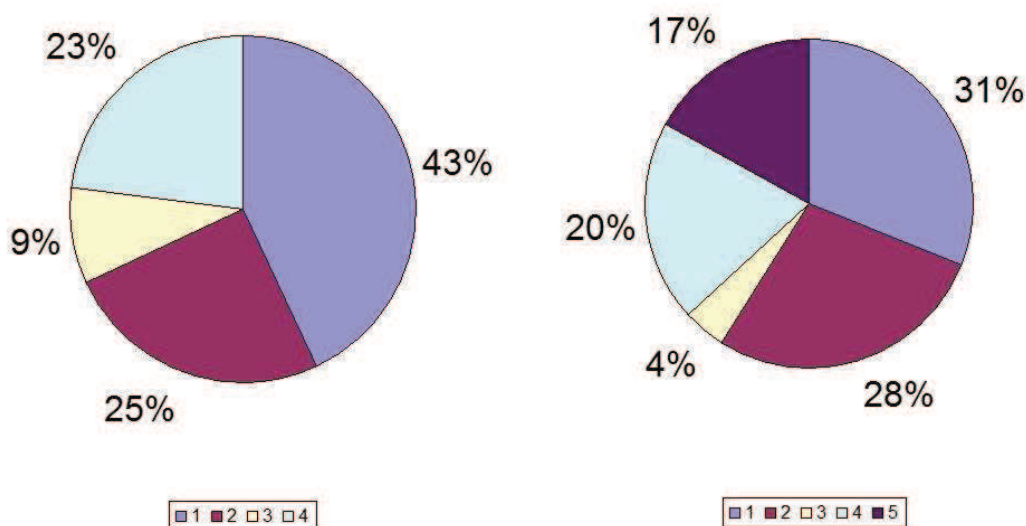


$$\mu = \frac{F_t}{F_N} \quad (1)$$

z toho plyne vztah pro třecí sílu:

$$F_t = \mu \cdot F_N \quad (2)$$

Mechanická účinnost běžných spalovacích motorů se pohybuje zhruba v rozmezí 40-95%. Velmi to závisí na otáčkách a především zatížení motoru. Obecně platí, že nejnížší ztráty jsou produkovány při plném zatížení, naproti tomu téměř 100% dosahují při volnoběžných otáčkách, kdy není odebírán užitečný výkon [2]. Z celkových třecích ztrát spalovacího motoru tvoří tření mezi pístem, pístními kroužky a vložkou válce největší podíl, jak je patrné i z grafů na obr. 3.



Obr. 3: Podíl jednotlivých třecích soustav na celkových mechanických třecích ztrátách [3]

a) zážehový motor,

b) vznětový motor

Legenda: 1 - pístní skupina (pístní kroužky, třecí plochy, síly od tlaku plynů, ...)

2 - klikový mechanismus (kluzná ložiska, těsnicí kroužky, ...)

3 - rozvodový mechanismus (vačková hřídel, řetěz/řemen, zdvihátka, ...)

4 - přídatná zařízení (vodní / olejová pumpa, alternátor, ...)

5 - čerpadlo vstřikování paliva

## 1.1 TŘENÍ MEZI PÍSTNÍ SKUPINOU A VLOŽKOU VÁLCE

Třením mezi pístní skupinou a vložkou válce rozumíme dva případy kontaktu, které si rozebereme separátně. Jde o kontakt pístních kroužků s povrchem válce a kontakt pláště pístu s vložkou válce. Do pístní skupiny se řadí i kontakt pístního čepu s pístem, ale to zde není



předmětem řešení. Při kontaktu pístních kroužků nejčastěji nastává režim hydrodynamického mazání i režim smíšeného mazání. Kontakt pláště pístu s vložkou válce je předpokládán pouze v hydrodynamickém režimu mazání.

Veličiny a parametry (z nichž si dále některé podrobněji vysvětlíme) ovlivňující velikost třecí síly jsou [5]:

- geometrie kroužků
- okamžitá rychlost pístu
- tlak za kroužkem
- viskozita maziva
- drsnost povrchu kontaktních ploch
- povrchová úprava a další...

Okamžitá rychlost pístu - režim mazání mezi pístními kroužky a povrchem válce je silně závislý na rychlosti pístu. V dolní a horní úvratí má píst nulovou rychlost. Velmi malá rychlost je i v blízkosti těchto úvratí. Kolem horní úvratě a dále expanze plynů vzniká také velká normálová síla a dochází k přemísťování maziva z jedné strany pístu na druhou. Zde můžeme hovořit o režimu smíšeného až mezního mazání. Zpomalení pístu a velká normálová síla způsobí tzv. "*squeeze effect*", který přitlačí kroužky ještě více k povrchu válce. Tato oblast je provázena zvýšenou třecí silou. Hydrodynamické mazání účinkuje mezi úvratěmi, kde rychlost pístu postupně roste a klesá. Nejvyšší rychlost pístu i největší tloušťka mazací vrstvy je uprostřed každého zdvihu (ojnice nejvíce vykloněná). Ačkoliv se jedná o oblast plně hydrodynamického mazání, vysokou pístovou rychlostí jsou zde třecí síly významné. Se zvyšující se rychlostí pístu rostou třecí síly uvnitř mazací vrstvy.

Viskozita maziva - při vysoké viskozitě dochází k většímu tření uvnitř mazací vrstvy. Naopak při nízké viskozitě může docházet až kontaktu obou třecích povrchů. Viskozita maziva je velmi závislá na teplotě, která se také během pracovního oběhu a chodu motoru mění.

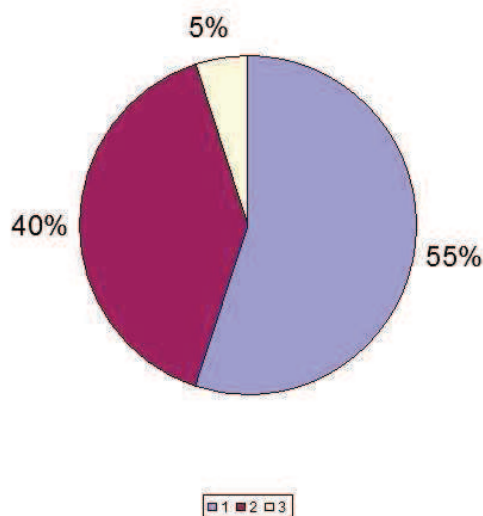
Drsnost povrchu válce - musí být pochopitelně velmi malá, je však žádoucí vytvoření vhodné struktury na povrchu, aby bylo zajištěno dokonalé ulpívání maziva. Žádoucí struktura je zajištěna honováním.

### 1.1.1 PÍSTNÍ KROUŽKY

Nejčastější uspořádání pístních kroužků u soudobých spalovacích motorů je použití dvou kroužků těsnících a jednoho kroužku stíracího. Ve speciálních případech se používá pouze jeden těsnící kroužek, např. v automobilech pro závodní účely. Úkolem těsnících kroužků je utěsnit spalovací prostor proti úniku spalin do klikové skříně a zajišťují také největší odvod tepla z pístu do stěn válce (především první těsnící kroužek). Stírací kroužek zabezpečuje vhodnou tloušťku mazací vrstvy a zabraňuje průniku oleje nad píst. To však znamená, že těsnící kroužky jsou méně mazány, čímž vzniká větší třecí síla a to hlavně u prvního kroužku. Nižší předpětí stíracího kroužku by sice znamenalo nižší tření těsnících kroužků, ale olej pak více proniká do spalovacího prostoru a dochází ke zvýšení spotřeby oleje, karbonizaci spáleného oleje a horší emise výfukových plynů. Z předchozího vyplývá, že největší podíl na třecích ztrátách má první těsnící kroužek a stírací kroužek, patrně i z grafu na *obr. 4*. U prvního těsnícího kroužku je to dáno jeho instalačním předpětím a přitlačnou silou od tlaku



plynů na zadní stranu kroužku. Stírací kroužek je z hlediska jeho funkce umístěn ve válci s větším předpětím [5].



Obr. 4: Podíl jednotlivých kroužků na třecích ztrátách [4]

1 - stírací kroužek, 2 - první těsnící kroužek, 3 - druhý těsnící kroužek

Analytické výpočtové modely pro stanovení třecích sil vychází z Navier-Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity nebo z nich odvozené Reynoldsovy rovnice (4). Tyto diferenciální rovnice však nemají řešení v uzavřeném tvaru a je tedy nutné převedení na soustavu algebraických rovnic diferenčních a použití numerických metod. Dnes jsou pro výpočty čím dál více nasazovány tzv. MBS programy (Multi-Body Systems) [6]. V oblasti hydrodynamického tření počítají s Reynoldsovou rovnicí [5] (nebo z ní odvozených rovnic) pro její dostatečnou přesnost a relativně malou výpočtovou náročnost. Vyžaduje však zavedení řady zjednodušujících podmínek. Nutná je i znalost kompletní geometrie a vlastností materiálů. Pro výpočty je nutné rozdělit cyklus na vhodné oblasti, kde každá tato oblast má své okrajové podmínky. Z této rovnice jsme schopni určit tloušťku mazací vrstvy a tlak uvnitř vrstvy, poté pomocí příslušných matematických vztahů vypočítat koeficient tření a sílu třecí.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left( U \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (4)$$

kde  $h$  = tloušťka mazacího filmu

$\eta$  = dynamická viskozita

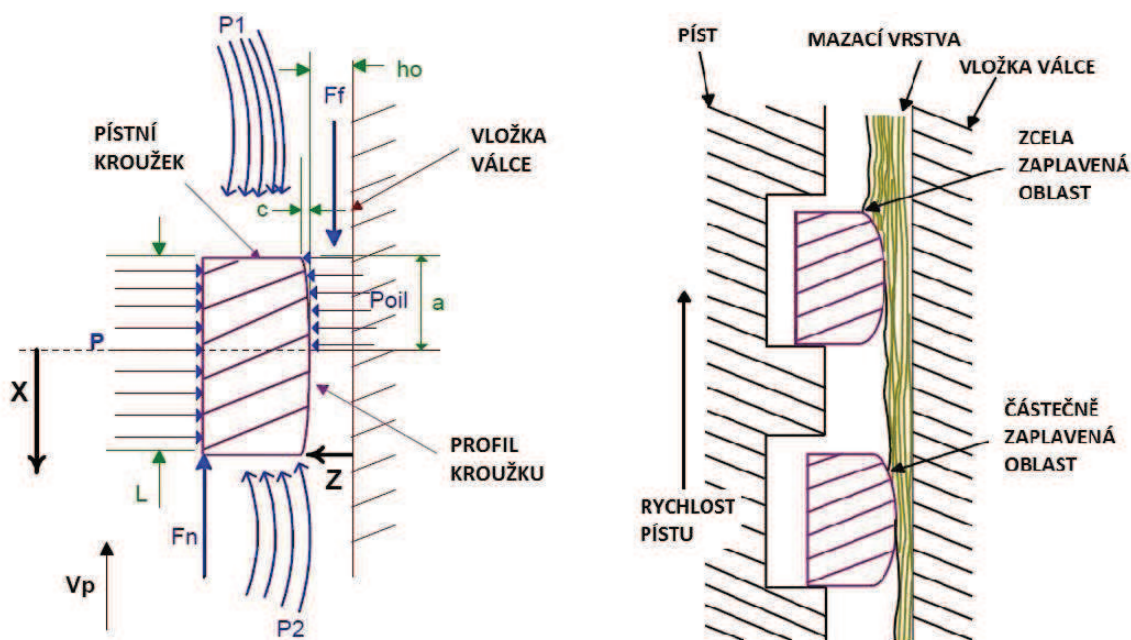
$U$  = efektivní rychlost

Geometrie kroužků - třecí sílu ovlivňuje především velikost styčné plochy v třecím kontaktu. Při zmenšení kontaktní plochy snížíme i tření. To je dáno zejména počtem, výškou a tvarem kroužků [4].

- Těsnící kroužky - při snížení výšky v axiálním směru kroužku, snížíme kontaktní plochu i plochu, na kterou může působit tlak plynů. Profil kroužku je často parabolický, z obr. 5 definován jako poměr  $c/a$ . Kroužek s větším poměrem profilu



způsobuje vyšší třecí síly v okolí úvratí, kde je malá rychlost pístu. Se vzrůstající rychlostí však síla roste pomaleji, než-li u ploššího kroužku. Celkově je tedy výhodnější kroužek s větším poměrem  $c/a$ . To platí zejména pro první těsnicí kroužek. Druhý těsnicí kroužek již není tolik zatěžován od tlaku plynů [5].



Obr. 5: Vlevo - detail profilu kroužku s vyjádřením působících sil

vpravo - znázornění proudění maziva okolo pístních kroužků [5]

- Stírací kroužek - je ve válci umístěn s největším předpětím a jeho konstrukce je odlišná od kroužků těsnících. Zde na malé ploše působí velký tlak na povrch válce, čímž dochází k vytlačování maziva z kontaktu obou povrchů.

Povrch kroužků musí být velice tvrdý a odolný, aby odolal opotřebení ve velmi náročných podmínkách (vysoká teplota a tlak, chemicky náročné prostředí). Vhodná povrchová úprava je např. nitridování nebo povlakování.

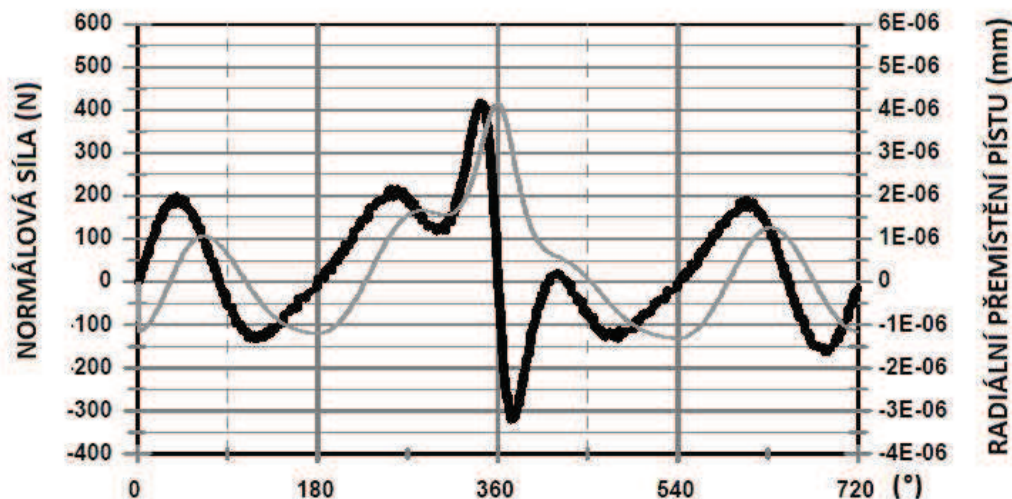
### 1.1.2 PLÁŠŤ PÍSTU

Píst přenáší síly od tlaku plynů při expanzi, proto je silně tepelně i mechanicky namáhán. Během zahřívání motoru dochází k teplotní dilataci materiálu a následnému vymezení vůle. Třecí síly působí zejména mezi úvratěmi, kdy je okamžitá rychlost pístu nejvyšší, protože třecí síly rostou se zvyšující se rychlostí pístu. V kontaktu je také velká plocha. Opět zde hovoříme o režimu hydrodynamického mazání s největší tloušťkou mazací vrstvy. Při výpočtech je dobré zahrnout i působení normálové síly. Ta přibližně kopíruje tzv. *sekundární pohyb pístu*. Z tohoto důvodu je pro teoretické modely použita některá z výše zmíněných rovnic ve dvoudimenzionálním tvaru. Při použití 2-D Reynoldsovy rovnice musíme opět zavést zjednodušující podmínky a vhodně zvolit okrajové podmínky.

Zabývejme se nyní oblastí na konci kompresního a začátku expanzního zdvihu. Dochází zde k největšímu sekundárnímu pohybu pístu, čímž rozumíme přídatný pohyb ve směru kolmém na osu válce a otáčivý pohyb kolem osy čepu. To je způsobeno zvýšeným tlakem ve válci



(především na začátku expanze) a odklonem ojnice od axiálního směru, čímž dojde k většímu přitlačení jedné strany pístu na stěnu válce. Průběh normálové síly a přemístění pístu v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele je zřejmý z grafu na *obr. 6*.



*Obr. 6: Závislost normálové síly a radiálního přemístění pístu na úhlu klikového hřídele [5]*

Z grafu je patrné, že průběh normálové síly má stejný trend jako přemístění pístu ve válci. Čím je radiální posuv pístu ve válci větší, tím je větší i normálová síla. Dalším jevem je zde naklápění pístu kolem osy čepu. Úhly natočení jsou však velmi malé, v řádech setin stupně, proto příliš výslednou třecí sílu neovlivní. V řadě teoretických výpočtových modelech je proto tato skutečnost zanedbána. Velký vliv na třecí ztráty má i vůle mezi pístem a válcem. Malá vůle umožňuje dokonalé vedení pístu ve válci, tedy menší přemístění i natočení. S třením je to přesně naopak. Třecí síly rostou se zmenšující se vůlí. Při studeném motoru je vůle samozřejmě větší, neboť během zahřívání dochází k roztahování materiálu až na optimální rozměr navržený při konstrukci motoru. I při optimální pracovní teplotě však existuje jistá deformace válcovitosti, což způsobuje lokální rozdíly ve velikosti sil. Další faktorem může být i okamžik maximálního tlaku ve válci v závislosti na úhlu pootočení klikové hřídele. Čím je okamžik maximálního tlaku blíže horní úvrati, tím menší je normálová a třecí síla. Přenos sil od tlaku plynů probíhá blíže axiálnímu směru. Při pozdějším nástupu vysokého tlaku svírá ojnice s osou válce již větší úhel, čímž dochází k rozkladu sil a tak většímu podílu síly normálové i třecí [5].



## 2 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

### 2.1 METODY MĚŘENÍ

Měření mechanických ztrát je možné několika způsoby, z nichž nejběžněji používané jsou popsány níže.

#### 2.1.1 MĚŘENÍ NA MOTORU V PROVOZU

Tato metoda je přesná, ale náročná na provedení. Problematické je totiž přesné měření indikovaného tlaku ve válci v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Výpočet vychází z rovnice pro mechanickou účinnost (5), častější je však vyjádření pomocí středního ztrátového tlaku (6) [2]:

$$\eta = \frac{bmep}{imep} = \frac{imep - fmep}{imep} \quad (5)$$

$$fmep = imep - bmep \quad (6)$$

kde  $\eta$  = mechanická účinnost motoru [-]

$bmep$  = střední efektivní tlak [kPa]

$imep$  = střední indikovaný tlak [kPa]

$$imep = \frac{\sum_{i=1}^{i_V} \oint_{obeh} \frac{p \cdot dV}{V_{Z1}}}{i_V} = \frac{\sum_{i=1}^{i_V} imep_i}{i_V} \quad (7)$$

kde  $i_V$  = počet válců [-]

$imep_i$  = střední indikovaný tlak jednoho válce [kPa]

$p$  = okamžitý tlak ve válci [kPa]

$dV$  = přírůstek okamžitého objemu [cm<sup>3</sup>]

$V_{Z1}$  = zdvihový objem jednoho válce [cm<sup>3</sup>]

$$bmep = \frac{M_t \cdot \pi \cdot \tau}{V_Z} \quad (8)$$

kde  $M_t$  = točivý moment motoru [Nm]

$V_Z$  = zdvihový objem [cm<sup>3</sup>]

$\tau$  = takt motoru [-]

#### 2.1.2 METODA PROTÁČENÍ MOTORU DYNAMOMETREM

Pro použití této metody měření je nutný dynamometr, který umí pracovat v opačném módu, tedy místo zatěžování motoru ho roztáčí. Protáčením motoru však měříme všechny ztráty



motoru dohromady. Pokud tedy chceme měřit pouze mechanické ztráty je nutná indikace tlaku ve válci. Odečtením termodynamických ztrát a práce potřebné na výměnu náplně válce můžeme dostat relativně dobré výsledky mechanických ztrát. Měření však neprobíhá při reálném procesu motoru a tak budou výsledky vykazovat nižší průběhy. Kvůli absenci spalovacího tlaku nedochází k přitlačení pístního kroužku na stěnu válce, což je u reálného oběhu oblast s největšími třecími ztrátami. Naproti tomu v ložiscích vznikají větší ztráty vlivem setrvačných sil. Dalšími odchylkami od reálného provozu jsou teploty. Dilatace pístu není tak velká, čímž vzniká větší vůle a tedy nižší třecí síly. Také teplota provozních kapalin i dalších dílů nedosahuje stejné hodnoty. Olej, chladicí kapalinu i motor je možné externě ohřívat a regulovat jejich teplotu, ale nikdy zcela nenapodobíme reálné podmínky (např. ohřev oleje na stěně válce při spalování). Velkou výhodou této metody měření je možnost měření jednotlivých třecích soustav samostatně. Odstavením jednotlivých soustav (olejová či vodní pumpa, alternátor, atd.) je možné určovat jejich ztráty. Je však nutné zajistit externí pohon součástí [2].

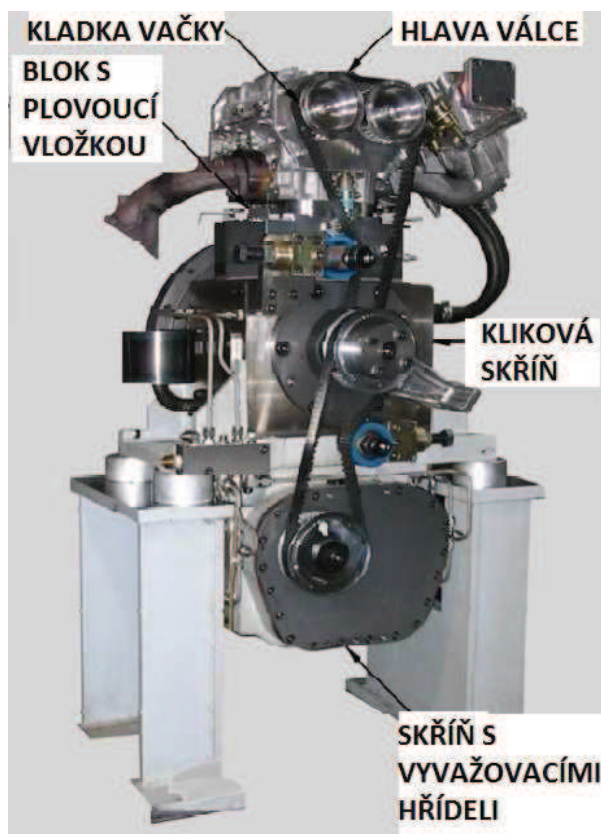
### 2.1.3 METODA VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

Metoda je použitelná pouze pro víceválcové atmosférické motory. Je založena na principu odpojení jednoho válce a to odpojením zapalování nebo vstřikování. Sleduje se pokles výkonu nebo točivého momentu. Ztrátový tlak při vypnutí válců je dán rovnicí (9). Metoda však není tolik přesná a je spíše orientační [2].

$$f_{mep} = b_{mep} - i_{mep} \cdot i_v \text{ [kPa]} \quad (9)$$

## 2.2 EXPERIMENTÁLNÍ MOTORY PRO MĚŘENÍ TŘENÍ MEZI PÍSTNÍ SKUPINOU A VÁLCEM

Experimentální motory jsou prototypy motorů nekonvenčních konstrukcí nebo také motory sestavené speciálně za účelem provádění rozličných měření. Konstrukce experimentálního zkušebního motoru musí odpovídat situaci, která je objektem zkoumání. Často se jedná o motory stacionární, tedy takové, které jsou umístěny v laboratořích, kde můžeme nastavit optimální podmínky pro daný experiment. V souvislosti s touto prací se zaměříme na motory, které jsou navrženy pro měření tření mezi pístní skupinou a válcem. Již navržené a funkční motory jsou výhradně jednoválcové. Jednoválec je při tomto typu měření naprosto dostačující, neboť u víceválcového motoru je tření v každém válci při stejných podmínkách téměř totožné. Jak později uvidíme, tak konstrukčně i finančně by na tom víceválcový motor byl mnohem hůře. Tyto motory někdy vychází ze sériově vyráběného víceválcového motoru, který je řadou úprav přestavěn na měřicí zařízení. Pro použití může být zvolen jak motor zážehový tak i motor vznětový. Experimentální motory vyvinuly či vyvíjí nejčastěji velké automobilky a jejich koncerny, ale také různé výzkumné a experimentální instituce či akademické ústavy. Nejlepší koncepcí motoru pro měření tření mezi pístní skupinou a válcem se jeví motor s plovoucí vložkou válce. Další méně používanou nepřímou metodou může být analýza tření na základě měření hluku a vibrací.



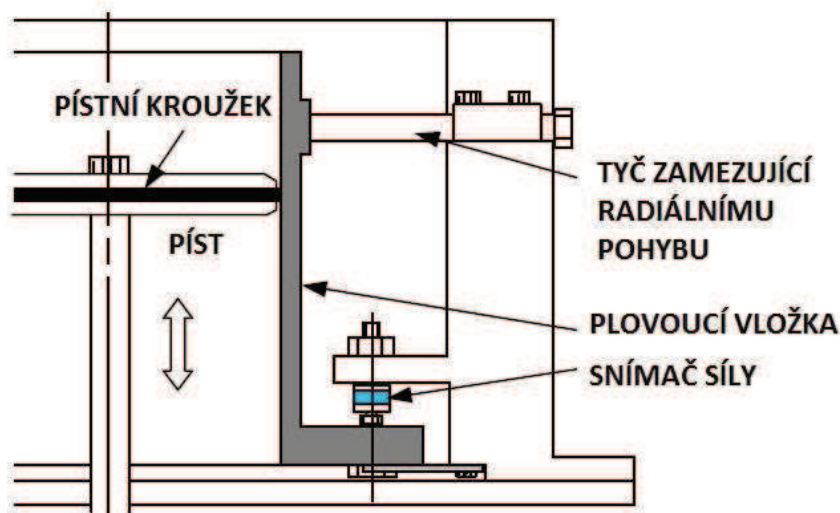
Obr. 7: Experimentální motor s plovoucí vložkou [7]

### 2.2.1 KONSTRUKČNÍ TYPY MOTORŮ S PLOVOUCÍ VLOŽKOU VÁLCE

Motorem s plovoucí vložkou rozumíme motor, který má válec speciálně uchycený pro snímání sil na něj působících. Vložka válce je pružně přichycena a vybavena několika snímači, které jsou schopné měřit veličiny jako je deformace, síla či zrychlení. Těsnění pohybující se vložky musí být odlišné od běžně používaných těsnících prvků a je velmi problematicky realizovatelné. V následujících odstavcích si ukážeme některé konstrukční typy těchto experimentálních motorů.

#### EXPERIMENTÁLNÍ MOTOR S EXTERNÍM POHONEM

Jde o nejjednodušší variantu, kde měření tření neprobíhá při reálném cyklu motoru. Ve válci neprobíhá příprava směsi ani samotné spalování paliva. O pohon se stará přídavný elektromotor či jiný zdroj točivého momentu, který přes řemen nebo řetěz přenáší točivý moment na klikový hřídel. Motor se může skládat pouze z bloku válce a klikové skříně. V tomto zjednodušeném uspořádání je možné měření tření i bez hlavy motoru. To je i případ zařízení na obr. 8.

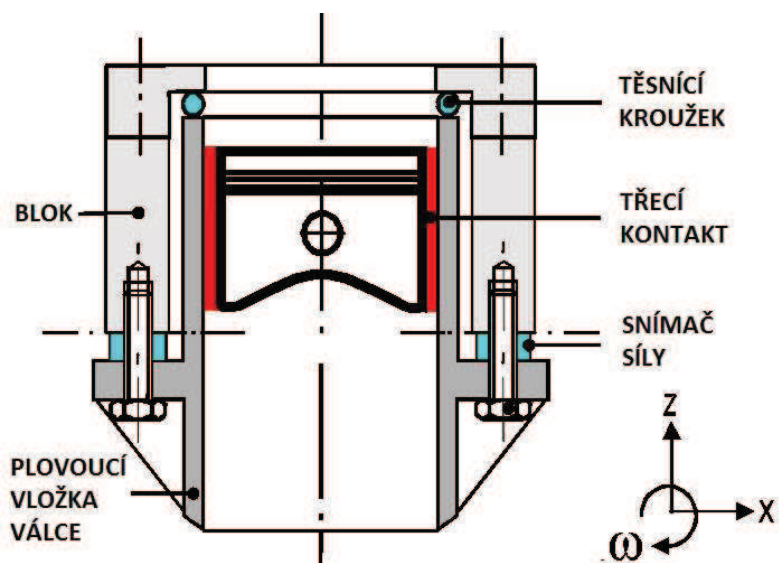


Obr. 8: Jednoválcový motor s plovoucí vložkou pro měření samostatného pístního kroužku [8]

Jistě je zřejmé, že motor této konfigurace bude měřit síly zcela odlišné, než-li reálně pracující motor. Výsledky měření jsou spíše orientační, ovšem umožňují získat představu o pochodech, které probíhají mezi pístní skupinou a vložkou válce. Vhodné využití je pro porovnávání vlastností a parametrů kroužků. Z grafu závislosti třecí síly či normálové síly na úhlu pootočení klikového hřídele, lze usoudit na oblasti hydrodynamického a smíšeného mazání. Hydrodynamické mazání se vyskytuje mezi úvratěmi, smíšené mazání v oblastech kolem úvratí, což je v souladu s teorií. Ačkoliv je rychlost pístu nižší, než-li při reálném oběhu, třecí síly tomu neodpovídají a jsou v poměru k této rychlosti pístu vyšší. To je způsobeno vyšší viskozitou oleje, neboť kvůli absenci spalování nedochází k zahřívání oleje [8].

#### EXPERIMENTÁLNÍ MOTOR S REÁLNÝM OBĚHEM

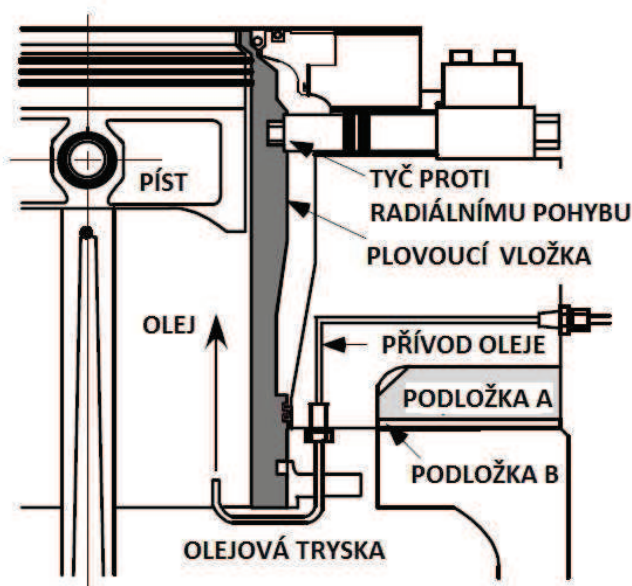
Motory těchto typů jsou schopny měřit tření během skutečného chodu motoru. Spalovací prostor je uzavřen kompletní hlavou válce a utěsněn speciálním O-kroužkem. Rozvodový mechanismus, plnění a vyprazdňování válce i dodávka paliva jsou standardní jako u běžného motoru, rozdíly jsou jen podle druhu či typu motoru. Na obr. 9 je schéma experimentálního motoru s označením PIFFO ("Piston Friction Force measurement system") [3], který byl vyvinut firmou FEV Motorentechnik. Zařízení je schopno měřit v reálném čase jak síly axiální tak síly normálové během skutečného pracovního oběhu. Dále jsou zde umístěny senzory pro měření tlaku ve spalovací komoře a senzory pro měření tlaku v klikové skříni, neboť během expanze dochází k "profouknutí" malého množství plynů do klikové skříně. Plovoucí vložka válce je uchycena čtyřmi piezoelektrickými snímači, schopnými měřit síly ve třech osách. Těsnění mezi blokem a hlavou motoru je provedeno pomocí speciálního O-kroužku naplněného plynem o určitém tlaku. Materiál kroužku musí odolávat vysokým teplotám, tlakům i chemickým vlivům. Chlazení vložky válce je zajištěno obtékající chladicí kapalinou, teplota je udržována na stálé hodnotě. Měření může probíhat za rozličných podmínek. Je možno měnit otáčky klikového hřídele (ovšem po určitou hodnotu danou konstrukcí motoru) a zatížení motoru.



Obr. 9: Schéma motoru s plovoucí vložkou pro měření tření při reálném spalování [3]

#### EXPERIMENTÁLNÍ MOTOR S REÁLNÝM OBĚHEM A NASTAVITELNÝMI PARAMETRY

Motory této konstrukce jsou principiálně stejné jako výše zmíněné. Tření je měřeno při skutečném oběhu motoru. Jistými konstrukčními úpravami je možno měnit celou řadu parametrů, především klikového mechanismu, a pozorovat tak změny v průbězích a velikostech sil během jednoho cyklu motoru. Zařízení na obr. 10 bylo vyvinuto v Misashiho technologickém institutu. Jedná se o čtyřtakový jednoválcový zážehový motor o objemu 0,5 l. Tento motor umožňuje výměnu řady dílů, čímž je dosažena velká variabilita pro různá měření a následně hodnocení vlivu daného parametru.

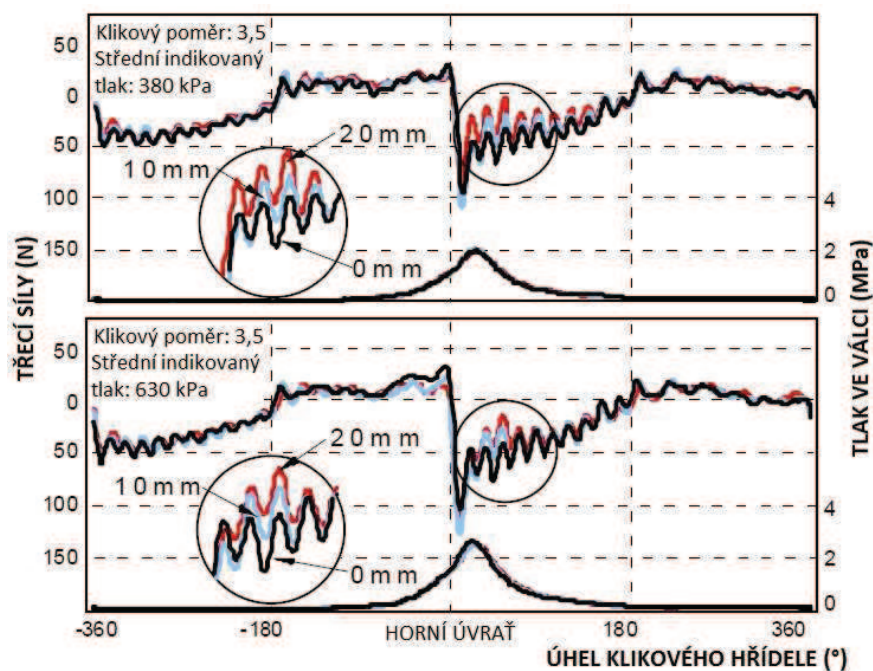


Obr. 10: Schéma motoru s plovoucí vložkou a měnitelnými parametry klikového mechanismu [7]

Klikový poměr, zdvih a excentricita klikového mechanismu, tyto parametry mohou být nastavovány v několika hodnotách. Ovšem např. se změnou zdvihu dojde i ke změně

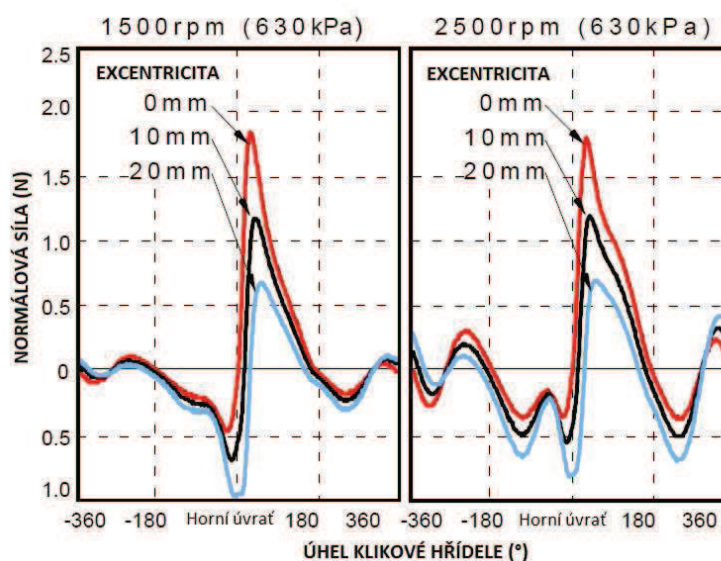


kompresního poměru, což je pro porovnávací měření nevhodné. Proto je možné mezi blok motoru a klikovou skříň vkládat podložky, čímž dosáhneme stále stejné hodnoty kompresního poměru pro všechna měření. Protože za chodu motoru působí píst na vložku válce normálovou silou od sekundárního pohybu, je tento zkušební motor osazen tyčí pro zamezení výraznějšího normálového pohybu. Olej je zde dodáván pomocí trysek nasměrovaných na spodek pístu. I ty je možné nasměrovat vždy na stejné místo při změně parametrů. Aby bylo zamezeno negativnímu vlivu vibrací na měření třecích sil, je motor vybaven dvěma vyrovnávacími hřídeli. Při nenulové excentricitě klikového mechanismu je vhodné upravovat i předstih zážehu, aby maximální tlak ve válci dosahoval přibližně stejných hodnot při všech měřeních. Ze záznamů měření na *obr. 11* a *obr. 12* je možno usoudit, které parametry mají pozitivní nebo negativní vliv na velikost třecích sil jakožto i doprovodné normálové síly. Třecí síly jsou vždy největší na začátku expanze, kdy je tlak plynů ve válci největší. Při nulové excentricitě klikového mechanismu má vliv velikost zatížení. S rostoucím zatížením rostou i třecí síly na začátku expanzního zdvihu. V ostatních zdvizích je rozdíl velmi malý. Podobně je na tom i vliv otáček motoru. S rostoucími otáčkami rostou i třecí síly, opět nejvíce na začátku expanze. Z měření, které bylo prováděno při 1 500 a 2 000 otáčkách za minutu, však vyplývá fakt, že nárůst třecích sil mezi těmito hodnotami není až tak velký. Z toho lze usoudit na větší oblasti smíšeného či mezného mazání při nižších otáčkách. Naproti tomu větší klikový poměr vede ke snížení třecích sil, opět nejznatelněji během expanze. Větší klikový poměr vede i ke znatelnému snížení normálové síly působící na vložku válce.



*Obr. 11: Průběh třecí síly v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele [7]*

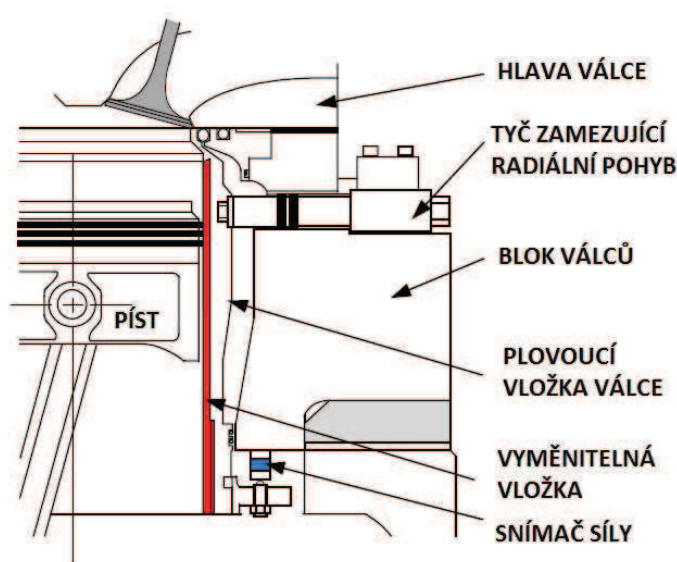
Jak se ukázalo z těchto měření, excentricita klikového mechanismu může mít značný vliv na velikosti normálových a třecích sil. S rostoucí excentricitou klesají třecí síly, především v polovině expanzního zdvihu. Klesá i maximální hodnota normálové síly během expanzního zdvihu. Současně ovšem roste její velikost během kompresního zdvihu, zejména před horní úvratí. V tomto případě při excentricitě 20 mm je dokonce velikost normálové síly na konci kompresního zdvihu větší než-li při expanzi [7].



Obr. 12: Průběh normálové síly při různých excentricitách [7]

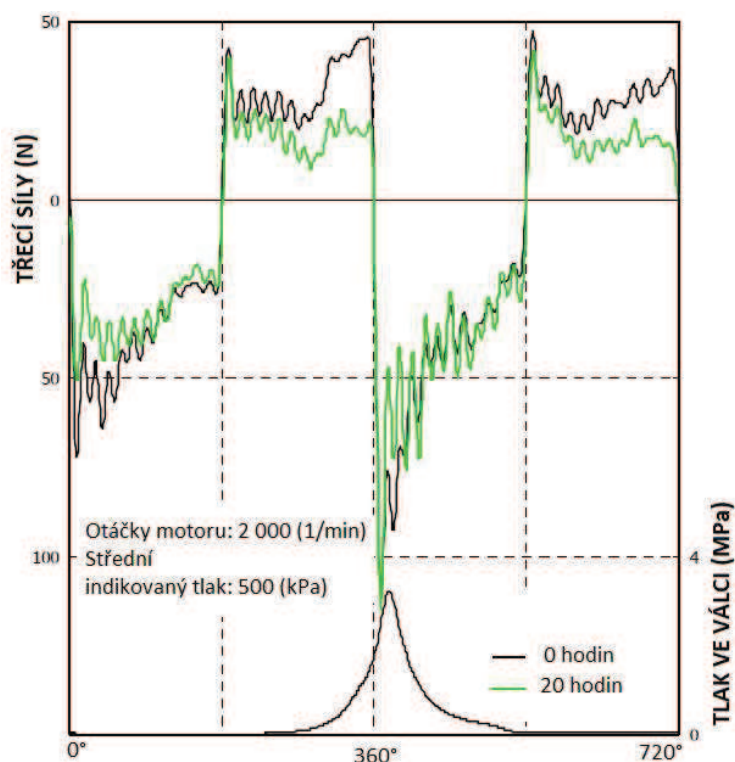
### EXPERIMENTÁLNÍ MOTOR S REÁLNÝM OBĚHEM A MĚNITELNOU VLOŽKOU VÁLCE

Další modifikací motoru s plovoucí vložkou je možnost jednodušší výměny vnitřní vložky válce. Vnitřní vložka tvoří třecí povrch, který je v kontaktu s pístem a pístními kroužky. Výhodná je právě jednoduchá výměna třecího povrchu válce bez nutnosti nastavování a kalibrování piezoelektrických snímačů zatížení.



Obr. 13: Schéma motoru s plovoucím válcem a měnitelnou vnitřní vložkou [8]

Tento typ motoru byl sestaven za účelem provádění měření zcela nových komponent. Měření se zaměřovalo na vliv záběhu těchto součástí na průběhy a velikosti třecích sil, jakožto i mazací podmínky a opotřebení. Pro každé měření byla použita zcela nová vyměnitelná vložka válce a nové pístní kroužky. Ostatní konstrukční prvky jsou shodné s výše zmíněnými motory s plovoucí vložkou pracující při reálném oběhu.



Obr. 14: Porovnání třecích sil nových součástí a po záběhu [8]

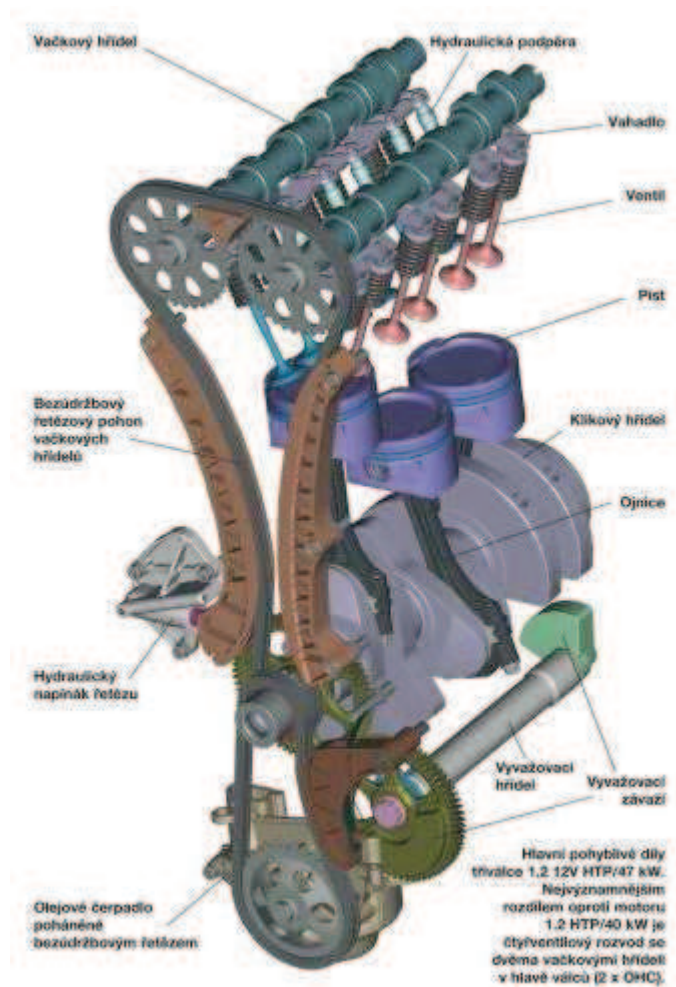
Z měření na obr. 14 vyplívá, že během sledovaných dvaceti hodin se třecí síly snížili. Bylo pozorováno i výrazné snížení drsnosti povrchu vložky válce a pístních kroužků. Navíc u pístních kroužků byl zjištěn vliv záběhového opotřebení na třecí síly. Ke snížení třecích sil dochází v důsledku rozšiřující se oblasti režimu hydrodynamického mazání v průběhu času. Menší tření je znatelné zejména v oblastech vyšších rychlostí pístu, kde se předpokládá rychlejší sklon k hydrodynamickému mazání. Toto platí zejména pro těsnicí kroužky. Opačný vliv je pozorován u stíracího kroužku. Ten se pohybuje výhradně v režimu smíšeného mazání a jeho drsnost ve sledovaném čase nepatrně stoupla. Ovšem stírací kroužek se nejvíce podílí na obroušování nerovností vložky válce, tedy snižuje drsnost jejího povrchu nejvýrazněji ze všech faktorů [8].



### 3 VOLBA KONCEPCE MOTORU

#### 3.1 DRUH A PARAMETRY MOTORU

Jak již název práce předesílá, předmětem návrhu je konstrukce jednoválcového zkušebního motoru, který by měl být umístěn v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně. Motor bude na zkušebně zatížen některým z dostupných dynamometrů, přesněji však nebylo specifikováno. Po přesnějším popisu řešeného problému vedoucím práce, bylo také upřesněno zadání ohledně požadavků na motor. Především kvůli cenové náročnosti na vývoj a výrobu kompletně nového jednoválcového motoru bylo stanoveno vycházet z již existujícího, sériově vyráběného motoru. Nabízí se modifikace již existujícího jednoválce, především se však jedná o motory pro motocyklová vozidla. Zvolen byl zážehový tři-válcový motor Škoda 1,2 HTP. Jeho velkou výhodou je dostupnost a cena dílů. Pro tuto práci nebylo podstatné, zda-li se jedná o slabší verzi s rozvodem OHC nebo silnější s rozvodem DOHC. Pro pozdější názornost bude na obrázcích vystupovat čtyř-ventilová varianta motoru (obr. 15).



Obr. 15: Vnitřního pohybového ústrojí motoru Škoda 1,2 HTP 12V [9]

Parametry jednoválcového zkušebního motoru byly odvozeny od parametrů válcové jednotky zmíněného "škodováckého" motoru:



Tab. 1: Parametry navrhovaného jednoválcového motoru

|                         |             |              |
|-------------------------|-------------|--------------|
| Zdvihový objem          | 0,4         | [ l ]        |
| Vrtání x zdvih          | 76,5 x 86,9 | [ mm ]       |
| Kompresní poměr         | 10,5:1      |              |
| Maximální výkon         | 47*/5400    | [ kW/min-1 ] |
| Maximální točivý moment | 112*/3000   | [ Nm/min-1 ] |
| Rozvod                  | 2 x OHC     |              |
| Počet ventilů na válec  | 4           |              |

\* hodnoty platné pro původní sériový motor

Snahou bylo použití co nejvíce součástí ze sériového motoru, aby bylo dosaženo co nejnižších výrobních nákladů za nestandardní díly. Podle tohoto hlediska je také možné směřovat konstrukci různými směry, neboť uchycení a především utěsnění plovoucí vložky je možné řešit několika způsoby. Pokud je žádoucí zachování co největšího počtu sériových dílů a tím stejných parametrů motoru, je nutné vycházet při návrhu z válcové jednotky a hlavy motoru. Zde je možné rozdělení na dvě větve:

- použití a úprava sériové hlavy motoru
- návrh a výroba nové hlavy motoru

Pro účely této práce byla zvolena varianta při použití sériové hlavy. To s sebou však přináší řadu potencionálních potíží. Hlavu bude nutné rozřezat pro potřeby jednoválcového motoru a vyřešit její mazání a zejména chlazení, což znamená nějakým způsobem zacelit přebytečné otvory atd. Je tedy předpokladem, že chlazení a mazání hlavy bude řešeno samostatným okruhem. Řešení hlavy a její úpravy však nebyly předmětem mého návrhu.

Návrh hlavy nové dává větší možnosti z hlediska utěsnění plovoucího válce. Dále je hlavu možné navrhnout optimálně pro aplikace na jednoválcovém motoru. Nevýhodou je však vysoká cena a větší komplikovanost.

Stejně jako hlava válců i sání a svody musí být upraveny pro použití na jednoválcovém motoru.

### 3.2 MOŽNÉ VYUŽITÍ SÉRIOVÝCH KOMPONENT

Navrhovaný jednoválcový motor může využít mnoho dílů ze sériového motoru:

- hlava válců (včetně kompletního rozvodového mechanismu)
- pístní skupina
- ojnice
- klikový hřídel (úprava řešena v konstrukční části)
- ozubená kola (pro pohon rozvodů, vyvažovacího mechanismu, příp. olejového čerpadla)
- setrvačnick (+ spojka)



- ložiska (např. kluzná pro uložení klikového hřídele a ojnice)
- příslušenství motoru (veškerá čerpadla provozních kapalin, prvky zapalovacího a palivového systému, alternátor, atd.)
- některé prvky ze strany sání i výfuku
- řídicí jednotka, senzory/ snímače, kabeláž, konektory
- další konstrukční prvky (šrouby, matice, pera, těsnění, ...)

Samozřejmě bude nutná úprava některých komponent pro aplikaci na jednoválcovém motoru.

### 3.3 PŘEDPOKLÁDANÁ MĚŘICÍ SOUSTAVA

Pro měření tření v této části motoru je výhradně používán princip plovoucího válce. Plovoucí proto, že válec musí být v bloku uchycen tak, aby byl umožněn jeho axiální pohyb. Při vratném pohybu pístu dochází, vlivem tření, k pohybu plovoucího válce stejným směrem jako píst. Plovoucí válec tímto způsobem osciluje kolem rovnovážné polohy a kopíruje průběh třecí síly. Výkmit plovoucího válce z rovnovážné způsobí deformaci uchycení plovoucího válce, která je snímána tenzometry a následně vyhodnocena.

#### 3.3.1 PODMÍNKY PROVOZU ZKUŠEBNÍHO MOTORU

Předpokládaným cílem je navržení motoru, který bude umožňovat on-line měření tření při reálném provozu motoru. Jde o nejobtížněji realizovatelnou variantu měření kvůli obtížnému utěsnění spalovacího prostoru. Motor bude umístěn v laboratoři, kde jsou podmínky prostředí nastavovány dle možností zkušebny. Pokud bychom chtěli měřit i vliv teplot provozních kapalin, musí být olejový i chladicí systém navržen pro přesnou regulaci.

#### 3.3.2 VOLBA SNÍMAČŮ

Oproti výše popsaným experimentálním motorům, které používají nákladné druhy snímačů (speciální piezoelektrické snímací matice či podložky), bylo snahou navrhnout uchycení plovoucího válce pro použití jednodušších a také levnějších snímačů. Předpokládá se použití některého typu z tenzometrů:

- odporových
- polovodičových

V případě odporového tenzometru se jedná o tenký kovový drát navinutý do mřížky. Častým provedením je vinutí drátku ve fólii či jiné tenké krycí vrstvě. Kovové tenzometry fungují na principu změny odporu při způsobené deformaci součásti. Změnu odporu způsobuje měnění se průřez a délka drátku. Polovodičové tenzometry fungují na principu piezorezistivního jevu, kdy při deformaci tyčinky z polovodičového materiálu dochází ke změně měrného odporu. Oba druhy tenzometrů musí být napájeny napětím (nejlépe stejnosměrným). Pro ochranu měřicího elementu, proti nepříznivým okolním podmínkám, je nutné tenzometry chránit povlaky (např. vosková vrstva). Velmi důležité je lepení tenzometru k povrchu měřené součásti, závisí na tom přesnost naměřených dat. Signál z tenzometrů je veden přes zesilovače a převodníky do počítače měřicí stanice, kde bychom v ideálním případě po přepočtech měli dostat informace o průběhu třecí síly v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Celý



měřicí systém bude nutné zkalibrovat a patřičně odladit, aby naměřené hodnoty odpovídaly co nejvíce skutečnosti a byly věrohodné.

Přesné zapojení tenzometrů i celkové schéma měřicí sestavy není blíže specifikováno. Navržení přesné měřicí aparatury a její kalibrace bude dalším velice důležitým úkolem po konstrukci mechanické části zkušebního motoru.

Jako další užitečné veličiny je vhodné snímat:

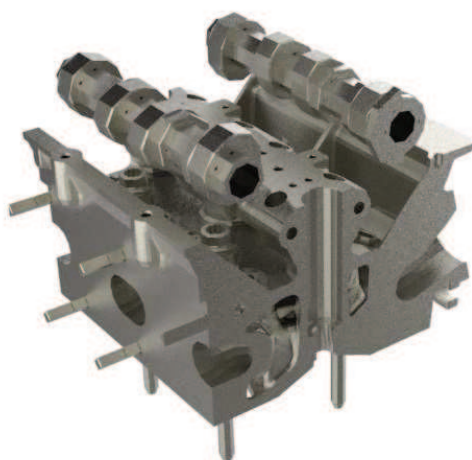
- okamžitý tlak ve spalovacím prostoru
- okamžitý tlak v klikové skříni (tzv. "blow-by" způsobený tlakem spalin, které projdou přes pístní kroužky)
- teploty a tlaky provozních kapalin
- otáčky a natočení klikového hřídele

Znalost rozličných veličin umožňuje kvalitativnější stanovení hledaných třecích sil, protože různé hodnoty měřených veličin mohou odhalit nestandardní pochody uvnitř motoru, nepřesnosti konstrukce a také poškození nebo poruchu některých dílů.



## 4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZKUŠEBNÍHO JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU

Jak již bylo řečeno, rozměry válcové jednotky (vrtání, zdvih) navrhovaného jednoválcového motoru jsou totožné se sériovým motorem Škoda 1,2 HTP. Veškeré CAD modelování probíhalo v programu *ProEngineer*. Pro napětově-deformační analýzy byl použit MKP program *ANSYS*. Po přidělení práce a vysvětlení řešeného problému byl vedoucím práce poskytnut zjednodušený model části hlavy válců s vačkovými hřídeli (*obr. 16*), který posloužil jako referenční díl. Dále byly dodány výkresy a obrázky některých součástí (zejména přední části vývodového hřídele), podle kterých jsem byl schopen navrhnout jiné díly tak, aby bylo umožněno použití sériových dílů a zároveň byla zachována funkčnost jako u sériového motoru.



*Obr. 16: Zjednodušený model části hlavy s rozvodem DOHC*

Při návrhu jednotlivých součástí bylo snahou držet se následujících cílů:

- co nejjednodušší konstrukce při zachování plné funkčnosti
- jednoduchost jednotlivých dílů z hlediska výroby a montáže
- logické uspořádání podsestav do celků umožňujících snadnou montáž a demontáž
- malé rozměry součástí - nižší cena polotovarů
- nízké náklady na výrobu
- prostor pro případné úpravy a změny

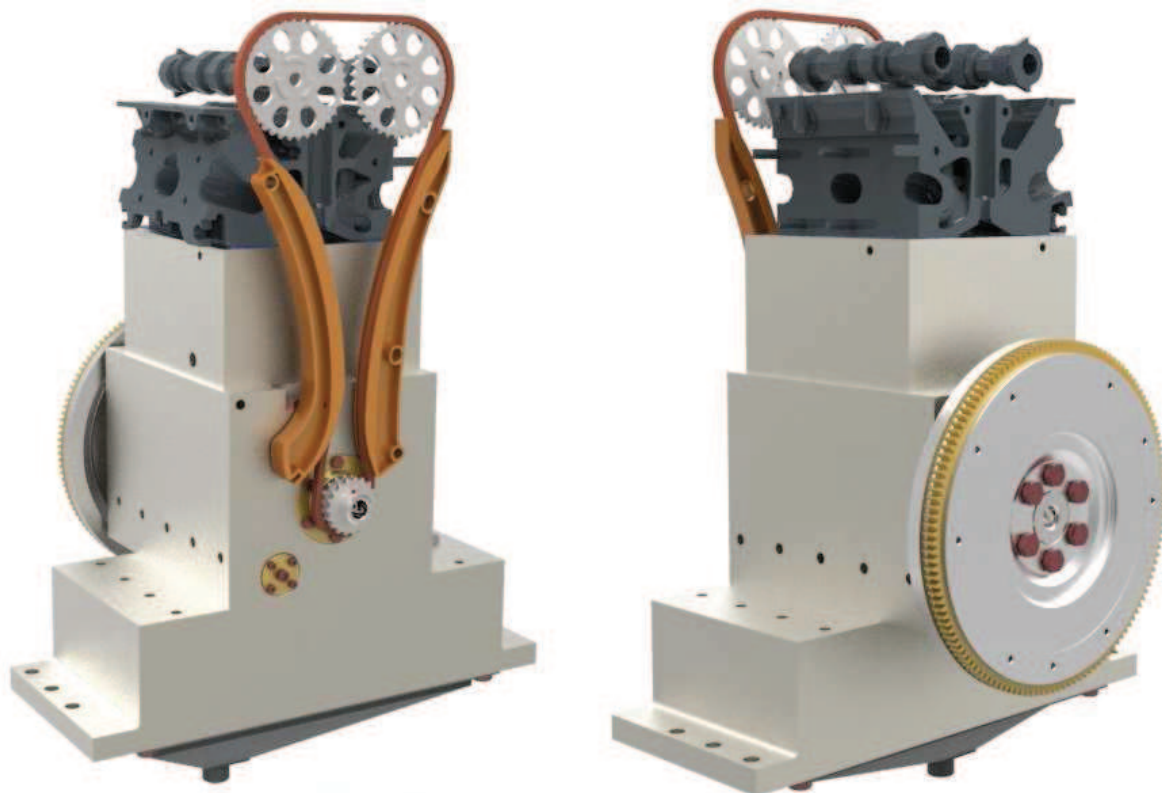
### 4.1 POSTUP NÁVRHU

Konstrukce celého motoru byla rozdělena do několika částí. Postupovalo se směrem od hlavy motoru dolů. Navrhovaný motor je rozdělen do tří základních celků:

- plovoucí válec s blokem rozděleným na dvě části

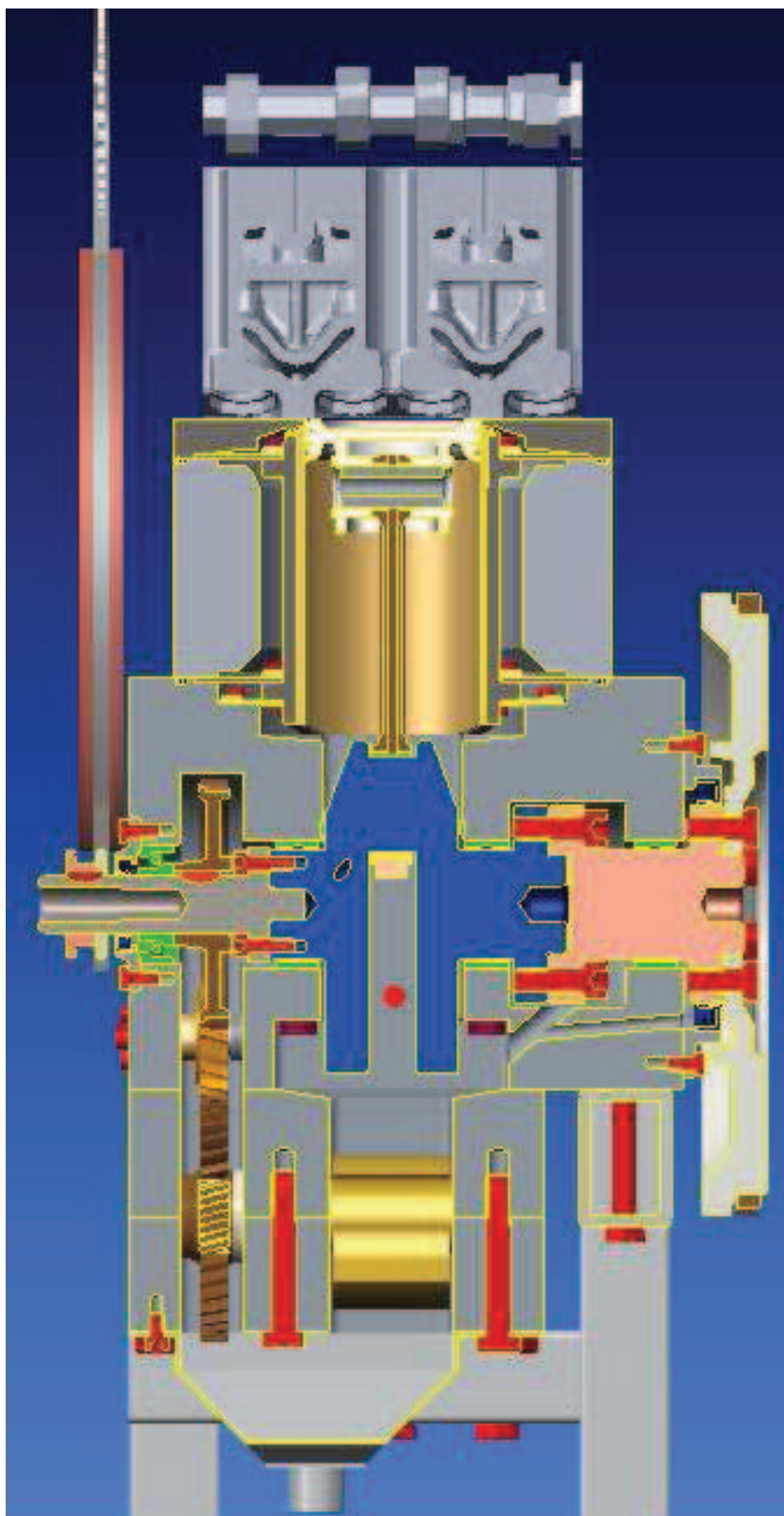


- klikový hřídel s blokem děleným v ose hřídele
- vyvažovací mechanismus s blokem děleným v ose hřídelů



*Obr. 17. Navrhovaný zkušební jednoválcový motor*

Každý z těchto celků obsahuje další podsestavy a také díly související s celým motorem. Pro zkušební motor byl navržen i stojan včetně uchycení do základní desky s dynamometrem. Je nutné říct, že 3D návrh neobsahuje díly příslušenství motoru jako je čerpadlo oleje a chladicí kapaliny, alternátor, prvky elektronického a zapalovacího systému. Stejně tak prvky olejového a chladicího systému. Rozvod kapalin se předpokládá externě umístěnými čerpadly s reservuáry. Podle potřeb mohou být tyto systémy navrženy tak, aby bylo možné přesně regulovat teploty provozních kapalin. Také zdroj stejnosměrného napětí může být použit zcela jiný. V návrhu je dost prostoru pro umístění některých zařízení v blízkosti motoru např. na stojan. Model dále neobsahuje soustavy spojené s hlavou jako např. palivový systém a kompletní sání a výfuk. Dále si podrobněji popíšeme jednotlivé celky navrženého motoru.



*Obr. 18: Řez kompletním motorem*



## 4.2 SESTAVA PLOVOUCÍHO VÁLEC

Konstrukce plovoucího válce je stěžejním bodem této práce, protože s jeho pomocí je umožněno snímání tření mezi válcem a pístní skupinou. Při návrhu bylo nutné vyřešit dva hlavní úkoly:

- uchycení válce
- těsnění pohybujícího se válce

Plovoucí válec je navíc vybaven vyměnitelnou vložkou. Tím je rozšířena paleta variant měření což vylepšuje funkčnost motoru. Plovoucí válec má blízko vrcholu a spodku dvě větší osazení pro připojení uchycení. Ve spod válce je kruhové vybrání pro zvětšení mezery mezi válcem a rotujícím protizávažím klikového hřídele. Jiná 4 vybrání jsou na vrchním osazení, v těchto místech vedou šrouby z hlavy. Volné díry slouží pouze pro průchod chladicí kapaliny.

### 4.2.1 UCHYCENÍ PLOVOUCÍHO VÁLCE

Uchycení válce a celá zástavba bloku musí být řešena odlišně, než-li konvenční motory. Protože válec kopíruje pohyb pístu, musí být umožněn jeho axiální pohyb, aby bylo možno měřit tření deformačními členy umístěnými na úchytech. Zároveň by měl válec vykazovat minimální pohyb ve směru kolmém na osu válce. Základní požadavky na uchycení tedy jsou:

- pružné uložení v axiálním směru válce
- relativně tuhé uložení v normálovém směru osy válce

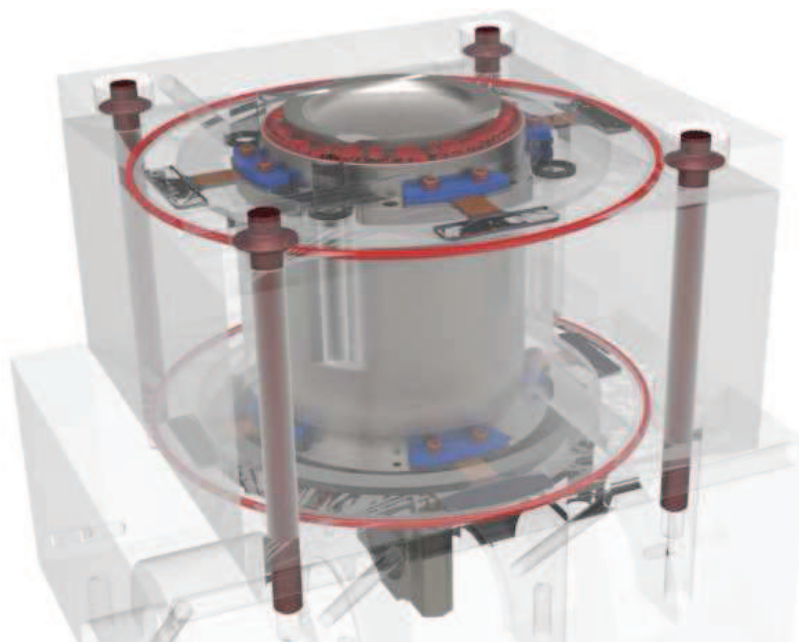


*Obr. 19: Plovoucí válec s uchycením*

Pružné uchycení umožňuje však jen velmi malé pohyby, což je také žádoucí. Čím je amplituda kmitání válce větší, tím je více problematické utěsnění takového válce. Tenzometry navíc dokáží detekovat i velmi malé deformace.



Uchycení válce je realizováno pomocí tenkých plechů umístěných po odvodu ve vrchní a spodní části válce. První varianta návrhu byla použití dvou prstenců z tenkého plechu, ovšem MKP analýza poukázala na relativně velkou tuhost v axiálním směru pro potřeby snímání tření. Jiná varianta byla realizována formou mezikruží z plechu, kde byly udělány průřezy pro snížení tuhosti. Tato varianta může být vypálena z jednoho kusu plechu. Pro další analýzy jsem zvolil 8 samostatných "pacek" (4 ve vrchní a 4 v dolní části plovoucího válce), které byly zkoušeny v různých tvarech, délkách a tloušťkách. Výhodou samostatného uchycení každé packy je možnost přesného ustavení do drážek bloku při montáži. Také uchycení pacek na válec a do bloku bylo řešeno v několika variantách. V raných fázích návrhu byly packy uchyceny na válec do přesné drážky a upevněny šrouby. V průběhu prací byla taková drážka vyhodnocena jako komplikace pro výrobu a tím i vyšší cenou obrobku. Finální návrh uchycení je zobrazen na *obr. 19*. Packy jsou všechny stejné, jejich tloušťka je  $1,5\text{mm}$  a šířka nejužšího místa je  $10\text{mm}$ . Packy jsou umístěny mezi osazení válce a podložky, stažené dvěma šrouby M5x12 - DIN912. Voleny jsou právě šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem pro omezený prostor. Čím je totiž osazení větší tím více roste cena jak polotovaru, tak za výrobu.



*Obr. 20: Plovoucí válec v bloku*

## NAPĚTOVĚ-DEFORMAČNÍ ANALÝZA

Pro výpočty byl zvolen počítačový program ANSYS, pracující s metodou konečných prvků. Nejprve bylo potřeba načíst geometrii vytvořenou v programu ProEngineer. Geometrie plovoucího válce i s uchycením byla uložena v univerzálním formátu STEP a poté importována do MKP programu. Dalším krokem je přiřazení materiálu jednotlivým dílům. Z materiálové knihovny byla zvolena konstrukční ocel o následujících parametrech:

*Tab. 2: Vlastnosti zadaného materiálu*

|                         |        |                      |
|-------------------------|--------|----------------------|
| Hustota                 | 7850   | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Youngův modul pružnosti | 210000 | [MPa]                |



|                  |     |     |
|------------------|-----|-----|
| Poissonovo číslo | 0,3 | [-] |
|------------------|-----|-----|

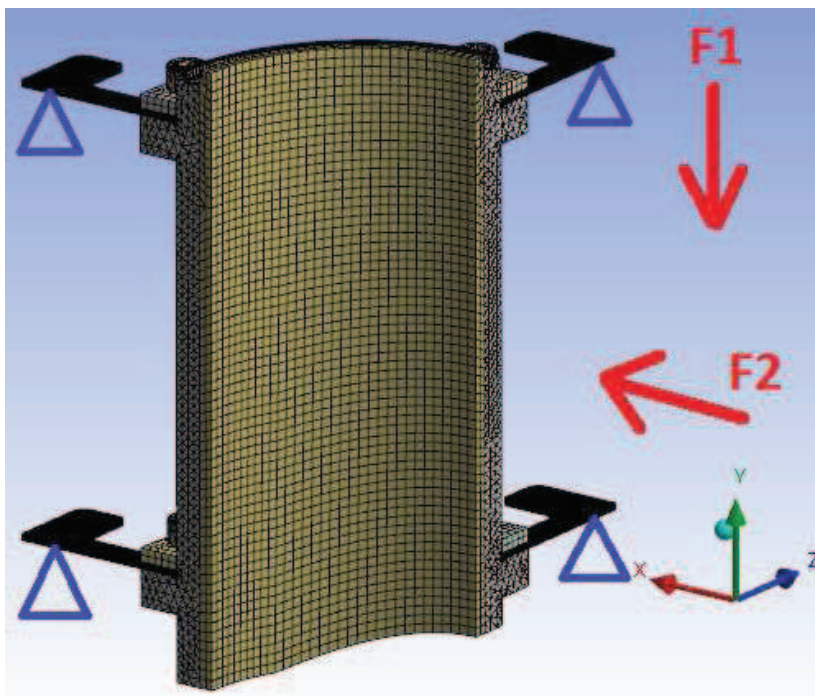
Postupně bylo provedeno několik analýz pro zjištění deformace a napjatosti navrženého uchycení plovoucího válce. Struktura programu pro výpočet napětí a deformace je dělena na 3 základní celky:

1. Pre-processor (definování vazeb, zatížení a výpočetní sítě)
2. Solver (samotné řešení programu)
3. Post-processor (vykreslení požadovaných veličin a hodnot)

Protože se jedná o rotačně symetrické těleso, pro výpočty byl použit čtvrtinový model, čímž byl snížen počet elementů a tedy výpočetní čas.

### **Statická strukturální analýza**

V pre-processoru je nutné zadefinovat veškeré vazby mezi jednotlivými díly, vazby k základnímu tělesu a zatížení působící na sestavu. Velice důležité je vytvoření kvalitní výpočetní sítě (*obr. 21*). Byla použita metoda automatické tvorby sítě, kdy program sám hledá nejvhodnější použitelnou metodu podle geometrie součástí. Pokud to lze, je využita metoda "Sweep", jejíž prvky tvoří krychle (na *obr. 21* vnitřní vložka, podložky, packy). Výpočet s těmito prvky probíhá rychleji. Zbylé díly jsou vysítovány prvky ve tvaru jehlanu. Dalším parametrem sítě je velikost elementů. Protože hledáme hodnoty napětí a deformace uchycení válce, byla pro tyto díly zvolena jemná síť o velikost elementu  $0,5\text{mm}$ . Pro zbylé díly byly zvoleny velikosti elementů  $2\text{mm}$ .



*Obr. 21: Výpočetní síť se znázorněním zátěžných sil a vazeb*

Všechny díly byly mezi sebou spojeny vazbou "Bonded", což znamená pevné spojení. Celá sestava je pak zavazbena podobně jako při uložení v bloku. Konce pacek (spodní plocha a



boční stěny) jsou zavazbeny podporami ("Frictionless support"). Podpora spodní plochy kopíruje kružnici, tak jako je tomu při uložení v bloku.

Aplikované zátěžné síly jsou také naznačeny v *obr. 21*. Pro napodobení zátěžných účinků od třecích sil byla zavedena síla (případně tlak) působící v záporném směru osy  $Y$  (síla  $F_1$ ). V tomto směru se očekává její největší hodnota a to konkrétně při expanzním zdvihu, kdy působí tlaky od spalování směsi. Maximální hodnota síly  $F_1$  byla vedoucím práce stanovena na  $200N$ . Dimenzování uchycení na tuto sílu by mělo být dostatečné, neboť dostupné analýzy a měření jednoválcových motorů (viz. Experimentální měření mechanických ztrát) ukazují na maximální síly v rozmezí  $100 - 200N$ . Navíc v tomto případě jde o zážehový atmosférický motor, takže výsledné třecí síly budou blíže spíše spodní hranici tohoto rozmezí. Protože pro výpočty byl použit čtvrtinový model, zadaná síla v záporném směru osy  $Y$  je pouze  $50N$ . Spolu se silou  $F_1$  působící v axiálním směru byla aplikována i síla  $F_2$  působící v kladném směru osy  $X$  a simulující účinky normálové síly vznikající odklonem ojnice od osy válce. Tato síla však nebyla blíže specifikována a ani její výpočet nebyl možný, neboť nebyly známy průběhy tlaků ve válci. Vycházel jsem proto z diplomové práce [10], kde je využita stejná válcová jednotka ovšem s přeplňováním. Maximální hodnota normálové síly takového motoru byla vypočítána okolo  $4kN$ . Protože v této práci je použit motor nepřepřňovaný, normálová síla bude nepochybně menší. Její hodnota pro výpočty byla stanovena na  $3kN$ . Aplikována byla jako liniové zatížení uvnitř válcového prostoru s působením v kladném směru osy  $X$ . Shrnutí zatěžujících účinků na sestavu plovoucího válce je následující:

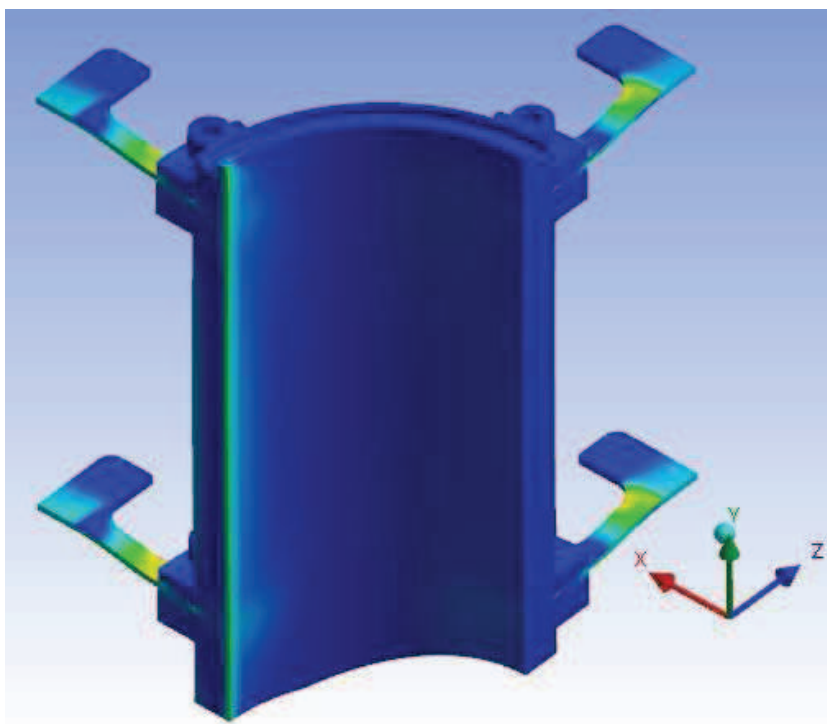
- síla  $F_1=50N$  působící v záporném směru osy  $Y$
- síla  $F_2=3000N$  působící v kladném směru osy  $X$

Po zadání všech těchto vstupů do pre-processoru, můžeme spustit výpočet. Výsledky napěťové analýzy jsou na obrázcích níže. Redukované napětí je v post-processoru vyjádřeno pomocí hypotézy HMM (von Mises stress), definované jako:

$$\sigma_{red} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \text{ [MPa]} \quad (10)$$

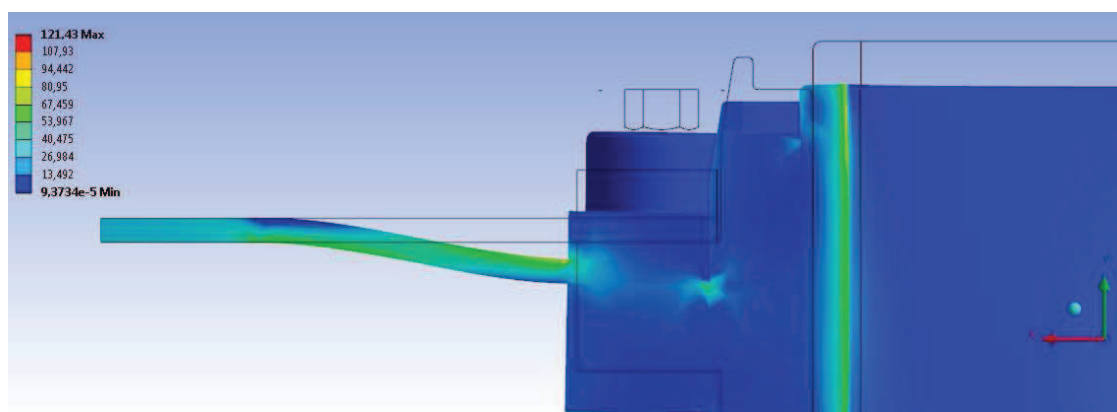
kde  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  = hlavní napětí [MPa]

Pro názornost je deformace zvětšena v měřítku 100:1.



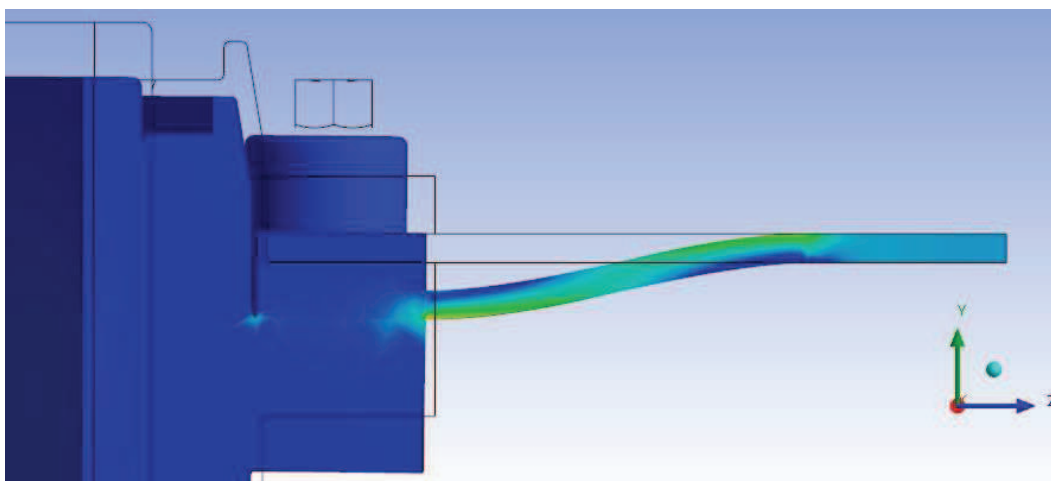
Obr. 22: Napěťová analýza plovoucího válce

Na obr. 23 a 24 jsou vidět i kontury nedeformovaného tvaru modelu. Maximální napětí o hodnotě  $121\text{MPa}$  vyvolané společným působením sil  $F_1$  a  $F_2$  se nachází na packách umístěných ve směru osy  $X$  a to konkrétně v oblasti rádiusu přechodu do koncovky packy (obr. 25).

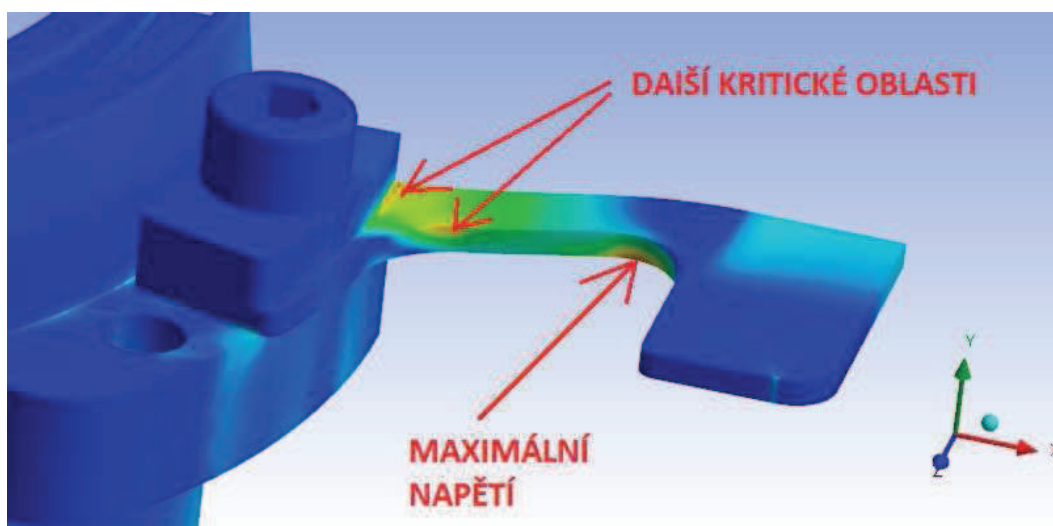


Obr. 23: Detail řezu packy umístěné ve směru osy  $X$  (směr působení normálové síly  $F_2$ )

Podobné hodnoty napětí jsou i na dalších dvou místech. Výsledky souhlasí s předpokladem současného namáhání na tlak (vzpěr) v rovině symetrie packy při jejím ohybu. Ve směru osy  $Z$  je situace téměř stejná, ovšem vyšší hodnoty napětí působí na opačných stranách packy.

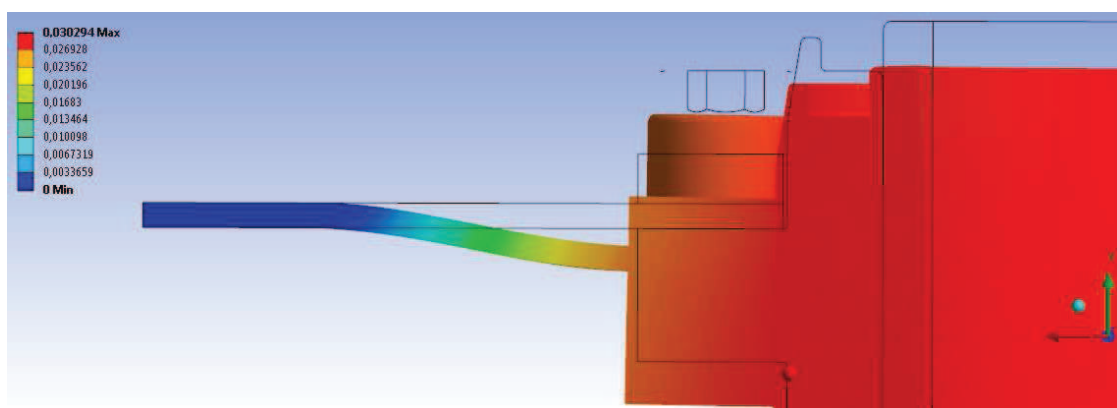


Obr. 24: Detail řezu packy umístěné ve směru osy Z



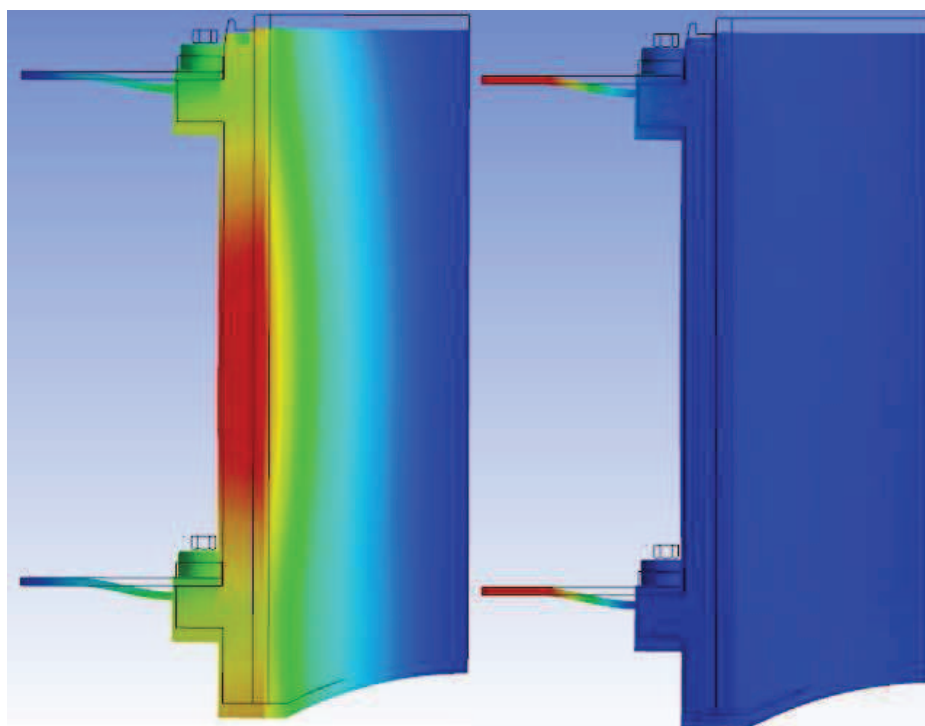
Obr. 25: Pohled na kritická místa s nejvyšším napětím

Barevně viditelné napětí uvnitř válce je způsobeno působením liniové normálové síly, která však v realitě nepůsobí takto na přímce, ale je rozprostřena na tlak od pístní skupiny. Také její maximální hodnota  $3kN$  nepůsobí po celé délce vložky válce (jak je to na obr. 22), ale klesá v průběhu expanzního zdvihu. Ve zbytku pracovního oběhu osciluje kolem hodnoty  $\pm 1kN$  [10]. Simulaci to ale nijak negativně neovlivní. Celková deformace uchycení je vidět na obr. 26. Jak je na první pohled zřejmé plovoucí válec je nejvíce zdeformován v záporném směru osy Y, tak jak bylo při návrhu požadováno.



Obr. 26: Celková deformace plovoucího válce

Maximální hodnota posuvy při současném zatížení od síly  $F_1$  a  $F_2$  je  $0,03mm$ . Pokud vyjádříme posuv v jednotlivých směrech (osa X a Y), zjistíme, že posuv v záporném směru osy Y je  $0,0297mm$ . Na obr. 27 vpravo je tento posuv vyznačen opačnými barvami než-li je obvyklé, neboť posuv probíhá v záporném směru. Ve směru osy X je největší hodnota posuvu rovna  $0,012mm$ .

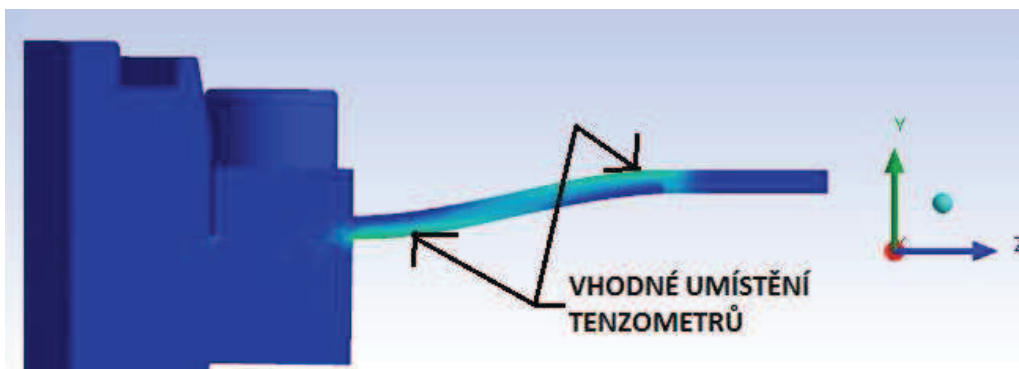


Obr. 27: Vlevo - posuv ve směru osy X, vpravo - posuv ve směru osy Y

Tato hodnota se však nachází uprostřed plovoucího válce kde, jak již bylo řečeno, nepůsobí tak velká normálová síla, která byla zjednodušeně zadána pomocí liniového zatížení. Proto reálně zde bude posuv menší. Přesto zde bude posuv největší, protože se jedná o místo bez podpory, které leží mezi rovinami, kde se nachází uchycení plovoucího válce. To však není pro tuto simulaci až tak důležité. Zajímavějším místem je oblast pakek. Zde je posuv ve směru



osy X v rozmezí od  $0,0025$  do  $0,005\text{mm}$ , což je v porovnání s posuvem v ose Y mnohem menší hodnota. Co nejmenší hodnota deformace v ose X je žádoucí, neboť tenzometry umístěné na packách budou méně ovlivněny normálovou silou působící od klikového mechanismu. Jejich primárním úkolem je snímat deformaci v ose Y s minimálním rušením. Podle tvaru deformace a znalosti míst s největším napětím lze také usuzovat na umístění tenzometrů (obr. 28). Vhodné je použití dvou snímačů, vždy po jednom na každé straně packy, které jsou vůči sobě přesazeny a zapojeny do můstku.



Obr. 28: Návrh umístění tenzometrů

### Modální analýza

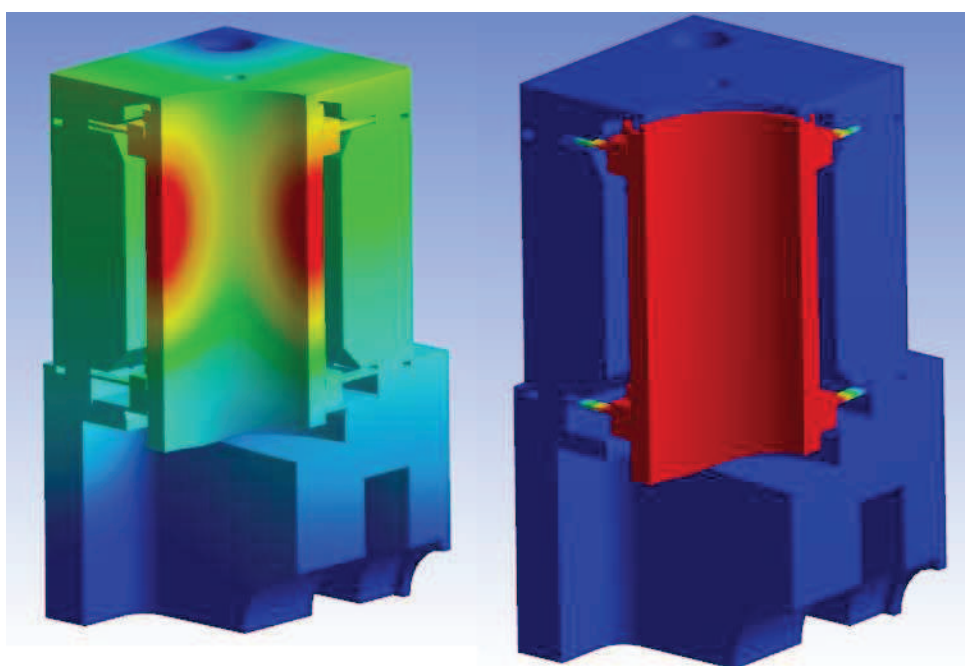
Cílem modální analýzy je stanovení vlastních frekvencí soustavy plovoucího válce. Tímto výpočtem (s pomocí počítačového programu) lze ověřit, zda-li nedojde k rezonanci vlastních kmitů tělesa s provozními frekvencemi motoru. Pokud totiž dojde k rezonanci na určité frekvenci, kmitání a tedy i výchylky značně vzrostou, což může i v krátkém časovém úseku součást a také celý motor nenávratně zničit.

Výpočet pracovní frekvence plovoucího válce je relativně jednoduchý, při zavedení zjednodušujících předpokladů. Předpokládaný pohyb plovoucího válce berme jako harmonickou funkci sinus reprezentující rychlost pístu a vzdáleně připomínající třecí sílu. Proto jako jednu periodu berme jednu otáčku klikového hřídele. Frekvence takového systému je vyjádřena vztahem:

$$f_{pl\_valec/ot} = 1 \text{ ot. min}^{-1} = 0,01667 \text{ ot. s}^{-1} = 0,01667 \text{ [Hz]} \quad (11)$$

Při maximálních otáčkách motoru (dle sériového motoru)  $5\,400 \text{ ot. min}^{-1}$  je pak pracovní frekvence plovoucího válce následující:

$$f_{pl\_valec\_MAX} = 0,01667 \cdot 5400 = 90,018 \text{ [Hz]} \quad (12)$$



Obr. 29: Deformace - 1. vlastní tvar:

vlevo - plovoucí válec v bloku s těsněním spalovacího prostoru a spodní membránou

vpravo - plovoucí válec v bloku bez těsnění

Vypočítané vlastní frekvence byly exportovány do tabulky (tab. 3). Analýza byla provedena pro 2 varianty:

1. plovoucí válec uchycen v bloku pomocí osmi pacek + nahoře i dole je válec přilepen těsněním k bloku válce
2. plovoucí válec uchycen pouze osmi packami (volný pohyb v axiálním směru)

Varianta č.1 může být však zavádějící, protože tuhost systému je ovlivněna i vazbou přes horní a dolní těsnění. Nejsou však známy přesné materiálové charakteristiky obou těsnění a tedy hodnoty vlastních frekvencí je nutno brát se značnou rezervou. Na druhou stranu je možné říci, že vazba přes těsnění posouvá vlastní frekvence do mnohem vyšších kmitočtů a tedy kritické otáčky dále od otáčkového spektra motoru.

Tab. 3: Vypočítané vlastní frekvence

| Válec spojen s blokem včetně těsnění |                        | Válec spojen s blokem bez těsnění |                        |
|--------------------------------------|------------------------|-----------------------------------|------------------------|
| Řád                                  | Vlastní frekvence [Hz] | Řád                               | Vlastní frekvence [Hz] |
| 1.                                   | 4497,2                 | 1.                                | 268,26                 |
| 2.                                   | 4559,8                 | 2.                                | 4196,5                 |
| 3.                                   | 6075,4                 | 3.                                | 5017,3                 |
| 4.                                   | 6163,8                 | 4.                                | 5520,5                 |
| 5.                                   | 6926,5                 | 5.                                | 5598,6                 |
| 6.                                   | 9533,6                 | 6.                                | 7202,8                 |



Hodnota frekvence  $268\text{Hz}$ , která se zásadně liší od ostatních, je 1. vlastní frekvencí plovoucího válce uvažovaného bez vazby přes těsnění. Způsobená deformace plovoucího válce je opět pouze ve směru osy Y (*obr. 29*). Posuv však dosahuje vysoké hodnoty  $38\text{mm}$ . Zmíněná frekvence odpovídá otáčkám  $16\,095\text{ ot.min}^{-1}$ , což je daleko za možnosti uvažovaného motoru. Proto také nemá význam zabývat se ostatními frekvencemi, které jsou o řád vyšší.

### Harmonická analýza

Je zde provedena jako doplňková analýza, která využívá prvky obou výše provedených analýz. Model byl použit stejný jako v modální analýze (plovoucí válec uchycen v bloku). Principem je zatížení modelu periodicky se opakující harmonickou funkcí v zadaném spektru frekvencí. Jak bylo zjištěno rovnicí (11), maximální pracovní frekvence sestavy plovoucího válce je zhruba  $90\text{Hz}$ . Dále bude pracováno se zaokrouhlenou hodnotou  $100\text{Hz}$ , což odpovídá otáčkám motoru  $6\,000\text{ ot.min}^{-1}$ . Plovoucí válec je zatížen silou  $F_1=200\text{N}$  působící ve směru osy Y a periodicky měnící svůj směr působení. Vstupy do pre-processoru jsou tedy síla  $F_1$  a frekvenční rozsah, ve kterém hledáme výsledky ( $0-100\text{Hz}$ ). Dále je možné volit počet kroků, ve kterých budou zobrazeny výsledky. Při reálném cyklu motoru působí takto přepokládaná síla pouze jednou za 4 doby ( $720^\circ$ ), v oblasti expanzního zdvihu. V ostatních zdvizích nedosahuje takových hodnot. V této analýze je aplikována periodická funkce sinus, ve které působí síla  $F_1$  vždy 2x během jedné otáčky klikového hřídele (pokaždé v opačném směru). Okamžitá výchylka takového systému je dána vztahem:

$$y = |y_m| \cdot \sin \omega t \text{ [mm]} \quad (13)$$

kde  $y$  = okamžitá výchylka systému [mm]

$|y_m|$  = maximální výchylka [mm]

$\omega$  = úhlová rychlost [ $\text{rad.s}^{-1}$ ]

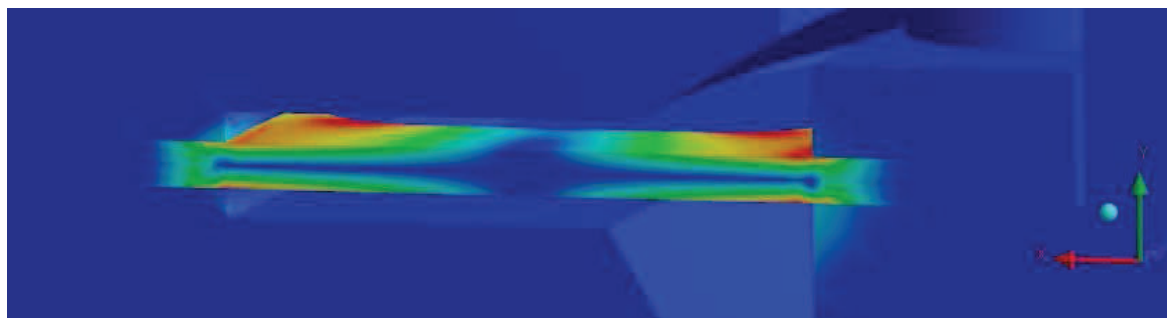
$t$  = čas [s]

Maximální výchylka  $y_m$  ve směru osy Y má hodnotu  $0,036\text{mm}$  při frekvenci  $100\text{Hz}$ . Na rozdíl od statické analýzy je zde aplikována pouze zátěžná síla  $F_1$  ve směru osy Y, vyvolávající kmity a deformace pouze v této ose. Hodnoty výchylek při ostatních zkoumaných frekvencích jsou velmi podobné (*tab. 4*). Buzení zadaným frekvenčním rozsahem mírně zvyšuje maximální výchylku (oproti statické analýze).

Tab. 4: Závislost maximální výchylky a redukováného napětí na frekvenci buzení

| Bod | Frekvence buzení [Hz] | Maximální výchylka [mm] | Maximální redukované napětí [MPa] |
|-----|-----------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| 1   | 25                    | 0,031                   | 48,203                            |
| 2   | 50                    | 0,032                   | 49,762                            |
| 3   | 75                    | 0,034                   | 52,599                            |
| 4   | 100                   | 0,036                   | 57,159                            |

Podle zjištěných hodnot výchylek lze vyvodit závěr, že frekvence v zadaném rozsahu  $0-100\text{Hz}$  neovlivňuje výchylku nijak zásadně.



Obr. 30: Průběh redukovaného napětí v uchycení plovoucího válce při harmonickém kmitání

Nejvyšší redukované napětí se objevuje při maximální výchylce a jeho hodnota je  $57 \text{ MPa}$ . Pokud srovnáme výsledek s výsledky statické analýzy, je tato hodnota nižší. To je očekávatelné, neboť zde byla zanedbána normálová síla  $F_2$ . Na obr. 30 je možné vidět detail deformované packy (deformace zvětšena 20:1) s průběhem výsledného redukovaného napětí. Nejvyšší hodnoty napětí se objevují v místech největšího ohybu packy, tedy při uchycení do bloku a na plovoucí válec.

#### 4.2.2 TĚSNĚNÍ PLOVOUCÍHO VÁLCE

Protože plovoucí válec může konat velmi malý, zejména axiální, pohyb, je nutné navrhnout speciální těsnění. Těsnění navrženého plovoucího válce je možné rozdělit na 2 části:

1. těsnění spalovacího prostoru (horní)
2. těsnění chladicího okruhu (spodní)

##### TĚSNĚNÍ SPALOVACÍHO PROSTORU

Jde asi o nejkritičtější místo celé konstrukce. Na těsnění v tomto místě jsou kladeny velmi vysoké nároky, a proto je obtížné nalézt vhodný typ těsnění. Požadavky, které musí těsnění splňovat jsou následující:

- elasticita materiálu
- vysoká teplotní odolnost
- odolnost proti chemickým látkám (oleje, ropné produkty, ...)
- lícování se spalovacím prostorem

Elasticita materiálu - je žádoucí, aby těsnění bylo pružné, protože plovoucí válec se mírně pohybuje. Čím více pružné těsnění, tím menší odpor pohybu válce. Vzhledem k náročným požadavkům na materiál je však volba vždy o určitém kompromisu.

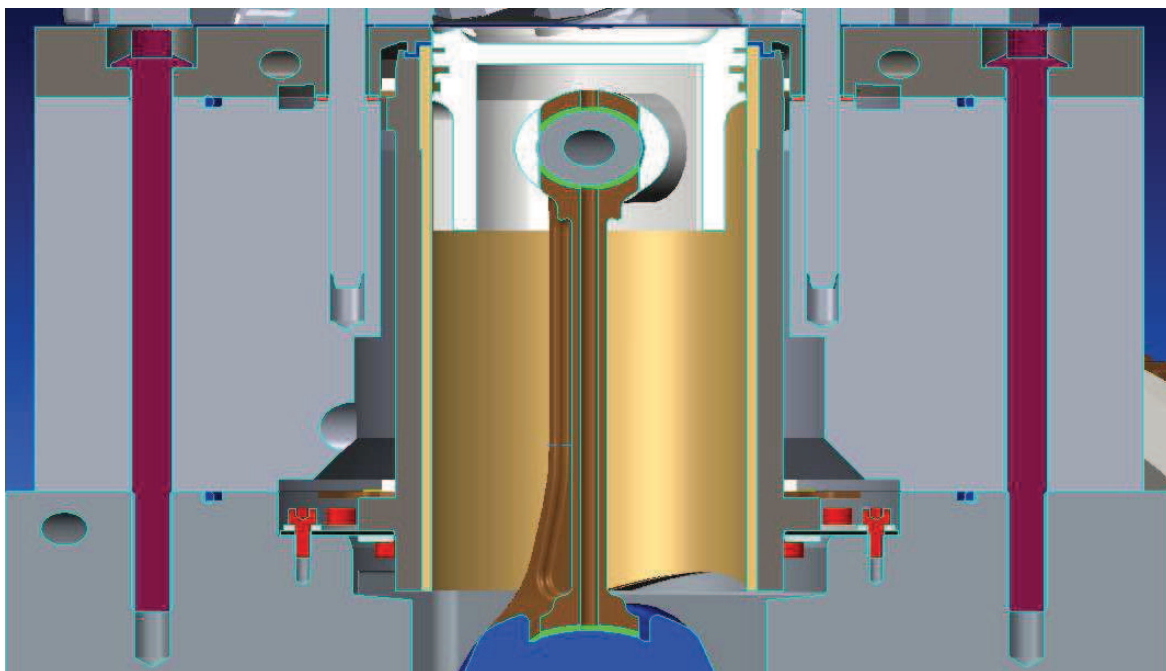
Teplotní odolnost - musí být vysoká, protože těsnění leží v teplotně namáhané oblasti. Je také v kontaktu se spalovacím prostorem, kde jsou teploty průměrně v řádu stovek  $^{\circ}\text{C}$ .

Chemická odolnost - proti agresivním látkám jako je benzín, různé ropné produkty vznikající při spalování, oleje, chladicí kapalina, atd.

Lícování - s válcovým spalovacím prostorem musí být co nejpřesnější. Pokud by totiž těsnění bylo vzdáleno od spalovacího prostoru, vznikne drážka narušující spalovací prostor, do které



vnikne tlak vyvolaný spalováním. Tento tlak působící i na velmi malé ploše (mezikruží) vnese do měření třecích sil značnou nepřesnost.



*Obr. 31: Řez blokem rovinou otočenou o 45°*

Od prvních úvah je snahou použít dostupné těsnění, které splní extrémní požadavky na něj kladené. Z hlediska pružnosti jsou vhodná polymerní těsnění s různými příměsmi, které zvyšují odolnost. Z hlediska chemické a zejména teplotní odolnosti jsou vhodnější jiné materiály jako některé železné i neželezné kovy, kompozity, atd., což jsou většinou materiály méně pružné. Protože navržených variant těsnění a jeho uložení bylo několik, ukážeme si některé z nich.

#### **A. Těsnění O-kroužkem**

Tato varianta byla navržena jako první, neboť v článku [3] je zmiňováno těsnění O-kroužkem. Byla nutná analýza dostupných kroužků a dalších typů těsnění. Ukázalo se, že hlavním kritériem je materiál a právě jeho maximální provozní teplota.

Elastické polymery - jsou měkké a mají schopnost se po stlačení vrátit do původního stavu (v ideálním případě). Nejodolnější nalezený materiál jsou perfluoroelastomery (FFKM). Jedná se o terpolymer (polymer složený ze tří monomerů), kde všechny atomy vodíku jsou nahrazeny atomy fluóru, který dramaticky zvyšuje teplotní a chemickou odolnost [12]. O-kroužky z tohoto materiálu jako např.:

- Kalrez® 7075UP od firmy DuPont [11]
- Isolast J8325 od firmy Trelleborg [12]

dokáží konstantně pracovat při teplotách až +327°C, krátkodobě i více. Materiály byly vyvinuty pro aplikace ve velmi náročných podmínkách, proto jsou chemicky odolné proti mnoha skupinám prvků. Relativně nízký "compression set" pozitivně působí na těsnící

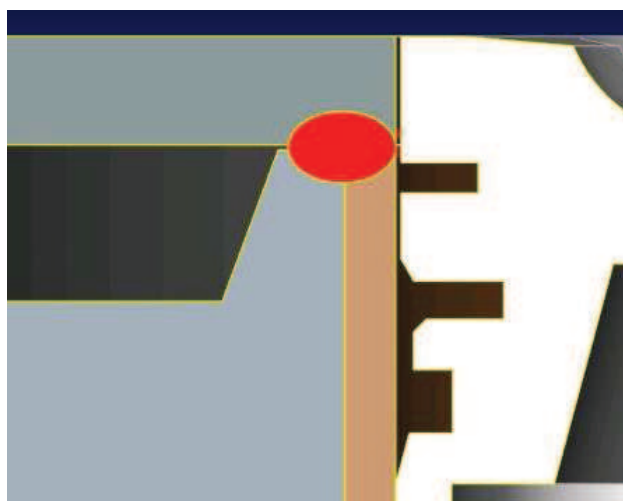


schopnost a životnost kroužku. Nevýhodou je objemové bobtnání přes 25% za provozu při vysokých teplotách.

Tab. 5: Porovnání vlastností FFKM O-kroužků

|                           | Karlez 7075 | Isolast J8325 |           | Norma                |
|---------------------------|-------------|---------------|-----------|----------------------|
| Max. teplota              | 327         | 325           | [°C]      | DuPont test / BS 903 |
| "Compression set"         | 15          | 19            | [%]       | ASTM D395 / D1414    |
| Tvrdost                   | 75±5        | 75±5          | [Shore A] | ASTM D2240           |
| Pevnost v tahu            | 17,9        | 20            | [Mpa]     | ASTM D412            |
| Prodloužení při přetržení | 160         | 192           | [%]       | ASTM D412            |

Kromě O-kroužků nejsou dostupné žádné jiné typy těsnění. z těchto odolných materiálů. K dostání jsou pouze pláty, ze kterých by bylo možné vyřezat požadovaný tvar a vytvořit např. ploché těsnění. Pro speciální konstrukce je možná výroba požadovaného tvaru na zakázku.



Obr. 32: Těsnění spalovacího prostoru O-kroužkem

Kovové O-kroužky [13] - jsou zhotoveny z tenkého plechu nerezavějící oceli s tloušťkou stěny v řádech desetin milimetru. V této řadě kroužků existuje několik variant:

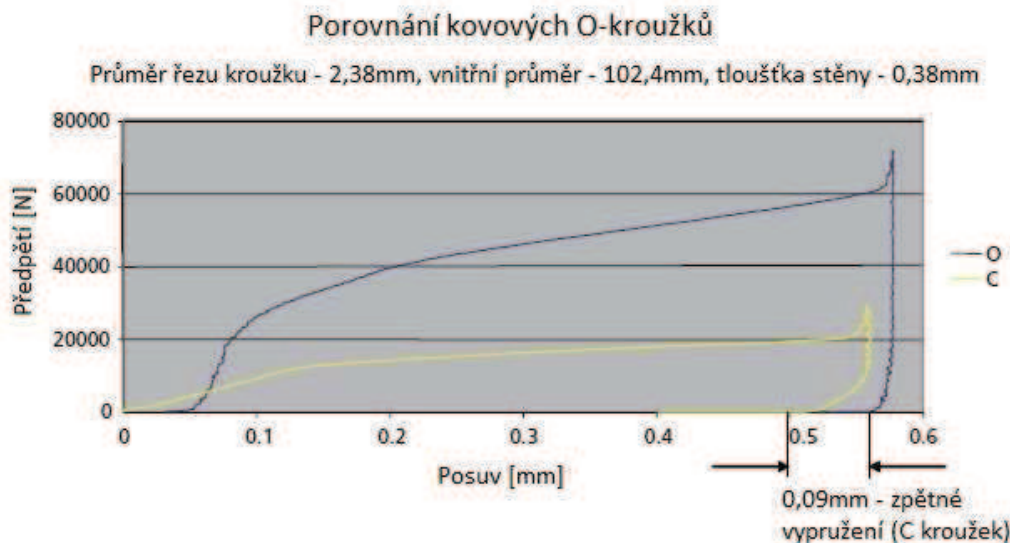
- duté (s vnitřním přetlakem i bez)
- duté s dírou (rozpínané vnitřním či vnějším provozním tlakem)
- C-tvar (pro vnitřní i vnější provozní tlak)

Protože jsou kroužky z tenké oceli, která může být navíc povlakována pro zvýšení mechanické, chemické a těsnicí odolnosti, dokáží pracovat i při teplotách 850°C. Odolávají také velmi vysokému tlaku (až 1 000MPa). Tyto kroužky jsou schopny i jistého odpružení a to zejména C-tvar (obr. 33).

Všemi vlastnostmi by kroužky vyhovovali pro potřeby těsnění spalovacího prostoru, mají však jednu velkou nevýhodu a to potřebu značné síly (řádově tisíce N) na jejich uložení a



předpětí. Pro navržené pružné uchycení plovoucího válce, které má snímat relativně malé třecí síly, nejsou však vhodné.



Obr. 33: Závislost zátěžné síly na pružnosti kroužku [13]

Složitým problémem při těsnění spalovacího prostoru pomocí O-kroužku je výroba velmi přesné drážky. Tradičně jsou drážky pro O-kroužky ve tvaru obdélníku či lichoběžníku. Zde takovýto tvar není vhodný, protože drážka bude vždy o něco odsazena od spalovacího prostoru a tím vznikne spára s plochou, na kterou bude působit tlak spalín. Navržené řešení (obr. 32) předpokládá velmi přesnou drážku ve tvaru elipsy (půl elipsy v každé polovině bloku), která po montáži a předpětí kroužku kopíruje jeho stlačený tvar. Drážka musí být také co nejblíže spalovacímu prostoru, aby O-kroužek po stlačení co nepřesněji lícovál s válcovým spalovacím prostorem (může být i mírně vytlačen do spalovacího prostoru). Těsnění je umístěno nad prvním pístním kroužkem tak, aby přes něj nemohl pístní kroužek přejíždět. Protože drážka musí být vyrobena do obou kusů bloku, je blok ve válce rozdělen na dvě části. Mezi větší blok a hlavu válce je vřazen "dekl", který přiklopí a uzavře blok, ale také zafixuje uchycení plovoucího válce a předepne kroužek na optimální stlačení. Není tedy nutná úprava hlavy. Spára mezi deklm a plovoucím válcem byla ponechána na hodnotě 0,2mm, protože čím by spára byla větší, tím by se zmenšovala opěrná plocha kroužku a kroužek by byl více vytlačován spalovacím tlakem. Uzavřený vnitřní prostor je naplněn obtékající chladicí kapalinou a je navržen tak, aby se chladicí kapalina dostala co nejblíže k O-kroužku a ochlazovala celou tepelně namáhanou oblast při vrcholu válce.

### B. Těsnění silikonem

Jako druhá a preferovanější varianta elastického těsnění plovoucího válce je zvoleno těsnění pomocí vytvrditelného silikonu. Největší výhodou je možnost navržení drážky rozličných tvarů, protože aplikace silikonu je v tekutém stavu. Poté dochází k vulkanizaci na vzduchu. Některé silikonové materiály vykazují pružnost i při zachování dobré odolnosti proti vysoké teplotě a chemickým vlivům. Vybrán byl jednosložkový acetoxy silikon *Loctite 5399* [14]. Má teplotní odolnost do +350°C a dobrou odolnost proti agresivním látkám. Vulkanizace a vytvrzení probíhá vzdušnou vlhkostí při pokojové teplotě. Doba vytvrzení závisí na tloušťce spáry

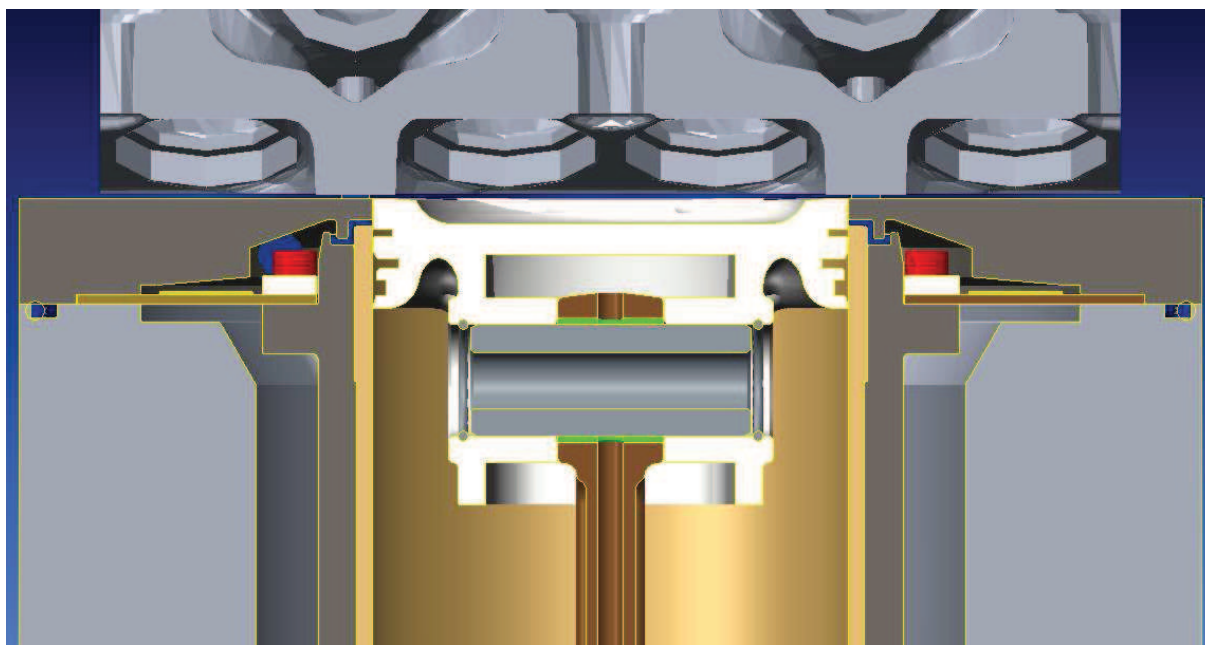


(výšce nanesené vrstvy) a času. Doporučená doba vytvrzování je 7 -14 dní. Vlastnosti vybraného silikonu jsou shrnuty v *tab. 6*:

*Tab. 6: Materiálové vlastnosti vytvrzeného silikonu*

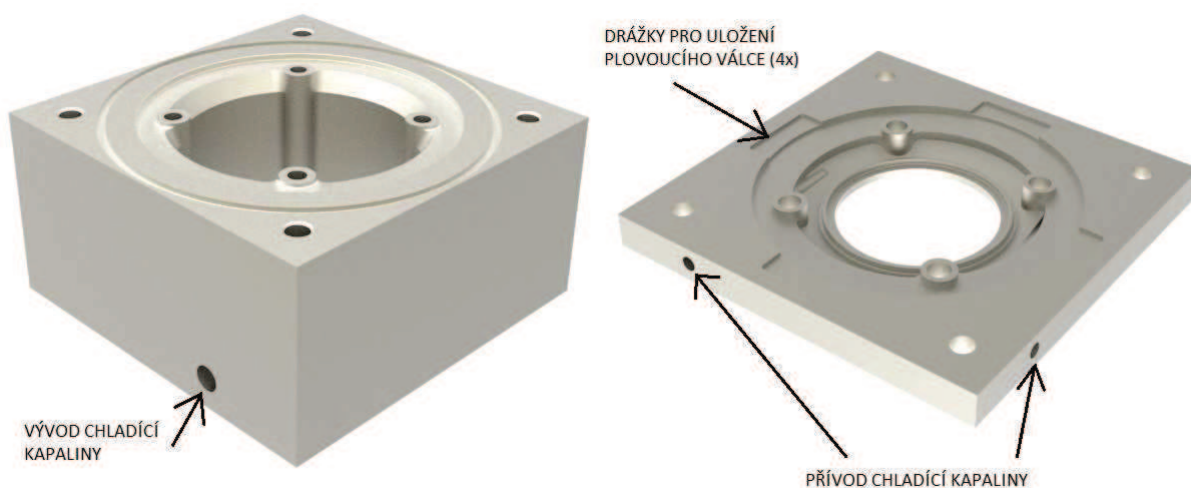
| Loctite 5399              |     |           |         |
|---------------------------|-----|-----------|---------|
| Max. teplota              | 350 | [°C]      | ISO 37  |
| Pevnost v tahu            | 3,3 | [MPa]     | ISO 37  |
| Modul pružnosti v tahu    | 0,8 | [MPa]     | ISO 37  |
| Tvrdost                   | 33  | [Shore A] | ISO 868 |
| Prodloužení při přetržení | 500 | [%]       | ISO 37  |

Tvar drážky je vidět na *obr. 3*, zatečený silikon v drážce reprezentuje na modelu modrý pás 1mm široký. Drážka je obrobena v plovoucím válci.



*Obr. 34: Detail vrchního uložení a těsnění plovoucího válce*

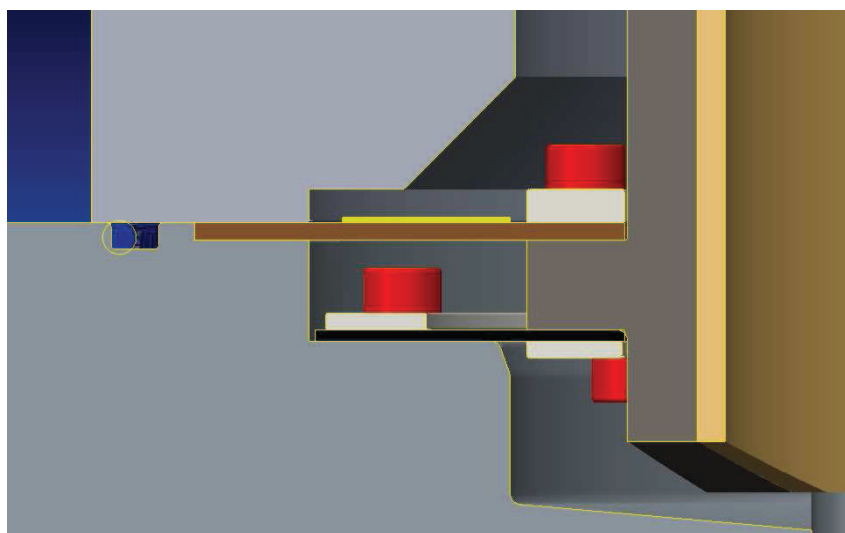
Při montáži se drážka naplní silikonem a blok se uzavře dekle (2. část bloku), který je jako v předchozím případě vřazen mezi hlavní blok a hlavu válce. Zbytek spáry se vyplní po instalaci deklu. Přebytkový silikon se setře po aplikaci případně ořízne po vytvrzení, tak aby těsnění dokonale lícovalo s válcovým spalovacím prostorem. Vnitřní prostor je opět vyplněn cirkulující chladicí kapalinou. Tvar deklu umožňuje chladicí kapalině dostat se co nejbližší k tepelně namáhané vrchní oblasti válce a těsnění. Chlazení je přiváděno do vrchní části válce třemi menšími otvory (ze tří stran deklu). Aby byl zajištěn dostatečný průtok, tak jsou otvory 3 (z přední strany motoru chybí, protože je zde rozvodový mechanismus). Kvůli omezeným konstrukčním rozměrům jsou menšího průměru. Přívod chladicí kapaliny do vrchní části válce má za úkol co nejvíce ochlazovat kritickou oblast kolem těsnění. Výtok kapaliny je již jedním větším otvorem ve spodní části bloku válce.



Obr. 35: Vlevo - blok válce, vpravo - dekl

### TĚSNĚNÍ CHLADÍČÍHO OKRUHU

Jako spodní těsnění chladící kapaliny je zvolena pryžová membrána. Jde o typ pružného těsnění, které nezpůsobuje výraznější ovlivnění měřených třecích sil. Membrána je navržena pouze jako mezikruží z pryžového plátu, který je přichycen k plovoucímu válci a do klikové skříně. Membrána je na obou stranách přichycena přes 12 šroubů M4x8 - DIN912. Mezi membránou a šrouby jsou pro lepší rozložení síly vřazeny prstencové podložky. Umístěním membrány až na spodní část plovoucího pístu vznikl velký prostor pro chladící kapalinu. Řekněme, že chlazení obtékající kapalinou není již potřebné ve spodní části válce, kde není tak velké teplotní namáhání, ovšem z hlediska jednoduchosti montáže a zejména smontovatelnosti je zvolena navržená varianta.



Obr. 36: Detail spodního těsnění chladícího okruhu



### 4.2.3 VYMĚNITELNÁ VLOŽKA

Pro větší využitelnost zkušebního motoru a možnosti provádět více typů měření, byl plovoucí válec navržen s vyměnitelnou vložkou. Sériový motor používá zalité vložky z šedé litiny. Vyměnitelná vložka může být vyrobena z různých materiálů a s různou povrchovou úpravou. Vložka je realizována jako trubka s tloušťkou stěny 3mm a s malým osazením blíže vršku válce, sloužící jako doraz. Montáž probíhá zalisováním se zaručeným přesahem (uložení H7/p6 případně r6), ale musí být také umožněno rozebrání za studena, tedy pouze lisovací silou. Aby nebylo potřeba lisovat trubku po celé délce válce a nedocházelo k nadměrné deformaci vložky válce, jsou lisovací plochy broušeny jen na dvou místech (po délce osazení a úsek na spodní části vložky). Pro dokonalý válcový tvar spalovacího prostoru je vhodné provádět finální úpravy (honování) až po zalisování vložky do válce.

## 4.3 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus slouží k přeměně vratného přímočarého pohybu, který koná píst, na rotační pohyb, který koná klikový hřídel, ze kterého odebíráme točivý moment pro pohon vozidla. Mechanismus se skládá z několika částí:

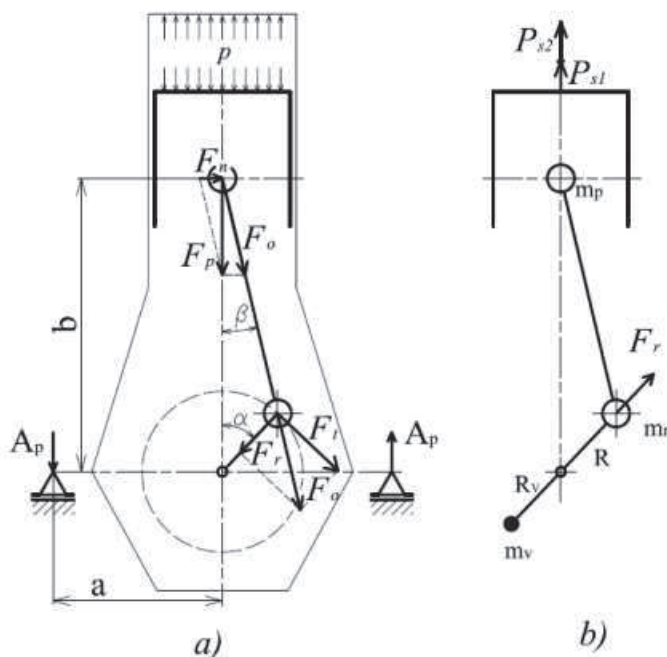
- pístní skupina
- ojnice
- klikový hřídel
- setrvačnick

V této kapitole jde zejména o konstrukční práci na úpravě sériového klikového hřídele pro použití na jednoválcovém zkušebním motoru. Pístní skupina, ojnice i setrvačnick budou použity ze sériového motoru. Zejména o pístní skupině bylo mnoho pojednáno v teoretické části na začátku práce. Jednoválcový motor vyžaduje také vyvážení setrvačných sil, což bude podrobněji rozebráno v kapitole 4.4.

### 4.3.1 SÍLOVÉ POMĚRY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Síly působící v klikovém mechanismu jsou znázorněny na *obr. 36*. Tlak spalin  $p$  vyvolá sílu  $F_p$  působící na píst. Proti ní působí setrvačná síla posuvných částí  $F_s$  ( $P_{s1}$  a  $P_{s2}$ ). Výsledná síla  $F_C$  je vektorovým součtem normálové síly  $F_N$  působící v kolmém směru na osu válce a síly  $F_O$  působící ve směru ojnice. Stejně velká síla  $F_O$  je přenášena ojnicním čepem. Zde se rozkládá na sílu tečnou k ojnicnímu čepu  $F_t$  způsobující točivý moment motoru a na sílu radiální  $F_r$  (setrvačná síla rotačních hmot)

Normálová síla  $F_N$  působící na rameni  $b$  vyvolává klopný moment. Ten je zachycen vhodným uložením motoru, které působí proti němu jako silová dvojice  $A_p$  na rameni  $a$ .



Obr. 37: Schéma klikového mechanismu [16]

a) silové vyjádření

b) setrvačné síly a redukované hmotnosti

#### 4.3.2 PARAMETRY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Hlavní rozměrové parametry klikového mechanismu nutné pro další výpočty jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7: Parametry klikového mechanismu

|                                  |           |             |        |
|----------------------------------|-----------|-------------|--------|
| Poloměr zalomení klikové hřídele | R         | 43,45       | [mm]   |
| Délka ojnice                     | l         | 138         | [mm]   |
| Klikový poměr                    | $\lambda$ | 0,315       | [-]    |
| Vrtání x zdvih                   |           | 76,5 x 86,9 | [ mm ] |

#### 4.3.3 STANOVENÍ REDUKOVANÝCH HMOTNOSTÍ

Pro výpočty a návrh vývažků je nutné stanovit redukované hmotnosti:

- rotačních částí  $m_r$  (velké oko ojnice + ložiskové pánve)
- posuvných částí  $m_p$  (pístní skupina + malé oko ojnice)

Hmotnost ojnice je tedy redukována do dvou hmotných bodů. Hodnoty, ze kterými bude pracováno, pocházejí také ze sériového motoru.

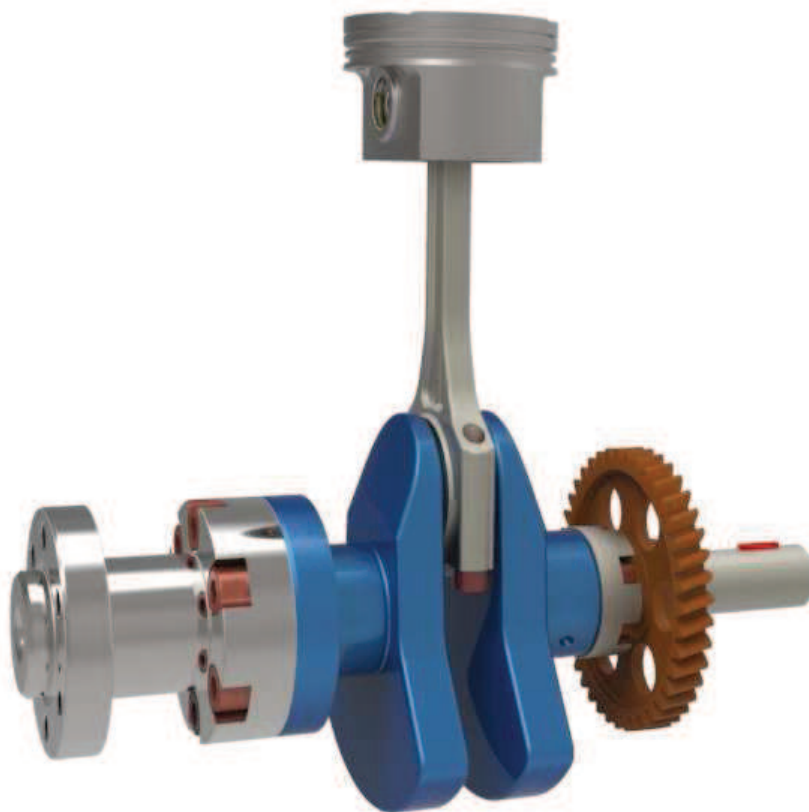
$m_r = 334\text{g}$  - z toho činí hmotnost velkého oka jako střední hodnota dodávaných ojníc  $312\text{g}$  a hmotnost ojnicových pánví  $2 \times 11\text{g} = 22\text{g}$



$m_p = 394\text{g}$  - z toho činí hmotnost kompletního pístu včetně kroužků, pístního čepu a pojistek 285g a hmotnost malého ojnicního oka 109g

#### 4.3.4 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Návrh vychází z klikového hřídele motoru Škoda 1,2 HTP, který má 4 hlavní čepy a 3 ojnicní čepy. Pro potřebu jednoválcového motoru musí být rozříznut a upraven. Ponecháno bylo jedno zalomení o to výhodnější část směrem od konce na setrvačnick. Říznutá část tedy obsahuje 2 hlavní čepy a 1 ojnicní čep. Protože blok válce je vlivem pružného uložení plovoucího válce rozměrově větší, přesahuje tak délku zkráceného klikového hřídele. Pro použití sériového setrvačnicku je nutné prodloužit hřídel. Ze strany řezu se plocha zarovná a opracuje pro připojení předního vývodového hřídele. Uprostřed je vytvořena středící díra pro vývodový hřídel. Aby bylo možné připojit vývodový hřídel je do klikového hřídele vyvrtáno 6 závitů M6 umístěných na průměru  $\varnothing 36\text{mm}$  po  $60^\circ$ . Díly na obou stranách jsou nesériové. Mohou být vyrobeny ideálně ze stejného materiálu jako je klikový hřídel, případně podobného.



Obr. 38: Klikový mechanismus

#### NÁBOJ SETRVAČNÍKU

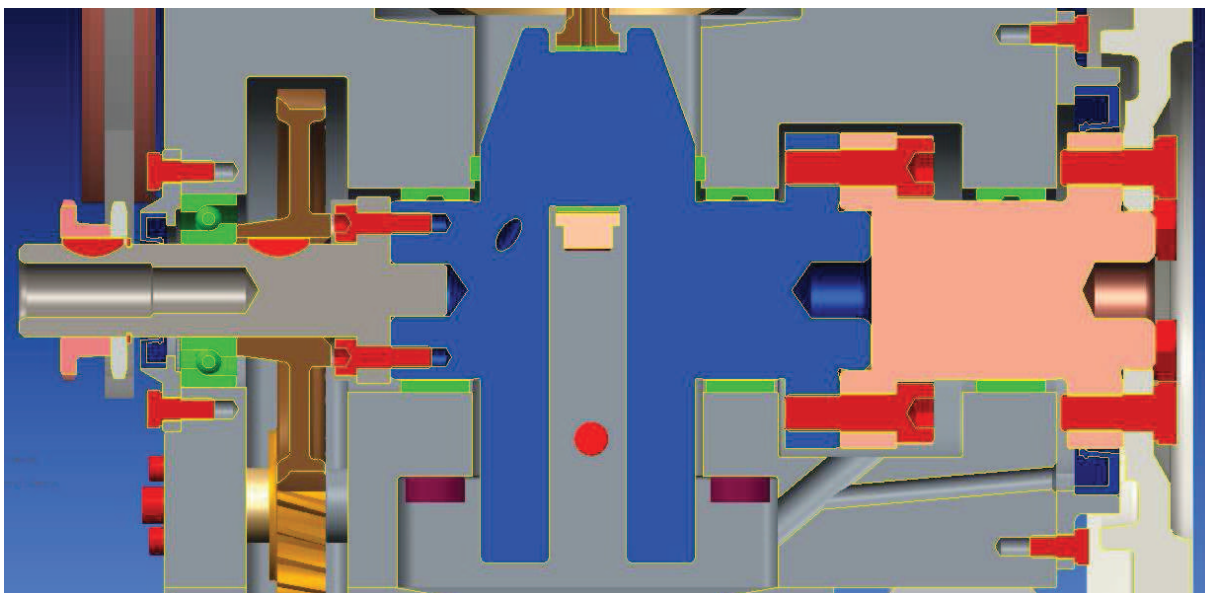
Vnější rozměry jsou  $\varnothing 85\text{mm}$  a délka 84,5mm. Oba konce jsou téměř stejné protože z jedné strany se náboj připojuje na konec klikového hřídele tak jako setrvačnick a na druhé straně je konec stejný jako konec klikového hřídele pro připojení setrvačnicku. Volný konec má pro připojení setrvačnicku 6 závitů M10 průchozích. Na druhé straně je to 6 průchozích děr pro šrouby M10x30 - DIN912. Ty spojují náboj s koncem klikového hřídele. Jsou použity šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem pro omezené konstrukční rozměry. Pro



smontovatelnost jsou na osazení výběhy pro zapuštění hlav šroubů. Prostřední válcová část o průměru  $\varnothing 48\text{mm}$  je vyhotovena stejně jako hlavní čep klikového hřídele.

#### VÝVODOVÝ HŘÍDEL PŘEDNÍ ČÁSTI

Vnější rozměry jsou  $\varnothing 50\text{mm}$  a délka  $115\text{mm}$ . Vývodový hřídel je velice podobný tomu na sériovém klikovém hřídeli. Na průměru  $\varnothing 25\text{mm}$  je uloženo ozubené kolo pro pohon vyvažovacího mechanismu a pastorky pohonu rozvodů a olejového čerpadla. Kola jsou od sebe odděleny (rozvody jsou vně skříně), mezi nimi se nachází plocha pro uložení do valivého ložiska a těsnění. Z důvodu rozdělení kol, jsou na hřídeli 2 drážky pro Woodruffova pera. Pokud by byl použit pastorek pro pohon olejového čerpadla, musí se do něj obrobit drážka. V přední části je díra se závitem M14 pro šroub řemenice. V osazení jsou průchozí díry pro šrouby M6x20 - DIN912, opět s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Protože z druhé strany osazení je opěrná plocha pro ozubené kolo pohonu vývažků, jsou hlavy šroubů zapuštěny do vybrání. Malá válcová koncovka slouží pro středění součástí.



Obr. 39: Řez kompletním klikovým hřídelem s uložením ve skříní

#### ULOŽENÍ A TĚSNĚNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Klikový hřídel je celkově uložen na čtyřech místech, z toho tři uložení v kluzných ložiscích a jedno ve valivém ložisku. To je dáno pro lepší celkovou tuhost klikového mechanismu. Na straně setrvačnicku je předpokládáno větší zatížení a proto je volena varianta stejného uložení jako mají hlavní čepy sériového klikového hřídele. Na straně vývodového hřídele již není očekáváno takové zatížení, ovšem navržená varianta konce je delší a tak by mohlo docházet k ohybu a kmitání volného konce, proto je hřídel navíc uložen v kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem (ložisko SKF 7205 BECBM), které zachytí jak radiální tak určité axiální síly. Ložisko je doraženo k ozubenému kolu a to vše je uzavřeno přírubou s hřídelovým těsněním (dle CSN 029401). Radiální bronzová ložiska s dělenou pávní jsou použita ze sériového motoru. Část sériového klikového hřídele, která je použita v tomto návrhu obsahuje přídavek s obrobenou plochou pro axiální kluzné ložisko, ale pouze na zalomení směrem k řezu. Na druhé straně je nutná úprava obrobením plochy a pravděpodobně bude i použití

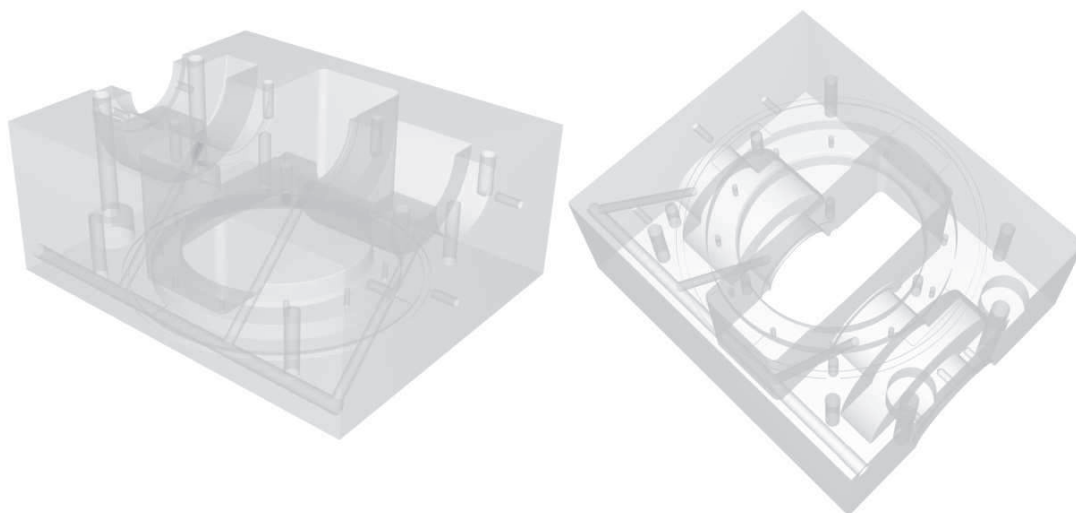


jiného ložiska (vyššího). Za posledním uložením směrem k setrvačníku je příruba s hřídelovým těsněním (dle CSN 029401).

### KLIKOVÁ SKŘÍŇ

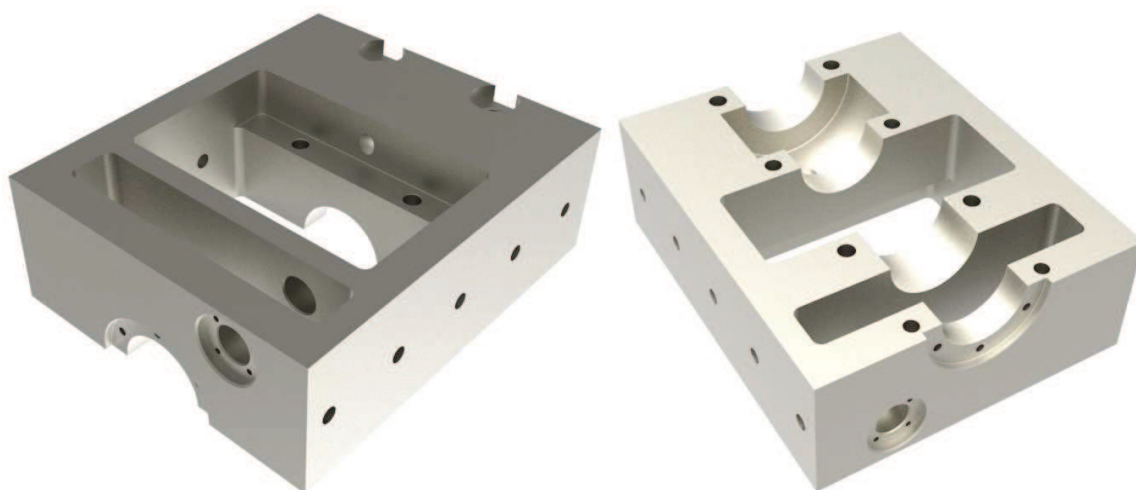
Kliková skříň je dělená, dělicí rovina prochází osou klikového hřídele. Takové řešení je velmi časté, protože umožňuje snadnou montáž. Průměry pro uložení hlavních ložisek musí být obrobena velice přesně, proto jsou dokončovány až po svrtání obou částí skříně.

Vrchní část klikové skříně obsahuje drážky pro spodní uložení plovoucího válce. Celkový rozměr hranolu je 240x200x98mm. Ve střední části je průchozí otvor pro spojení rotujícího klikového hřídele a ojnice. Na jeho bocích jsou vybrání pro vložení axiálních kluzných ložisek. V místech umístění hlavních ložisek jsou vyvrtány díry pod úhlem 45°, které slouží jako přívodní kanály tlakového oleje. Olej je rozváděn z hlavního mazacího kanálu vyvrtaného podél skříně. Přívodní hadice je připojena v přední části motoru. Pokud se ukáže, že přívodní otvor překáží např. napínáku rozvodového řetězu, může být tento otvor navrtán i z boku (operace navíc). Pro spojení obou částí jsou zde závity pro šrouby M10, umístěné po stranách ložisek. V přední části u kuličkového ložiska jsou z konstrukčních rozměrů šrouby naopak, tedy přes výšku součásti vedou průchozí díry pro šrouby M10 se zahloubením pro hlavy. Zahloubení do skříně je i pro přední přírubu. Pro příruby jsou z obou stran závity M6.



Obr. 40: Vrchní část klikové skříně

Spodní část základními rozměry kopíruje vrchní část (240x200x80mm). V prostřední části je otvor pro rotující klikový hřídel. V přední části pak otvor pro ozubené kolo pohonu vývažků. V místech vybrání pro náboj setrvačníku je vyvrtaná díra pro odvod hromadícího se oleje z kluzných ložisek. Podobná díra vede i od zadní příruby, kde by se také hromadil olej z ložiska. Na obou stranách jsou opět stejné závity M6 pro obě příruby, přičemž ta přední je umístěna v zahloubení. Oproti vrchnímu dílu je zde ze předu vytvořena díra pro nerotující hřídel volnoběžného pastorku. Po stranách součásti je celkově 10 závitů M10 sloužících pro spojení skříně vyvažovacího ústrojí se zbytkem motoru pomocí L-profilu (CSN 42 5541) o rozměru 60x60x8mm.



Obr. 41: Spodní část klikové skříně

#### 4.4 VYVAŽOVACÍ ÚSTROJÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Vyvážení klikového mechanismu je nutné provádět pro eliminaci vlivu vnějších setrvačných sil a momentů, které vznikají pohybem klikového mechanismu. Ty se přenášejí na jednotlivé díly motoru, jeho uložení a na vozidlo. Pro x-válcové motory je vyvažování možné provádět různými způsoby, protože přirozené vyvážení ve většině případů není možné. Často je vyvážení realizováno protizávažími umístěnými na klikovém hřídeli, při složitějších variantách je nutné použití vyvažovacích hřídelí. Tyto protizávaží a další přídavné hmoty zvyšují celkovou hmotnost klikového mechanismu a tedy i celého motoru. Na druhou stranu jsou nutností, protože odstraní nepravidelný chod motoru a s tím spojené rázy, vibrace a hlukové emise. Pozitivní vliv má vyvážení i na zatížení hlavních kluzných ložisek.

Setrvačné síly a momenty v klikovém mechanismu vznikají vlivem:

- rotačních hmot
- posuvných hmot I. řádu
- posuvných hmot II. řádu

Vyšší řády se zpravidla již nevyvažují, protože amplitudy funkcí vyšších řádů jsou mnohonásobně menší a je tedy možné je ponechat nevyvážené. Momentové vyvážení je nutné u víceválcových motorů.

V této práci je použit jednoválcový motor, u kterého se zpravidla vyvažují setrvačné síly rotačních hmot a setrvačné síly posuvných hmot I. řádu. Protože se jedná o návrh zkušebního motoru a tedy měřicího zařízení, je žádoucí i vyvážení setrvačných sil posuvných hmot II. řádu.

##### 4.4.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ A JEJICH VYVÁŽENÍ

Setrvačná síla rotačních hmot působí ve směru zalomení kliky na spojnicí osy klikového hřídele a osy ojnicního čepu. Během otáčky klikového hřídele je její velikost neměnná a působí stále v rovině zalomení. Na klikový hřídel otáčející se úhlovou rychlostí  $\omega$  působí v místě  $m_p$  na rameni  $R$  od osy otáčení setrvačná síla  $F_r$  vyjádřena vztahem:



$$F_r = m_r \cdot R \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (14)$$

Tuto setrvačnou sílu lze u jednoválcového motoru zcela vyvážit stejně velkou, v opačném směru působí silou  $F_v$ . V praxi je nejvhodnější vyvážení dvěma závažími na protilehlém konci zalomení. Výhodné je právě rozdělení závaží na 2 stejné části (obr. 41), protože nevznikne další přídavný moment působící v klikovém mechanismu. Hmotnost vývažků je redukována do hmotného bodu o hmotnosti  $m_v$  ležícím na poloměru  $R_v$ . Při konstrukci je tedy možné volit jeden ze dvou zmíněných parametrů. Ve většině případů je limitujícím faktorem prostor potřebný pro rotující vývažky, případně celý klikový hřídel.

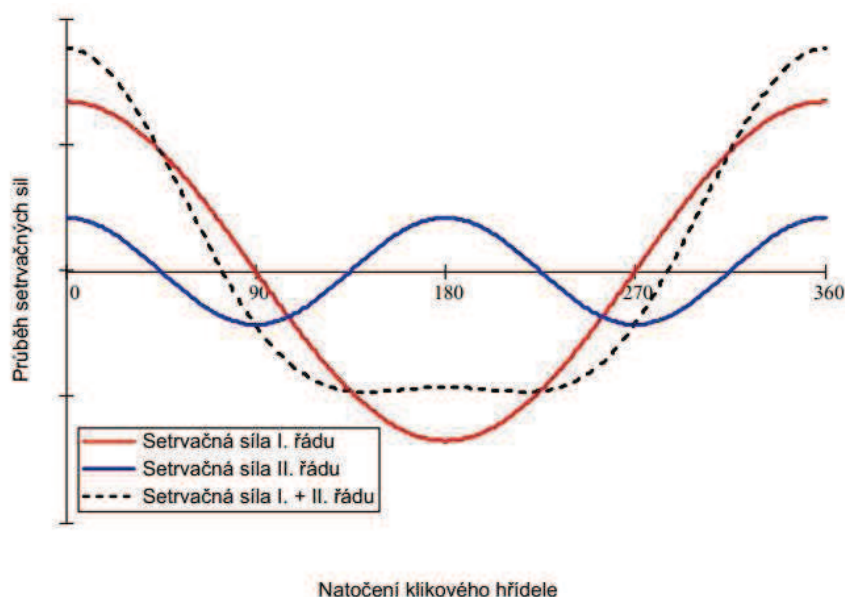
Vyvážení setrvačných sil rotačních částí je dáno rovností sil  $F_r$  a  $F_v$ :

$$\begin{aligned} F_r &= F_v \\ m_r \cdot R \cdot \omega^2 &= m_v \cdot R_v \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (15)$$

z této rovnosti lze vyjádřit např. hmotnost vývažku:

$$\Rightarrow m_v = m_r \cdot \frac{R}{R_v} \text{ [kg]} \quad (16)$$

Použitím upraveného sériového klikového hřídele odpadla nutnost dimenzovat vývažky rotačních částí, protože hřídel je již optimálně navržen, ale přesné hodnoty nejsou známy.



Obr. 42: Setrvačné síly posuvných částí [16]

#### 4.4.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ A JEJICH VYVÁŽENÍ

Setrvačné síly posuvných částí řešíme podle řádů harmonických složek. Nejvyšších hodnot dosahují složky I. řádu a dále II. řádu. Síly vyšších řádů jsou daleko menší a proto mohou být zanedbány. Setrvačná síla vzniká vlivem posuvných částí klikového mechanismu, jejichž hmotnost je redukována do bodu  $m_p$ .

Setrvačná síla posuvných částí I. řádu je definována jako:

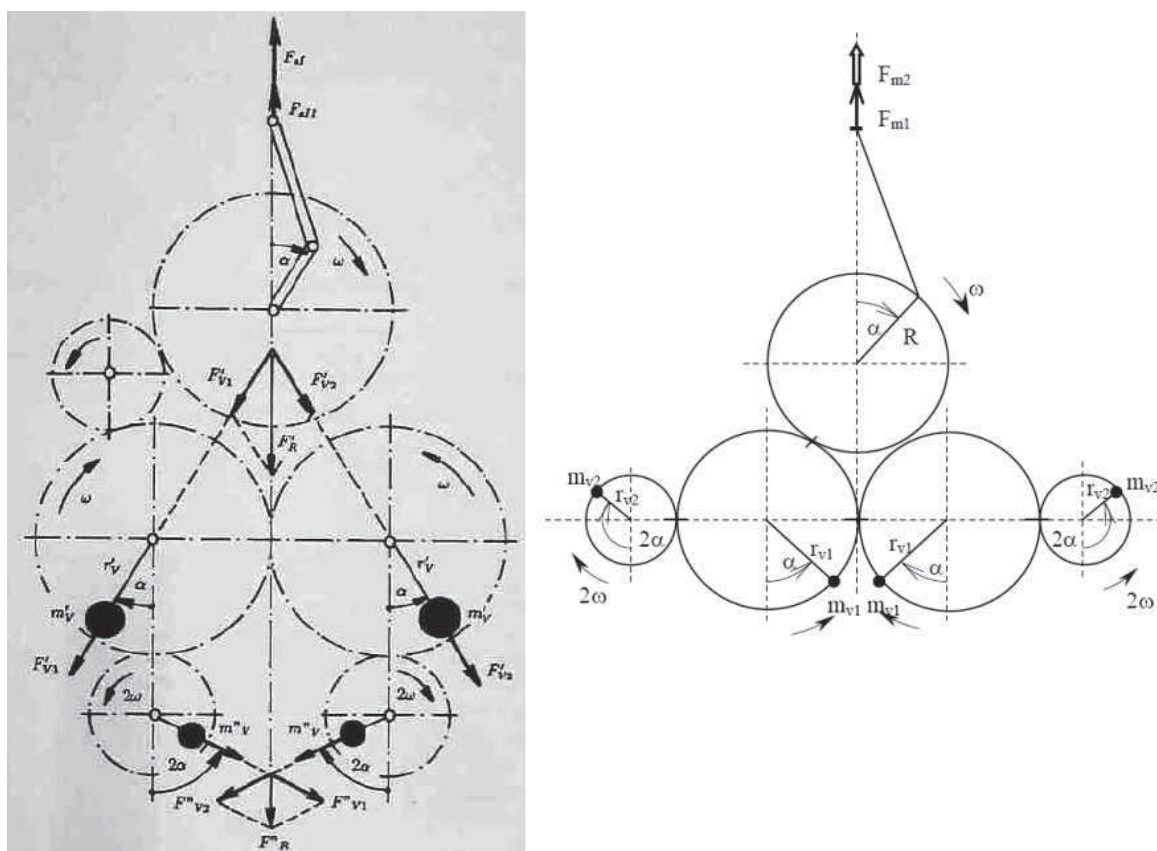


$$P_{S1} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (17)$$

Setrvačná síla posuvných částí II. řádu je definována jako:

$$P_{S2} = \lambda \cdot m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha) \quad [\text{N}] \quad (18)$$

V praxi se síly I. řádu vyvažují pomocí dvou protiběžných závaží, která se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí  $\omega$  jako klikový hřídel. Konstrukčních řešení je více, vývažky mohou být umístěny na ozubeném kolem či hřídeli. Zvolená varianta k vyvážení sil I. řádu je formou vývažku umístěného na hřídeli. Dvě protiběžné hřídele jsou hnané od klikového hřídele ozubeným kolem.



Obr. 43: Varianty možného vyvažovacího ústrojí pro setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu [15, 16]

Velmi podobná varianta je volena i pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu. Dvě protiběžné hřídele se musejí otáčet rychlostí  $2\omega$ . Vývažky jsou poháněny od ozubených kol vývažků I. řádu. Protože úhlová rychlost otáčení vývažků musí 2x větší, převodový poměr je 2:1.

Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu je dáno rovností sil  $P_{S1}$  a  $F_{v1}$ :

$$P_{S1} = F_{v1} \quad (17)$$

$$m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) = 2 \cdot m_{v1} \cdot R_{v1} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha)$$

z této rovnosti lze vyjádřit hmotnost vývažku:



$$\Rightarrow m_{v1} = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot \frac{R}{R_{v1}} \text{ [kg]} \quad (18)$$

Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu je dáno rovností sil  $P_{S2}$  a  $F_{v2}$ :

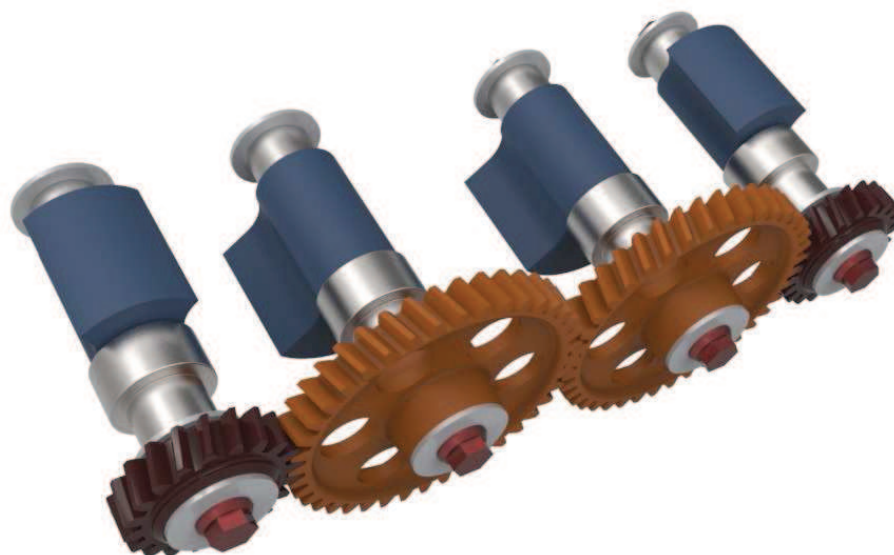
$$P_{S2} = F_{v2} \quad (19)$$

$$\lambda \cdot m_p \cdot 4 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos(2\alpha) = 2 \cdot m_{v2} \cdot R_{v2} \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos(2\alpha)$$

z této rovnosti lze vyjádřit hmotnost vývažku:

$$\Rightarrow m_{v2} = \frac{1}{8} \cdot \lambda \cdot m_p \cdot \frac{R}{R_{v2}} \text{ [kg]} \quad (20)$$

Navržené řešení kombinuje obě varianty uvedené na *obr. 43*. Ústrojí má všechny vyvažovací hřídele ležící v jedné rovině. Mezi rovinu vývažků a rovinu klikového hřídele je vřazeno volnoběžné ozubené kolo. Každý hřídel je dvojitě uložen pomocí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Vývažek je umístěn mezi ložisky a osazením hřídele.



*Obr. 44: Navržené vyvažovací ústrojí*

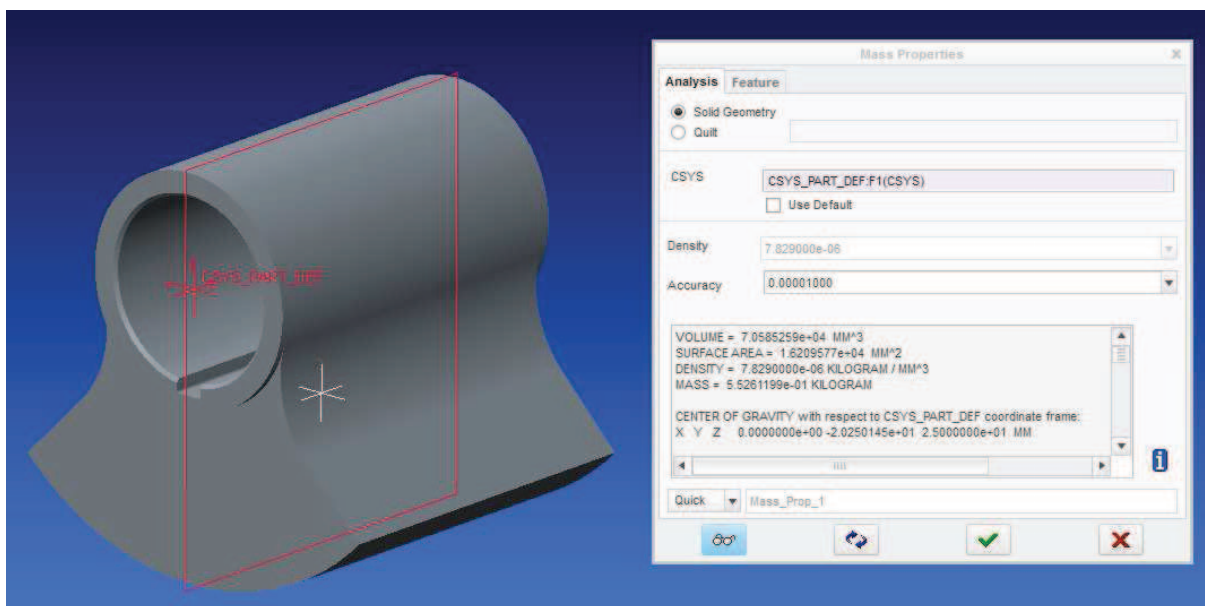
Předběžná hmotnost vývažku, která je soustředěna do bodu  $m_{v1}$  na rameni  $r_{v1}$  byla vyjádřena v programu ProEngineer pomocí funkce Mass Properties. Poté s využitím funkcí Feasability / Optimization byl navržen finální tvar vývažku. Podmínkou bylo, aby hmotnost a rameno, ve kterém je se soustředěna, vždy splňovalo podmínku podle rovnice (18):

$$m_{v1} = \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot \frac{R}{R_{v1}} = \frac{1}{2} \cdot 0,394 \cdot \frac{0,04345}{0,02025} = 0,423 \text{ [kg]}$$

Celková hmotnost součásti je 0,553kg. Pro získání hmotnosti samotného vývažku je nutné odečíst hmotnost nad osou rotace, která činí 0,064kg a stejný díl i ze spodní části. Výsledná hmotnost vývažku je tedy 0,425kg. Rozdíl mezi finálně navrženou variantou 3D modelu oproti vypočtené hodnotě je cca 2g. Vzhledem k tomu, že největší průměr i úhel vývažku jsou celá čísla, je tato hodnota zanedbatelná. Vyrobit naprosto přesnou variantu vývažku je také



obtížné, i drobné úchytky rozměru mohou výsledky rozhodit, proto se pro přesné vyvážení používá např. dynamického vyvažování.



Obr. 45: Vývažek pro setrvačné síly I. řádu

Stejný postup je zvolen i pro návrh vývažku setrvačných sil posuvných částí II. řádu. Podmínkou je opět, aby hmotnost a rameno, ve kterém je se soustředěna, vždy splňovalo podmínku podle rovnice (20):

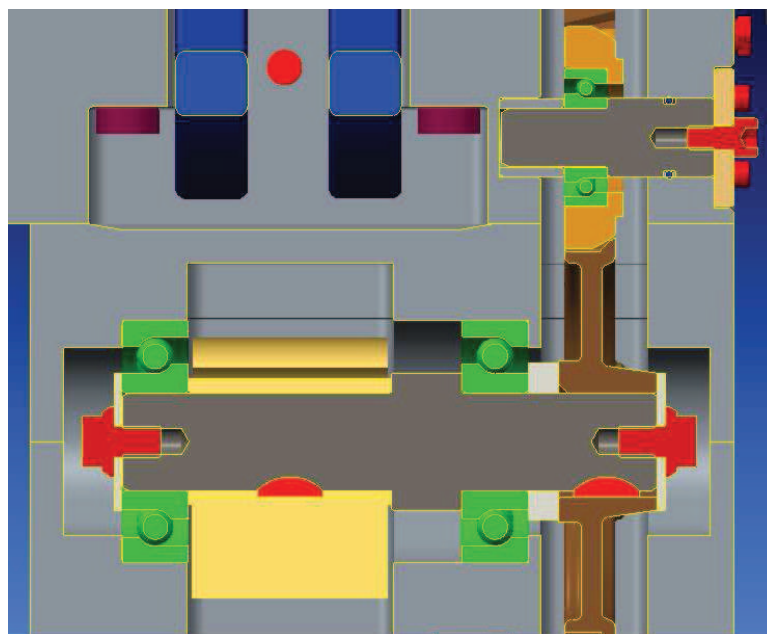
$$m_{v2} = \frac{1}{8} \cdot \lambda \cdot m_p \cdot \frac{R}{R_{v2}} = \frac{1}{8} \cdot 0,315 \cdot 0,394 \cdot \frac{0,04345}{0,0073} = 0,092 \text{ [kg]}$$

Celková hmotnost součásti činí 0,22kg. Pro stanovení hmotnosti samotného vývažku kompenzujícího setrvačnou sílu II. řádu je opět třeba odečíst hmotu nad osou (0,0637kg) a tu stejnou i ze spodní části. Získaná hmotnost 0,093kg je hmotnost samotného vývažku. Rozdíl mezi 3D modelem a výpočtem je pouze 1g.



Obr. 46: Vývažek setrvačných sil II. řádu

Vývažky jsou na hřídeli zajištěny perem, zvoleno bylo stejné pero jako na klikovém hřídeli (Woodruffovo). Délka vývažků pro I. i II. řád je 52mm. Na bocích jsou přídavky, aby se vývažek nedostal do kontaktu se skříňí či nerotující částí ložiska. Při montáži se vývažek dorazí k osazení ve střední části hřídele. K němu se zezadu nasadí kuličkové ložisko a vše se dotáhne šroubem s podložkou. Podobně je to řešeno i z druhé strany hřídele. K osazení se dorazí ložisko, dále ozubené kolo, které je pojištěno opět Woodruffovým perem. Vše je dotaženo šroubem s podložkou. Mezi ložisko a ozubené kolo je vložena podložka vymezující přesné ustavení kola.



Obr. 47: Řez vyvažovací jednotkou



#### 4.4.3 POHON VYVAŽOVACÍCH HŘÍDELÍ

Vyvažovací hřídele jsou poháněny přes šikmé ozubené soukolí od klikového hřídele. Hřídele vyvažující I. řád setrvačných sil se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí. Hřídel, který se otáčí ve stejném směru jako klikový hřídel, využívá totožné ozubené kolo jako na klikovém hřídeli. Druhý hřídel otáčející v opačném směru musí mít i opačné stoupání zubů. V sériovém motoru se takové kolo nachází, ovšem již s integrovaným vývažkem. Aby mohlo být použito, bude nutné vývažek odfrézovat.

Vyvažovací hřídele II. řádu setrvačných sil se musejí otáčet dvojnásobnou rychlostí klikového hřídele. Proto ozubená kola (pastorky) musí být 2x menší, tedy s polovičním počtem zubů. Převodový poměr je pak 2:1. Taková již v sériovém motoru nenajdeme a proto je nutná jejich výroba. Pastorky musí mít vůči sobě opačné smysly stoupání.



*Obr. 48: Klikový mechanismus s vyvažovacím ústrojím*

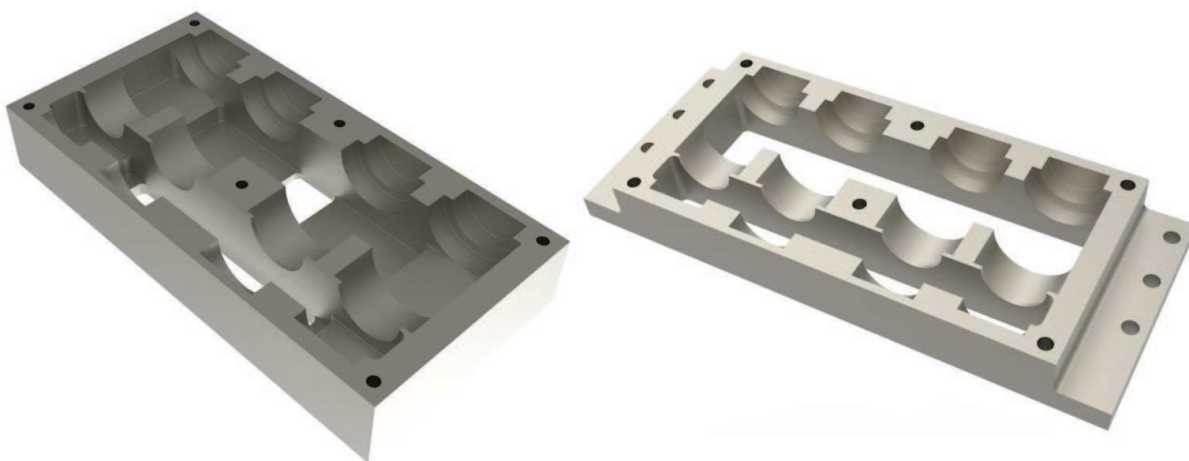
Ozubená kola a pastorky jsou na hřídelích pojištěna stejnými pery (Woodruffova). Pro správnou montáž jsou pera některých hřídelí natočena v různých úhlech, aby byla zajištěna podmínka dobrého záběru kol a funkčnost vyvažovací jednotky. Všechny hřídele jsou tak téměř stejné, pouze se liše natočením drážek pro pera. Hřídele pro vývažky II. řádu jsou mírně kratší.



Vložené ozubené kolo zprostředkovává přenos točivého momentu z klikového hřídele na vyvažovací ústrojí. Je umístěno na kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem (SKF 7202 BEP), které přenáší jak radiální tak i axiální zatížení. Ozubené kolo je volnoběžné, nepřenáší točivý moment hřídelem, na kterém je umístěno. Uložení hřídele i kola je vidět řezu na *obr. 46*.

#### 4.4.4 SKŘÍŇ VYVAŽOVACÍHO ÚSTROJÍ

Skříň pro uložení vyvažovacích hřídelí je stejně jako kliková skříň dělená v rovině os vyvažovacích hřídelí. Kruhová vybrání pro vyvažovací hřídele jsou v obou částech stejná. Spojení je realizováno pomocí šesti šroubů M10x70 - CSN 021111, umístěných ze spodní strany. Spodní díl je základnou celého motoru. Širší boční výběžky s průchozími dírami slouží pro uložení motoru na stojan. Vespod jsou závity pro přichycení plechové olejové vany. Vrchní díl obsahuje z vrchu 8 závitů M10 pro spojení s klikovou skříní přes již zmíněný L profil.



*Obr. 49: Skříň vyvažovacího ústrojí*

#### 4.5 STOJAN A UCHYCENÍ MOTORU

Experimentální motor bude umístěn v laboratoři a napojen na dynamometr. Dynamometr je uchycen do základové desky s drážkami. Stojan je možné navrhnout různými způsoby a upravit dle detailního prostoru na zkušebně, potřeb pro měření a zapojení motoru a všech komponent. Požadavky kladené na stojan jsou:

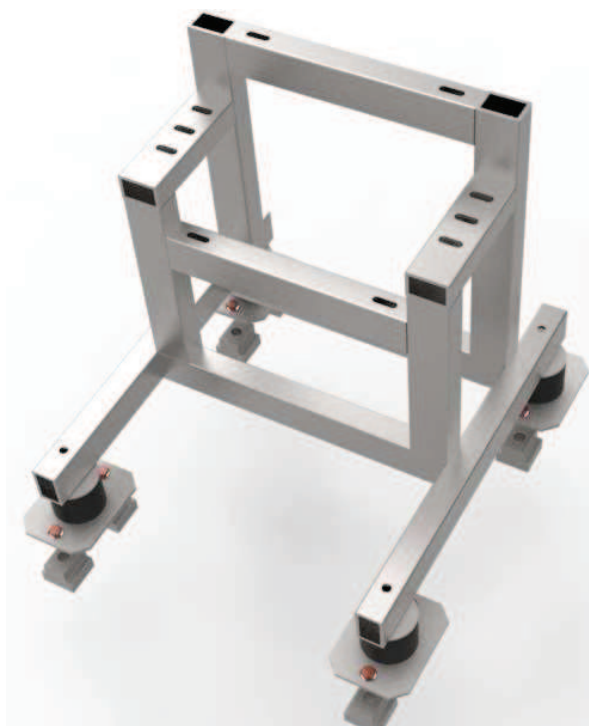
- tuhá konstrukce
- pružné uchycení k základové desce
- možnost seřízení souososti výstupního hřídele motoru s dynamometrem



Obr. 50: Systém uchycení motoru Peugeot 406 2,2HDI pomocí L-desky k dynamometru V250 [17]

Stojan nese celou hmotnost motoru. V uložení motoru na stojan navíc působí různé síly a momenty, které rám krouží a ohýbají. Ty vznikají chodem motoru a při brzdění dynamometrem. Chod motoru doprovází také značné vibrace, proto je dobré navrhnout uchycení stojanu k základní desce přes pružné elementy. Těmi jsou různé silentbloky z tvrdé pryže. Uložení ale nesmí být příliš měkké, protože vibrace vzniklé chodem motoru se v určitých otáčkách mohou dostat do rezonance s vlastními frekvencemi stojanu a systém se tak může nadměrně rozkmitat a poškodit některé části. Navržená varianta stojanu je inspirována prací [17], kde je také mnoho pojednáno o prostorech zkušeben na FSI VUT.

Konstrukce stojanu je svařovaná z ocelových profilů obdélníkového průřezu (jeklů) 60x40x5mm (CSN EN 10219-2). Stojan podepírá motor ze spodu na dvou místech - pod skříní vyvažovacího ústrojí u dále u setrvačnicku pod klikovou skříní. Konstrukce je vertikálním směrem zarovnána s čelou motoru. Do profilů jsou vyvrtány průchozí otvory pro šrouby M12. Aby bylo možné horizontální seřízení souslosti vývodové hřídele motoru s osou dynamometru, jsou otvory oválné. Motor je tedy možné horizontálně posouvat v rozmezí 0-10mm na každou stranu. Pro zvýšení tuhosti míst s dírami, je možné do nich navařit zpevňující vložky. Pro vertikální seřízení souslosti je možné motor podložit, případně vložit podložky do uložení stojanu k základní desce. Výškou podložek nastavujeme výšku motoru. Pružné uchycení stojanu pro zmírnění přenosu vibrací do základové desky je realizováno pomocí tuhých válcových silentbloků umístěných na koncích profilů mezi stojan a základovou desku. Silentblok je uchycen do základní desky pomocí T-matic.



*Obr. 51: Navržený stojan motoru*

#### 4.6 KOMPLETACE A PROVOZ MOTORU

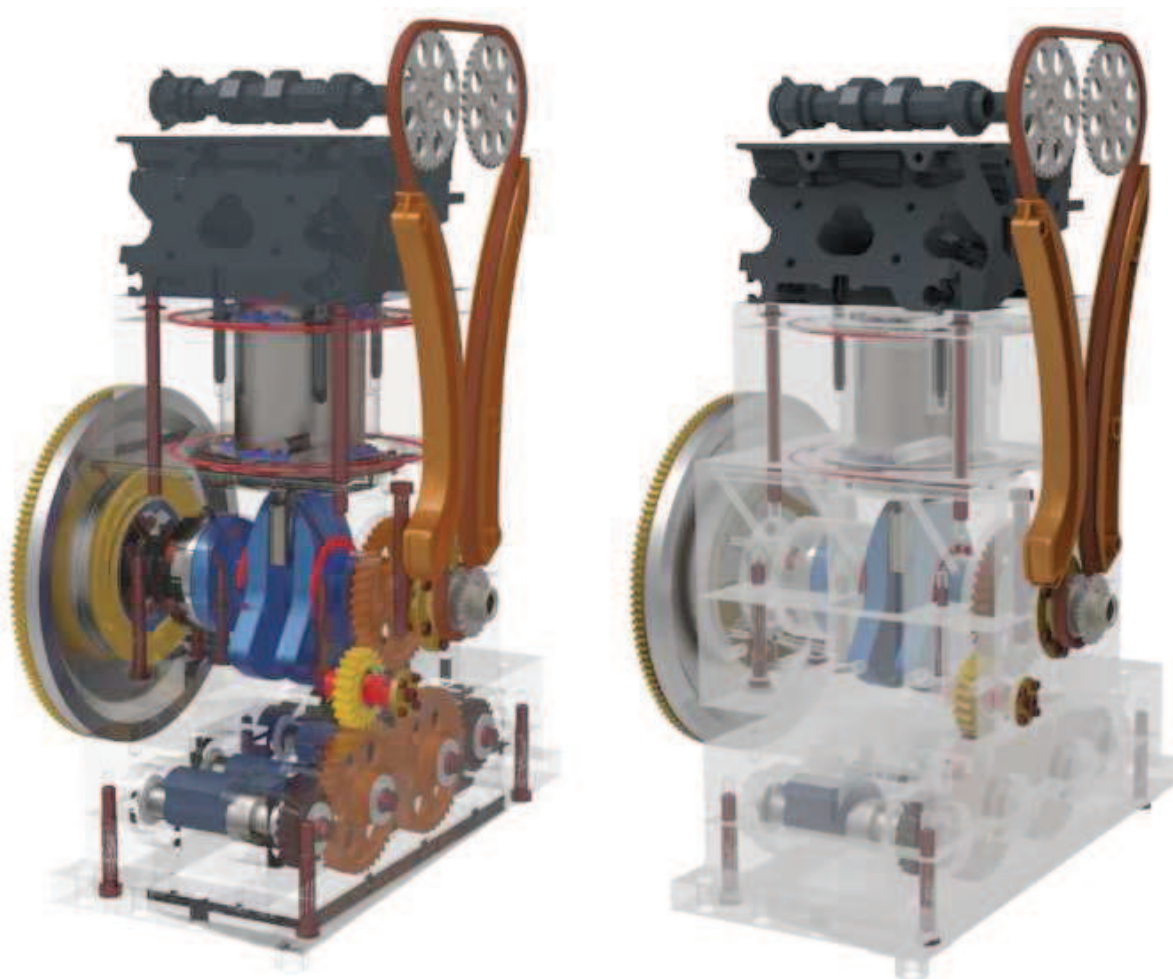
Tak jako bylo postupováno při návrhu konstrukce i montáž a kompletace motoru je rozdělena do tří základních celků. Každý celek obsahuje vnitřní funkční součásti, které dohromady tvoří pohybové ústrojí motoru. Samostatně se složí kliková skříň a skříň vyvažovacího ústrojí.

- ⇒ Jednotlivé složené vyvažovací hřídele se vloží do skříně vývažků (skříň otočena) ve správném natočení vývažků. Poloviny jsou spojeny šrouby umístěnými ze spodní strany.
- ⇒ Poté se sešroubuje kliková skříň s vloženým kompletním klikovým hřídelem a volnoběžným kolem.
- ⇒ Složený plovoucí válec, ovšem bez vrchního uchycení se usadí do klikové skříně. Dále se nasadí blok válce a poté až se našroubují vrchní packy uchycení válce. Po instalaci měřících prvků a aplikaci těsnění se blok uzavře dekle.
- ⇒ Instaluje se hlava válce a rozvodový mechanismus.
- ⇒ Vrchní část se spojí se skříní vývažků a motor se usadí na stojan.
- ⇒ Motor usazený na stojanu ve zkušebně, se osadí veškerým příslušenstvím nutným pro rozběh motoru a následné měření.

Pro lepší manipulaci s těžkým motorem je vhodné udělat např. do bloku válce po stranách 4 závity pro našroubování závěsných háků (není namodelováno). Celý motor je pak možné přenášet pomocí pojízdného zvedáku motoru.



Navržené typy těsnění plovoucího válce nebudou mít příliš dlouhou životnost. Po proběhlém měření bude nutné vrchní část motoru vždy rozebrat a zkontrolovat stav těsnění. Je velice pravděpodobné, že po každém měření bude nutné těsnění vyměnit. V případě preferované varianty těsnění pomocí tekutého silikonu je výměna nutná vždy, neboť silikon při vytvrzování přilne k povrchu a při rozebírání se přetrhne. Pro aplikaci nového těsnění je nutné plochy drážky důkladně vyčistit od zbytků předchozího těsnění a odmastit.



*Obr. 52: Kompletní navržený experimentální jednoválcový motor pro měření tření mezi pístní skupinou a válcem*



## 5 VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkresová dokumentace byla vytvořena na základě modelů v programu ProEngineer. Nakresleny byly nestandardní součásti, které se musejí vyrábět. Jedná se výkresy konstrukční, tedy je zobrazen finální tvar a povrch po všech technologických operacích. Seznam výkresů je v tabulce 8:

Tab.: 8: Seznam vyhotovených výkresů

| Číslo výkresu                       | Název dílu              |
|-------------------------------------|-------------------------|
| <b>Sestava plovoucího válce</b>     |                         |
| EXP_1000_01                         | Vložka válce            |
| EXP_1000_02                         | Plovoucí válec          |
| EXP_1000_03                         | Packa                   |
| EXP_1000_04                         | Podložka                |
| <b>Sestava klikového hřídele</b>    |                         |
| EXP_2000_01                         | Náboj setrvačnick       |
| EXP_2000_02                         | Náboj vývodový hřídel   |
| EXP_2000_03                         | Příruba setrvačnick     |
| EXP_2000_04                         | Příruba vývodový hřídel |
| <b>Sestava vyvažovacího ústrojí</b> |                         |
| EXP_3000_01                         | Vývažek I               |
| EXP_3000_02                         | Vývažek II              |
| EXP_3000_03                         | Vyvažovací hřídel I_1   |
| EXP_3000_04                         | Vyvažovací hřídel I_2   |
| EXP_3000_05                         | Vyvažovací hřídel II_1  |
| EXP_3000_06                         | Vyvažovací hřídel II_2  |
| EXP_3000_07                         | Pastorek                |
| <b>Sestava mezikola</b>             |                         |
| EXP_4000_01                         | Mezikolo                |
| EXP_4000_02                         | Hřídel mezikolo         |
| EXP_4000_03                         | Vložka mezikolo         |
| EXP_4000_04                         | Příruba mezikolo        |
| <b>Bloky a skříňe</b>               |                         |
| EXP_5000                            | Dekl                    |
| EXP_6000                            | Blok válce              |
| EXP_7000                            | Kliková skříň vrchní    |
| EXP_8000                            | Kliková skříň spodní    |
| EXP_9000                            | Skříň vývažků vrchní    |
| EXP_10000                           | Skříň vývažků spodní    |



## 6 ODHAD CENY DÍLŮ

Odhad ceny jednotlivých nesériových dílů byl rozdělen do dvou částí:

- přibližná cena polotovaru
- přibližná cena obrábění

### 6.1 CENA POLOTOVARŮ

Protože většina polotovarů, které jsou potřeba pro navržený motor, se prodává v mnohametrových délkách (tyče, trubky) nebo v deskách velkých rozměrů (silné plechy) je potřeba objednat přířezy, které dnes nabízí většina prodejců s hutním materiálem. Jako polotovary byly nejčastěji zvoleny kulatiny, plechy a kvádry různých rozměrů. Materiály byly zvoleny s ohledem na funkci součástí:

- konstrukční oceli
- slitiny hliníku

Konstrukční oceli různých tříd jsou vhodné na funkční součásti pohybového ústrojí motoru, které jsou více namáhány. Hliníkové slitiny vyšších pevností jsou vhodné jako nosná konstrukce, tedy na bloky a skříně motoru. Zvolena byla slitina hliníku pod označením AW-7075 (Certal), případně podobná, která má velmi dobrou obrobitelnost a mez pevnosti až 500 [MPa]. Pro plovoucí válec, packy a podložky byla zvolena kvalitní nerezová ocel, neboť součásti uvnitř bloku budou vystaveny kontaktu s chladicí kapalinou. Navrhované materiály, rozměry polotovarů a vypočítané ceny jsou shrnuty v *tabulce 10*:

Tab. 10: Polotovary

| Součást                    | Počet | Materiál                    | Rozměr [mm]       | Hmotnost [kg] | Cena [Kč] |
|----------------------------|-------|-----------------------------|-------------------|---------------|-----------|
| Vložka válce               | 1     | EN-GJL-250<br>(dle EN 1561) | D/d = 90/60 - 150 | 0,39          | 13        |
| Plovoucí válec             | 1     | AISI 316L                   | D115 - 150        | 12,22         | 1890      |
| Packa                      | 8     | AISI 316L                   | plech 1,5         | 0,5           | 77        |
| Podložka                   | 8     | AISI 316L                   | plech 3           |               |           |
| Náboj setrvačnick          | 1     | 15 142                      | D90-90            | 4,5           | 162       |
| Náboj vývodový<br>hřídel   | 1     | 12 050                      | D55-130           | 2,42          | 60        |
| Příruba setrvačnick        | 1     | 11 523                      | D150-20           | 3,2           | 91        |
| Příruba vývodový<br>hřídel | 1     | 11 523                      | D80-15            | 0,6           | 17        |
| Vývažek I                  | 2     | 11 523                      | D85-55            | 2,5           | 75        |
| Vývažek II                 | 2     | 11 523                      | D55-55            | 1,02          | 27        |
| Hřídel vývažků             | 4     | 14 220                      | D35-150           | 1,13          | 40        |
| Pastorek                   | 2     | 14 220                      | D60-25            | 0,53          | 17        |
| Mezikolo                   | 1     | 14 220                      | D60-20            | 0,42          | 14        |
| Hřídel mezikolo            | 1     | 12 050                      | D25-60            | 0,24          | 6         |
| Vložka mezikolo            | 1     | 12 050                      | D25-20            | 0,08          | 3         |



|                         |   |         |             |      |       |
|-------------------------|---|---------|-------------|------|-------|
| Příruba mezikolo        | 1 | 11 523  | D40-10      | 0,1  | 0,5   |
| Dekl                    | 1 | 17 241  | 200x200x20  | 6,34 | 450   |
| Blok válce              | 1 | AW 7075 | 200x200x100 | 11,2 | 2 100 |
| Kliková skříň<br>vrchní | 1 | AW 7075 | 240x200x100 | 16,1 | 2 500 |
| Kliková skříň<br>spodní | 1 | AW 7075 | 240x200x80  | 12,9 | 2 000 |
| Skříň vývažků<br>vrchní | 1 | AW 7075 | 360x180x60  | 21,8 | 2 000 |
| Skříň vývažků<br>spodní | 1 | AW 7075 | 440x180x55  | 29,8 | 2 000 |

Ceny polotovarů jsou vypočítány podle hmotností jednotlivých dílů, kromě skříní vyrobených ze slitiny hliníku, které byly přímo poptány u firmy Alupa s.r.o. Prodejci většinou uvádí cenu za kg materiálu. Kromě bloků a skříní se většinou jedná o menší díly, jejichž hmotnost i cena je nízká. Jak je možné vidět v *tab. 10*, většinou se jedná o položky v řádech desetikorun či stokorun. Výsledná cena navržená prodejcem bude však jistě mírně vyšší.

Volba materiálů jednotlivých dílů však může být předmětem pozdějších diskuzí, navržené materiály jsou spíše orientační. Voleno může být více druhů ocelí a roli může hrát i dostupnost materiálu.

## 6.2 VÝROBA

Jelikož v případě navrženého zkušebního motoru se jedná o kusovou zakázkovou výrobu, některé díly se budou vyznačovat vyššími náklady na výrobu. Technologie výroby a tím spojené výrobní náklady byly konzultovány ze zkušeným konstruktérem (kolegou z práce). Ceny v tabulce 11 jsou tedy jen orientačním odhadem a proto musí být brány s rezervou.

*Tab. 11: Technologie výroby a odhadovaná cena*

| Součást                 | Technologie výroby             | Odhadovaná cena [Kč] |
|-------------------------|--------------------------------|----------------------|
| Vložka válce            | Soustružení, broušení          | 4 000                |
| Plovoucí válec          | soustružení, frézování, vrtání | 12 000               |
| Packa                   | pálení, vrtání                 | 8x 150               |
| Podložka                | pálení, vrtání                 | 8x 100               |
| Náboj setrvačnick       | soustružení, vrtání, kalení    | 5 000                |
| Náboj vývodový hřídel   | soustružení, frézování, vrtání | 1 500                |
| Příruba setrvačnick     | soustružení, vrtání            | 1 000                |
| Příruba vývodový hřídel | soustružení, vrtání            | 700                  |
| Vývažek I               | frézování                      | 2x 2 500             |
| Vývažek II              | frézování                      | 2x 1 500             |
| Hřídel vývažků          | soustružení, frézování         | 4x 1 000             |
| Pastorek                | soustružení, frézování         | 2x 2 500             |
| Mezikolo                | soustružení, frézování         | 2 500                |
| Hřídel mezikolo         | soustružení                    | 500                  |
| Vložka mezikolo         | soustružení                    | 200                  |
| Příruba mezikolo        | soustružení                    | 200                  |



|                      |                                |        |
|----------------------|--------------------------------|--------|
| Dekl                 | soustružení, frézování, vrtání | 8 000  |
| Blok válce           | soustružení, frézování, vrtání | 15 000 |
| Kliková skříň vrchní | frézování, vrtání              | 25 000 |
| Kliková skříň spodní | frézování, vrtání              | 21 000 |
| Skříň vývažků vrchní | frézování, vrtání              | 13 000 |
| Skříň vývažků spodní | frézování, vrtání              | 13 500 |

Součástí výroby dílů je i povrchová úprava některých z nich. Např. náboj setrvačníku musí být v prostřední části, která slouží jako čep, zakalen. Součásti vyrobené z hliníkové slitiny, která je náchylná ke korozi je vhodné pokrýt vrstvou antikorozního nástřiku.

Po sečtení navržených cen jednotlivých dílů vyjde výsledná cena nesériových součástí na **142 100,- Kč**. Pokud cenu zaokrouhlíme směrem nahoru, je možné říci, že navržený motor je možné postavit za **±150 000,- Kč**.



## ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce bylo navržení experimentálního jednoválcového motoru, který má sloužit pro měření mechanických třecích ztrát mezi pístní skupinou a válcem. Samotné konstrukční práci předcházela rešerše v oblasti experimentálních měřících motorů a postupů při stanovování třecích odporů ve spalovacím motoru, především se zaměřením na válcovou jednotku. Podrobných informací o konstrukci zkušebních motorů pro měření třecích sil mezi pístní skupinou a válcem však nebylo příliš mnoho. S vedoucím práce byla stanovena přibližná koncepce motoru a možné návrhy ohledně měřícího zařízení, v tomto případě se jedná o plovoucí válec. Bylo také stanoveno způsobit konstrukci celého motoru tak, aby mohlo být využito co nejvíce dílů ze sériového motoru Škoda 1,2 HTP. Vycházelo se z parametrů válcové jednotky a klikového mechanismu zmíněného motoru. Navržená varianta počítá s využitím sériové hlavy, klikového hřídele, pístní skupiny, ojnice a řady dalších součástí. Některé z nich musí být upraveny pro použití na jednoválcovém motoru.

Jedním z hlavních problémů motoru, bylo navržení pružně uloženého (plovoucího) válce. Princip měření je založen na snímání deformace v uchycení plovoucího válce. Deformaci způsobí pohyb pístu, který je přes tření přenášen i na pružně uložený válec. Uchycení motoru je realizováno přes 8 samostatných "pacek" umístěných po vnějším obvodu válce pravidelně po  $45^\circ$  (4 nahoře, 4 dole). Navržené uchycení je v axiálním směru válce pružné, ale ve směru kolmém relativně tuhé, což je také žádoucí. Provedené MKP analýzy to prokazují. Výsledkem statické analýzy při zatížení axiální i normálovou silou jsou hodnoty maximálního redukovaného napětí  $121\text{MPa}$  v uchycení válce ve směru uvažované normálové síly. Největší deformace/posuv je v předpokládaném axiálním směru  $0,03\text{mm}$ . Posuv ve směru kolmém je v řádech tisícín. Následná modální analýza měla zjistit vlastní tvary a frekvence sestavy plovoucího válce uloženého v bloku pro stanovení možných kritických otáček motoru, kdy by docházelo k rezonanci s budícím signálem. Zjištěná nejnižší hodnota vlastní frekvence  $268\text{Hz}$  je daleko za provozním spektrem otáček motoru. Kmitání však může být v tomto motoru velmi důležitým faktorem a proto byla provedena harmonická analýza, kde byl plovoucí válec buzen signálem o frekvenci  $0-100\text{Hz}$ . Periodické zatížení bylo pouze axiální. Výsledky redukovaného napětí a deformace se v zadaném frekvenčním rozsahu mírně liší. Při frekvenci  $100\text{Hz}$  je maximální amplituda kmitání  $0,036\text{mm}$ , redukované napětí má hodnotu  $57\text{MPa}$ . Hodnoty zjištěných napětí a deformací nejsou nijak velké. Uvážíme-li, že plovoucí válec bude dále uchycen i přes navržené pružné těsnění spalovacího prostoru a chladicího okruhu, celý systém bude i více tuhý. Na pružné těsnění spalovacího prostoru jsou kladeny extrémní nároky. Musí těsnit pohybující se plovoucí válec při provozu ve velmi nepříznivých podmínkách jako jsou vysoké teploty, spalovací tlaky a chemicky agresivní prostředí. Navržená varianta je těsněna pomocí teplotně odolného silikonu, který dokáže pružně těsnit až do teplot  $+350^\circ\text{C}$ . Jeho výhodou oproti např. O-kroužkům je aplikace v tekutém stavu a možnost navržení libovolné drážky. Otázkou však je, zda-li je tato teplotní odolnost dostatečná a jak těsnění ve skutečnosti odolá extrémním podmínkám při chodu motoru. Teplota  $350^\circ\text{C}$  je však maximální nalezená hodnota pro elastické materiály. Z tohoto důvodu by bylo dobré provést dodatečné testy a zkoušky dostupných tepelně odolných pružných materiálů, neboť přesné výpočtové analýzy takového těsnění při provozu motoru jsou jen obtížně definovatelné. Mnohem odolnějším těsněním jsou např. kovové O-kroužky, vhodné ovšem pro jiný typ konstrukce, protože vyžadují velké předpětí.

Pro jednoválcový motor byl navržen upravený klikový hřídel ze sériového motoru a také vyvažovací ústrojí pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu. Pro kompletní



pohybové ústrojí byly vytvořeny bloky a skříně v nichž jsou díly uloženy. Motor byl usazen na stojan ze svařovaných profilů pro uchycení na měřicí stanoviště dynamometru.

K navrženým nesériovým dílům byla zpracována výkresová dokumentace, kterou nalezneme v příloze, sloužící pro výrobu.

Jako poslední byl proveden přibližný odhad ceny za výrobu těchto nestandardních dílů.

Všechny zadané body práce byly splněny. Motor by měl v budoucnu sloužit pro měření třecích ztrát pístní skupiny a válce. Konstrukce může být ve výsledku jakkoliv pozměněna. Protože návrh takového motoru je velice komplexní záležitost a potřebných dat ohledně sériového motoru by bylo velmi mnoho, nemohlo být vše zpracováno do detailů. Práce může být v budoucnu výpočetně i ideově rozšířena, to vše bude předmětem dalšího vývoje a testování. Díky experimentálním výsledkům, které motor poskytne, je možné ověřovat a zkoušet různé parametry, které tření ovlivňují. Zkušební motor tak dává konstruktérům možnost jak ověřovat a navrhovat další motory a dílčí funkční skupiny, které budou vykazovat nižší třecí ztráty a tím vyšší účinnost motoru a lepší hospodárnost i ekologičnost.



*Obr. 53: Navržený motor se stojanem*



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KREJČÍ, T. *Mazání vznětových a zážehových motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 39 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Křupka, Ph.D.
- [2] EMRICH, M. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2010. 123 s. Školitel doc. Ing. Pavel Baumruk, CSc. Dostupné z: [http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2011/2011\\_78\\_01.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2011/2011_78_01.pdf)
- [3] SCHWADERLAPP, Markus, Franz KOCH a Jürgen DOHMEN. Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel. *Friction Reduction - the Engine's Mechanical Contribution to Saving Fuel* [online]. SAE Technical Paper 2000-05-0160, 2000-06-12, s. 8 [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2000-05-0160>
- [4] WONG, Victor W. MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY. *Low-Engine-Friction Technology for Advanced Natural Gas Reciprocating Engines* [online]. 28 s. [cit. 2013-05-02]. Dostupné z: <http://www.netl.doe.gov/publications/proceedings/03/ reciprocating/09-45wong.pdf>
- [5] STANLEY, Richard, Dinu TARAZA, Naeim HENEIN a Walter BRYZIK. *A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly* [online]. SAE Technical Paper 1999-01-0974, 1999-03-01 [cit. 2012-02-06]. ISSN-0148-7191. Dostupné z: <http://papers.sae.org/1999-01-0974>
- [6] NOVOTNÝ, P. *Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Short version of Inaugural Dissertation*, Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. ISBN 978-80-214-3966-5, ISSN 1213-418X. Brno 2009.
- [7] WAKABAYASHI, Ryo, Masaaki TAKIGUCHI, Takamasa SHIMADA, Yasuharu MIZUNO a Takahiro YAMAUCHI. The Effects of Crank Ratio and Crankshaft Offset on Piston Friction Losses. *The Effects of Crank Ratio and Crankshaft Offset on Piston Friction Losses* [online]. SAE Technical Paper 2003-01-0983, 2003-03-03, s. 9 [cit. 2013-05-02]. DOI: 10.4271/2003-01-0983. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2003-01-0983>
- [8] WAKABAYASHI, Ryo, Minoru KAWANISHI, Hideki YOSHIDA a Yoshinori OZAKI. The Effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition. *The Effects of Piston Rings and Liner Break-in on Lubricating Condition* [online]. SAE Technical Paper 2007-01-1250, 2007-04-16, s. 9 [cit. 2013-05-02]. DOI: 10.4271/2007-01-1250. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2007-01-1250/>
- [9] ŽEMLIČKA, Martin. *Škoda začala vyrábět modernizovanou verzi tríválcového motoru 1,2 HTP* [online]. 2009 [cit. 2013-05-23]. Dostupné z: <http://www.novinky.cz/auto/172395-skoda-zacala-vyrabet-modernizovanou-verzi-trivalcoveho-motoru-1-2-http.html>



- [10] FÁBER, F. *Zážehový motor pro malá osobní vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 79 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [11] Materiálový list. *Kalrez® 7075UP*. U.S.A: DuPont Performance Elastomers, 2006. Dostupné z: <http://www.fluidseals.com.au/files/datasheets/Kalrez%20Spectrum%207075.pdf>
- [12] Materiálový list. *Isolast Perfluoroelastomer seals*. Trelleborg Sealing solution, 2008. Dostupné z: [http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogsbrochures/isolast\\_gb\\_en.pdf](http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogsbrochures/isolast_gb_en.pdf)
- [13] Materiálový list. *Wills Rings*. Trelleborg Sealing solution, 2008. Dostupné z: [http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/wills\\_rings\\_gb\\_en.pdf](http://www.tss.trelleborg.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticallycreatedbyscript/catalogs/wills_rings_gb_en.pdf)
- [14] Materiálový list. *Loctice 5399*, 2004. Dostupné z: [http://www.lepidla-loctite.eu/soubory\\_zbozi/161\\_1.pdf](http://www.lepidla-loctite.eu/soubory_zbozi/161_1.pdf)
- [15] KOLEKTIVUM VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé I. díl, 2.* Vydání, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. 541 s.
- [16] SCHWARZBIER, P. *Hnací ústrojí dvouválcového zážehového motoru pro malý osobní automobil*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 52 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [17] VÉVODA, A. *Modernizace brzdového stanoviště pro spalovací motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

|                      |                                   |                                                       |
|----------------------|-----------------------------------|-------------------------------------------------------|
| atd.                 | a tak dále                        |                                                       |
| CAD                  | computer aided design             |                                                       |
| ČSN                  | česká státní norma                |                                                       |
| DOHC                 | double over head cam              |                                                       |
| EHD                  | elastohydrodynamické tření/mazání |                                                       |
| MBS                  | Multi-body system                 |                                                       |
| MKP                  | metoda konečných prvků            |                                                       |
| např.                | například                         |                                                       |
| Obr.                 | obrázek                           |                                                       |
| OHC                  | over head cam                     |                                                       |
| Tab.                 | tabulka                           |                                                       |
| tzn.                 | to znamená                        |                                                       |
| tzv.                 | tak zvané                         |                                                       |
|                      |                                   |                                                       |
| $\mu$                | [-]                               | koeficient tření                                      |
| $a$                  | [mm]                              | rameno síly $A_p$ způsobující moment v uložení motoru |
| $A_p$                | [N]                               | síla v uložení motoru                                 |
| $b$                  | [mm]                              | rameno síly $F_N$ způsobující klopný moment           |
| $b_{mep}$            | [kPa]                             | střední efektivní tlak                                |
| $dV$                 | [cm <sup>3</sup> ]                | okamžitý přírůstek objemu                             |
| $F_1$                | [N]                               | aplikovaná síla v axiálním směru válce                |
| $F_2$                | [N]                               | aplikovaná síla s normálovém směru válce              |
| $F_C$                | [N]                               | celková síla působící na píst                         |
| $f_{mep}$            | [kPa]                             | střední ztrátový tlak                                 |
| $F_N$                | [N]                               | normálová síla                                        |
| $F_O$                | [N]                               | síla přenášená ojnicí                                 |
| $F_p$                | [N]                               | tlaková síla spalín                                   |
| $f_{pl\_valec/ot}$   | [Hz]                              | frekvence jedné otáčky klikového hřídele              |
| $f_{pl\_valec\_MAX}$ | [Hz]                              | maximální provozní frekvence                          |
| $F_r$                | [N]                               | setrvačná síla rotujících částí                       |
| $F_s$                | [N]                               | setrvačná síla posuvných částí                        |
| $F_t$                | [N]                               | tečná (třecí) síla                                    |
| $h$                  | [mm]                              | tloušťka mazacího filmu                               |



|                                |                      |                                                   |
|--------------------------------|----------------------|---------------------------------------------------|
| $\eta$                         | [Pa.s]               | dynamická viskozita, účinnost                     |
| imep                           | [Pa]                 | střední indikovaný tlak                           |
| imep <sub>i</sub>              | [Pa]                 | indikovaný tlak jednoho válce                     |
| i <sub>v</sub>                 | [-]                  | počet válců                                       |
| l                              | [mm]                 | délka ojnice                                      |
| m <sub>p</sub>                 | [kg]                 | redukována hmotnost posuvných částí               |
| m <sub>r</sub>                 | [kg]                 | redukována hmotnost rotačních částí               |
| M <sub>t</sub>                 | [Nm]                 | točivý moment motoru                              |
| m <sub>v</sub>                 | [kg]                 | hmotnost vývažku setrvačných rotujících částí     |
| m <sub>v1</sub>                | [kg]                 | hmotnost vývažku setrvačných částí I. řádu        |
| m <sub>v2</sub>                | [kg]                 | hmotnost vývažku setrvačných částí II. řádu       |
| p                              | [Pa]                 | okamžitý tlak ve válci                            |
| P <sub>S1</sub>                | [N]                  | setrvačná síla posuvných částí I. řádu            |
| P <sub>S2</sub>                | [N]                  | setrvačná síla posuvných částí II. řádu           |
| R                              | [mm]                 | poloměr zalomení kliky                            |
| R <sub>V</sub>                 | [mm]                 | poloměr těžiště vývažku rotujících částí          |
| R <sub>V1</sub>                | [mm]                 | poloměr těžiště vývažku setrvačných hmot I. řádu  |
| R <sub>V2</sub>                | [mm]                 | poloměr těžiště vývažku setrvačných hmot II. řádu |
| $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ | [MPa]                | hlavní napětí                                     |
| $\sigma_{red}$                 | [MPa]                | reduované napětí                                  |
| $\tau$                         | [-]                  | takt motoru                                       |
| t                              | [s <sup>-1</sup> ]   | čas                                               |
| U                              | [m.s <sup>-1</sup> ] | efektivní rychlost                                |
| V <sub>Z</sub>                 | [cm <sup>3</sup> ]   | zdvihový objem                                    |
| V <sub>Z1</sub>                | [cm <sup>3</sup> ]   | zdvihový objem jednoho válce                      |
| y                              | [mm]                 | okamžitá výchylka kmitání                         |
| y <sub>m</sub>                 | [mm]                 | maximální výchylka                                |
| $\alpha$                       | [°]                  | úhel pootočení klikového hřídele                  |
| $\lambda$                      | [-]                  | klikový poměr                                     |
| $\omega$                       | [s <sup>-1</sup> ]   | úhlová rychlost otáčení klikového hřídele         |



## SEZNAM PŘÍLOH

|  | Číslo výkresu | Název dílu |
|--|---------------|------------|
|--|---------------|------------|

### Sestava plovoucího válce

|     |             |                |
|-----|-------------|----------------|
| I   | EXP_1000_01 | Vložka válce   |
| II  | EXP_1000_02 | Plovoucí válec |
| III | EXP_1000_03 | Packa          |
| IV  | EXP_1000_04 | Podložka       |

### Sestava klikového hřídele

|      |             |                         |
|------|-------------|-------------------------|
| V    | EXP_2000_01 | Náboj setrvačnick       |
| VI   | EXP_2000_02 | Náboj vývodový hřídel   |
| VII  | EXP_2000_03 | Přiruba setrvačnick     |
| VIII | EXP_2000_04 | Přiruba vývodový hřídel |

### Sestava vyvažovacího ústrojí

|      |             |                        |
|------|-------------|------------------------|
| IX   | EXP_3000_01 | Vývažek I              |
| X    | EXP_3000_02 | Vývažek II             |
| XI   | EXP_3000_03 | Vyvažovací hřídel I_1  |
| XII  | EXP_3000_04 | Vyvažovací hřídel I_2  |
| XIII | EXP_3000_05 | Vyvažovací hřídel II_1 |
| XIV  | EXP_3000_06 | Vyvažovací hřídel II_2 |
| XV   | EXP_3000_07 | Pastorek               |

### Sestava mezikola

|       |             |                  |
|-------|-------------|------------------|
| XVI   | EXP_4000_01 | Mezikolo         |
| XVII  | EXP_4000_02 | Hřídel mezikolo  |
| XVIII | EXP_4000_03 | Vložka mezikolo  |
| XIX   | EXP_4000_04 | Přiruba mezikolo |

### Bloky a skříně



|       |                               |                      |
|-------|-------------------------------|----------------------|
| XX    | EXP_5000                      | Dekl                 |
| XXI   | EXP_6000                      | Blok válce           |
| XXII  | EXP_7000                      | Kliková skřín vrchní |
| XXIII | EXP_8000                      | Kliková skřín spodní |
| XXIV  | EXP_9000                      | Skřín vývažků vrchní |
| XXV   | EXP_10000                     | Skřín vývažků spodní |
| XXVI  | Materiálový list Loctite 5399 |                      |