



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

# MODERNÍ POHONNÁ JEDNOTKA S VYSOKOU MECHANICKOU ÚČINNOSTÍ – KLIKOVÝ MECHANISMUS

CRANKTRAIN WITH HIGH MECHANICAL EFFICIENCY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

Bc. JAKUB KRAJČI

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Krajčí

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:

### **Moderní pohonná jednotka s vysokou mechanickou účinností – klikový mechanismus**

v anglickém jazyce:

### **Cranktrain with High Mechanical Efficiency**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Principiálně navrhnete klikový mechanismus s nízkými mechanickými ztrátami pro využití v zážehovém čtyřválcovém motoru. Navrhnete vhodný výpočtový model klikového mechanismu pro vyjádření třecích ztrát a porovnejte se standardním stavem. Práce není limitována současným stavem pohonných jednotek v sériovém provedení.

Cíle diplomové práce:

- 1) Možnosti snižování mechanických ztrát klikového mechanismu
- 2) Rešerše výpočtových přístupů k řešení klikového mechanismu
- 3) Návrh výpočtového modelu klikového mechanismu
- 4) Analýza standardního klikového mechanismu
- 5) Analýza navrženého klikového mechanismu
- 6) Zhodnocení výsledků
- 7) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] NOVOTNÝ, P. Virtual Engine – A Tool for Powertrain Development. Brno, 2009. Habilitační práce. VUT v Brně.
- [2] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. Praha, 2007. PHD Thesis. ČZU Praha.
- [3] Kolektiv VÚNM a ČKD Naftové motory čtyřdobé - 1 díl. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 15.4.2015

L.S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty



## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou mechanické účinnosti kontaktních dvojic klikového mechanismu spalovacího motoru. V úvodní části je uvedeno seznámení se základními pojmy klikového mechanismu, oblastmi vzniku mechanických ztrát, režimy mazání a druhy opotřebení. Další kapitoly popisují možnosti snižování mechanických ztrát klikového mechanismu a výpočtové přístupy, které lze využít k řešení mechanických ztrát. Vlastní práce obsahuje návrh výpočtového modelu, použitého k analýze klikového mechanismu motoru Škoda 1.2 HTP. V poslední části jsou uvedeny modifikované varianty standartního klikového mechanismu s ohledem na snížení mechanických ztrát. V závěru jsou zhodnoceny dosažené výsledky.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Klikový mechanismus, mechanická účinnost, 1.2 HTP, tření, FMEP, valivá ložiska

## ABSTRACT

This master's thesis is concerned with the mechanical efficiency of cranktrain contact pairs in a combustion engine. In the introductory part, the fundamental terminology relating to the cranktrain is presented along with the specification of the areas of mechanical losses, greasing modes and types of wear. The following chapters describe the possibilities of eliminating mechanical losses of the cranktrain and the calculation methods that can be utilized to mathematically solve mechanical losses. The practical part includes the proposal of a calculation model and its use in the analysis of the cranktrain of Skoda 1.2 HTP engine. The last part of this thesis comprises modified alternatives of the standard cranktrain focusing on the elimination of mechanical losses. The evaluation of the results is presented in the conclusion of this thesis.

## KEYWORDS

Cranktrain, mechanical efficiency, 1.2 HTP, friction, FMEP, roller bearings



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KRAJČI, J. *Moderní pohonná jednotka s vysokou mechanickou účinností – klikový mechanismus*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 113 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. Pavel Novotný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jakub Krajčí



## PODĚKOVÁNÍ

V první řadě patří poděkování vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za věcné rady a odbornou pomoc při tvorbě diplomové práce. Za věcné rady a připomínky chci poděkovat také mým studijním kolegům na ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

Velký dík za podporu ve studiu patří všem členům mé rodiny. Zejména pak otci za velmi potřebnou finanční podporu a babičce z otcovy strany za starost o moji životosprávu. Největší dík však patří mé nádherné přítelkyni, která byla mým hnacím motorem při vypracování této diplomové práce.



## OBSAH

Úvod .....	11
1 Spalovací motory s vratným pohybem pístu .....	12
1.1 Základní pojmy .....	12
1.2 Klikový mechanismus.....	16
1.2.1 Pístní skupina.....	16
1.2.2 Ojnice .....	19
1.2.3 Kliková hřídel .....	20
1.2.4 Setrvačnick .....	21
1.2.5 Kluzná ložiska .....	21
1.2.6 Válec.....	22
1.3 Kinematika klikového mechanismu.....	25
1.4 Kinematika excentrického klikového mechanismu .....	27
1.5 Silové působení v klikovém mechanismu .....	29
1.5.1 Vztahy pro výpočet primárních sil .....	30
1.5.2 Vztahy pro výpočet sekundárních sil.....	30
1.5.3 Grafické znázornění silového působení v klikovém mechanismu .....	31
2 Základy tribologie .....	32
2.1 Kontaktní procesy .....	32
2.2 Tření.....	33
2.2.1 Třecí síla .....	33
2.2.2 Závislost součinitele tření na rychlosti .....	34
2.3 Mazání .....	35
2.3.1 Režimy mazání .....	35
2.3.2 Hydrodynamické mazání kluzného ložiska.....	37
2.4 Opotřebení .....	37
2.4.1 Intenzita opotřebení .....	39
3 Mechanické ztráty v klikovém mechanismu .....	40
3.1 Mechanická účinnost .....	40
3.2 Oblasti vzniku mechanických ztrát.....	41
3.2.1 Mechanické ztráty v pístní skupině .....	41
3.2.2 Mechanické ztráty v klikové hřídeli .....	43
3.2.3 mechanické ztráty způsobené vířením vzduchu s olejem v klikové skříně .....	43
4 Možnosti snižování mechanických ztrát .....	44
4.1 Konstrukční úpravy.....	44
4.1.1 Konstrukční úpravy pístu .....	44





4.1.2	Konstrukční úpravy ojnice.....	45
4.1.3	Konstrukční úpravy klikové hřídele .....	45
4.1.4	Nahrazení kluzných ložisek ložisky valivými .....	47
4.2	Povrchové úpravy .....	48
4.2.1	LST texturování.....	48
4.2.2	DLC povlak .....	49
4.2.3	CrN povlak .....	49
4.2.4	Tepelné naprašování .....	50
4.2.5	Nano-strukturní povlaky .....	51
4.3	Volba maziva .....	51
5	Výpočtové přístupy k řešení mechanických ztrát klikového mechanismu.....	52
5.1	Empirické přístupy.....	52
5.2	Semiempirické přístupy .....	53
5.2.1	Sommerfeldův přístup .....	53
5.3	MBS přístup.....	54
5.4	MKP + MBS .....	55
6	Metodika použitého výpočtového modelu klikového mechanismu .....	56
6.1	Volba referenčního klikového mechanismu .....	56
6.2	Vytvoření MBS modelu klikového mechanismu.....	57
6.2.1	Prostředí programu Adams/Engine .....	57
6.2.2	Vytvoření šablony – Template Builder .....	58
6.2.3	Vytvoření Subsystému.....	65
6.2.4	Vytvoření hlavní sestavy – General Assembly .....	65
6.3	Výpočet ztrátového výkonu klikového mechanismu.....	66
6.3.1	Simulace MBS modelu klikového mechanismu.....	66
6.3.2	Výpočet ztrátového výkonu ložisek .....	67
6.3.3	Výpočet ztrátového výkonu pístů.....	68
6.3.4	Výpočet ztrátového výkonu pístních kroužků.....	69
6.4	Přepočet ztrátového výkonu na FMEP .....	70
6.5	Výpočtový model ztrátového výkonu valivých ložisek.....	71
6.5.1	Moment valivého tření .....	71
6.5.2	Moment smykového tření.....	73
6.5.3	Třecí moment způsobený odporem brodění .....	74
6.5.4	Radiální zatížení .....	76
7	Analýza standartního klikového mechanismu.....	77
7.1	Analýza kluzných ložisek .....	77



7.1.1	Hlavní ložiska.....	78
7.1.2	Ojniční ložiska.....	79
7.1.3	Pístní ložiska.....	80
7.1.4	Vyvažovací ložiska.....	81
7.1.5	Porovnání mechanických ztrát kluzných ložisek .....	82
7.2	Analýza pláště pístů .....	85
7.3	Analýza pístních kroužků .....	86
7.3.1	Porovnání třecích ztrát jednotlivých kroužků.....	87
7.4	Celkové třecí ztráty standartního klikového mechanismu .....	88
8	Analýza modifikovaných klikových mechanismů .....	90
8.1	Analýza excentricky uložené klikové hřídele .....	90
8.1.1	Celkové třecí ztráty excentrického klikového mechanismu .....	90
8.1.2	Analýza kluzných ložisek.....	91
8.1.3	Analýza pláště pístu.....	92
8.1.4	Analýza pístních kroužků .....	93
8.2	Analýza klikového mechanismu s hlavními kuličkovými ložisky .....	94
8.2.1	Celkové třecí ztráty klikového mechanismu s hlavními kuličkovými ložisky ...	94
8.2.2	Analýza hlavních kuličkových ložisek .....	95
8.3	Analýza excentrického klikového mechanismu s hlavními kuličkovými ložisky ....	95
9	Zhodnocení výsledků.....	98
9.1	Porovnání ztrátového výkonu analyzovaných klikových mechanismů .....	98
9.2	Porovnání FMEP analyzovaných klikových mechanismů .....	100
9.3	Porovnání standartního a excentricky uloženého klikového mechanismu .....	101
9.4	Porovnání kluzných a kuličkových hlavních ložisek.....	103
	Závěr.....	105
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	110
	Seznam příloh.....	113



## ÚVOD

Spalovací motory jsou mechanické tepelné hnací stroje, ve kterých se tepelná energie získaná spalováním paliva mění s poměrně vysokou účinností na mechanickou práci. Pracovní látkou jsou samotné zplodiny hoření. Při přeměně tepelné energie v mechanickou práci probíhají ve spalovacích motorech termodynamické děje, při nichž dochází ke změně chemického složení pracovní látky ( $\text{HC} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ ).

Pístové spalovací motory, jejichž nedílnou součástí je klikový mechanismus, pracují s periodicky se opakujícím otevřeným pracovním oběhem (čtyřdobé a dvoudobé motory), kde klikový mechanismus slouží k přeměně přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační. Podle druhu paliva rozdělujeme pístové spalovací motory na plynná paliva (LPG, CNG) a na kapalná paliva (benzín, etanol, nafta), dále tyto motory dělíme na motory s umělým zažehnutím pomocí elektrické jiskry (zážehové) a na motory se samočinným vznícením (vznětové). Pístové spalovací motory dělíme taky podle způsobu plnění válce na motory s atmosférickým plněním a na motory plněné přetlakem (přeplňované motory pomocí kompresoru či turbodmyhadla).

Moderní pohonné jednotky podléhají přísným emisním normám, jejichž limitní hodnoty emisních látek se neustále snižují (nynější platná evropská norma platí od roku 2014 → EURO 6). Proto jsou výrobci nuceni k neustálému výzkumu a vývoji spalovacích jednotek. Z důvodů emisních norem a především z velkých peněžních sankcí při jejich nesplnění, byli výrobci nuceni k přechodu na tzv. Downsizing motorů (výjimkou je prozatím automobilka Mazda se svojí filozofií Skyactiv). Zjednodušeně lze říct, že se jedná zmenšování objemu motoru při zachování stejného výkonu (zvětšování litrového výkonu motoru). Zmenšování motoru má za následek snižování hmotnosti – úbytek materiálu. Pokud tedy výrobci chtějí u moderních pohonných jednotek zachovat přibližně stejnou životnost (ve srovnání s motory z 90 let 20 století), musí mimo jiné používat kvalitnější (hodnotnější) materiály a speciální povrchové úpravy.

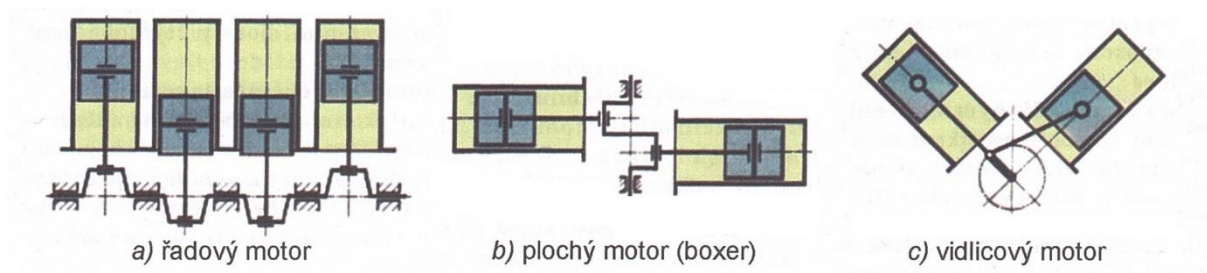
S příchodem Downsizingu jsme v posledních letech svědky neustálého navyšování litrového výkonu motorů. Tohoto jevu je dosaženo hlavně díky použití přeplňování, ale také z velké části díky snižování mechanických ztrát (zvyšování mechanické účinnosti).

Problematikou mechanických ztrát se zabývá tato práce. Konkrétně zvyšováním mechanické účinnosti klikového mechanismu pístového spalovacího motoru Škoda 1.2 HTP. Cílem práce je zjistit možnosti snižování mechanických ztrát, uvedení možných výpočtových přístupů pro jejich zjištění. Dále pak analýza zvoleného klikového mechanismu a návrh modifikací vedoucí ke snížení mechanických ztrát.



# 1 SPALOVACÍ MOTORY S VRATNÝM POHYBEM PÍSTU

Pístové spalovací motory s vnitřním spalováním produkují mechanickou energii na základě periodicky se opakujících otevřených pracovních oběhů, probíhajících v pracovním válci. Spalování paliva se děje ve spalovacím prostoru, tvořící přímo část objemu pracovního válce. Základní konstrukční provedení spalovacích motorů s vratným pohybem pístu jsou uvedeny na obr. 1.1. [1], [2]



Obr. 1.1 Uspořádání válců vozidlových pístových motorů [1]

## 1.1 ZÁKLADNÍ POJMY

### HORNÍ ÚVRAŤ (HU)

Horní úvrať je poloha, ve které je píst nejvíce vzdálen od osy klikové hřídele (viz obr. 1.2). [1]

### DOLNÍ ÚVRAŤ (DU)

Dolní úvrať je poloha, ve které je píst nejbližší osy klikové hřídele (viz obr. 1.2). [1]

### ZDVIH (z)

Zdvih je dráha pístu mezi horní a dolní úvratí (viz obr. 1.2). Pro vykonání jednoho zdvihu je zapotřebí polovina otáčky klikového hřídele. [1]

### VRTÁNÍ VÁLCE ( $D_v$ )

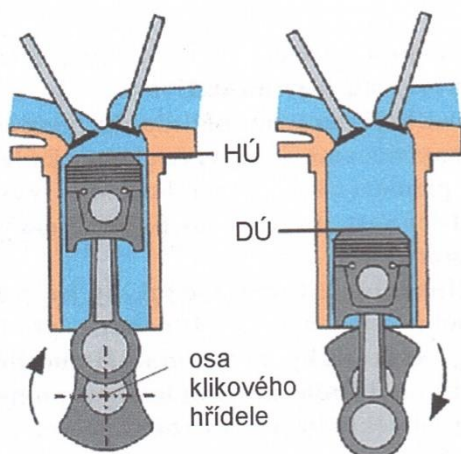
Vrtání válce je vnitřní průměr válce (průměr pracovního prostoru). [1]

### ZDVIHOVÝ OBJEM VÁLCE ( $V_z$ )

Zdvihový objem válce je objem pracovního prostoru mezi horní a dolní úvratí. [1]

Rovnice pro výpočet zdvihového objemu válce [1]:

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z \text{ [m}^3\text{]} \quad (1)$$



Obrázek 1.2 – Horní a dolní úvrať

Obr. 1.2 Horní, dolní úvrať a zdvih [1]

### ZDVIHOVÝ OBJEM MOTORU ( $V_m$ )

Zdvihový objem motoru je zdvihový objem válce  $V_z$  násobený počtem válců  $i$ . [1]

Rovnice pro výpočet zdvihového objemu motoru [1]:

$$V_m = V_z \cdot i \text{ [m}^3\text{]} \quad (2)$$

### OBJEM KOMPRESNÍHO PROSTORU ( $V_k$ )

Objem kompresního prostoru je objem zbývající části pracovního prostoru v okamžiku, kdy je píst v horní úvrať (viz obr. 1.3). Kompresní prostor může být částečně vytvořen i v pístu nebo hlavě válců. [1]

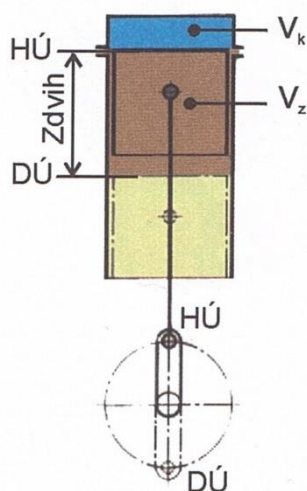
### KOMPRESNÍ POMĚR ( $\epsilon$ )

Kompresní poměr (stupeň stlačení směsi) je poměr objemu směsi nasáté k objemu směsi stlačené, tedy poměr celého pracovního objemu válce k objemu kompresního prostoru (viz obr. 1.3). [1]

Rovnice pro výpočet kompresního poměru [1]:

$$\epsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \text{ [-]} \quad (3)$$

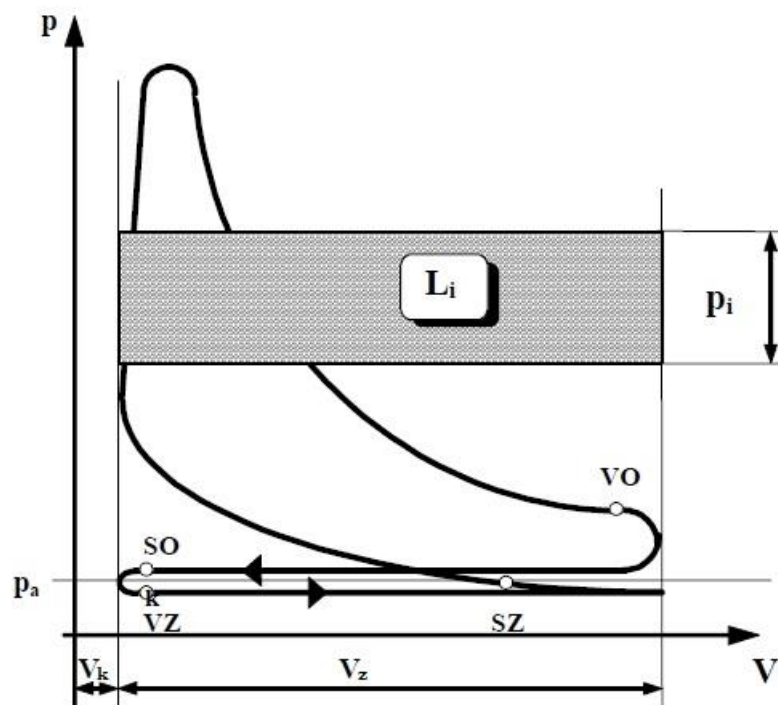
Kompresní poměr u zážehových motorů se obvykle pohybuje v rozmezí 8:1 až 14:1, u vznětových 14:1 až 23:1. [1]



Obr. 1.3 Kompresní prostor [1]

### STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK ( $p_i$ )

Střední indikovaný tlak charakterizuje dokonalost spalování paliva z hlediska využití zdvihového objemu válce motoru. Čím větší je hodnota  $p_i$ , tím větší práci z jednotky zdvihového objemu získáme. [1]



Obr. 1.4 Střední indikovaný tlak [2]



Symbole v předcházejícím obrázku, které nejsou popsány výše v textu, mají následující význam:

- $p$  – tlak [MPa];  $V$  – objem [ $m^3$ ],
- $p_a$  – atmosférický tlak [Mpa];  $L_i$  – indikovaná práce [J],
- $SO$  – otevření sání;  $SZ$  – uzavření sání;  $VO$  – otevření výfuku;  $VZ$  – uzavření výfuku.

Střední indikovaný tlak lze zjistit matematicky nebo zplanimetrováním indikátorového diagramu a jeho nahrazením obdélníkem, jehož jednu stranu tvoří velikost zdvihového objemu  $V_z$  a druhou střední indikovaný tlak  $p_i$  (viz obr. 1.4). [1]

### STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK ( $p_e$ )

Střední efektivní tlak je střední indikovaný tlak ovlivněný mechanickou účinností motoru  $\eta_m$ , tedy [1]:

$$p_e = p_i \cdot \eta_m \quad [MPa] \quad (4)$$

### INDIKOVANÝ VÝKON ( $P_i$ )

Indikovaný výkon je teoretický výkon vypočítaný na základě středního indikovaného tlaku dle vztahu [1]:

$$P_i = \frac{p_i \cdot i \cdot V_z \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [kW], \quad (5)$$

- kde:
- $i$  – počet válců motoru,
  - $V_z$  – zdvihový objem válce [ $dm^3$ ],
  - $n$  – otáčky motoru [ $min^{-1}$ ],
  - $\tau$  – taktnost (4 – čtyřdobý motor; 2 – dvoudobý motor).

### EFEKTIVNÍ VÝKON ( $P_e$ )

Efektivní výkon je užitečný výkon, který lze pomocí středního efektivního tlaku matematicky stanovit dle vztahu [1]:

$$P_e = \frac{p_e \cdot i \cdot V_z \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad [kW] \quad (6)$$

Častěji se však zjišťuje měřením skutečného motoru na některém typu dynamometru. Pomocí naměřeného točivého momentu motoru  $M_t$  lze efektivní výkon určit dle vztahu [1]:

$$P_e = \frac{\pi \cdot M_t \cdot n}{30000} \quad [kW], \quad (7)$$

- kde:
- $M_t$  – naměřený točivý moment motoru [Nm],
  - $n$  – otáčky motoru [ $min^{-1}$ ].

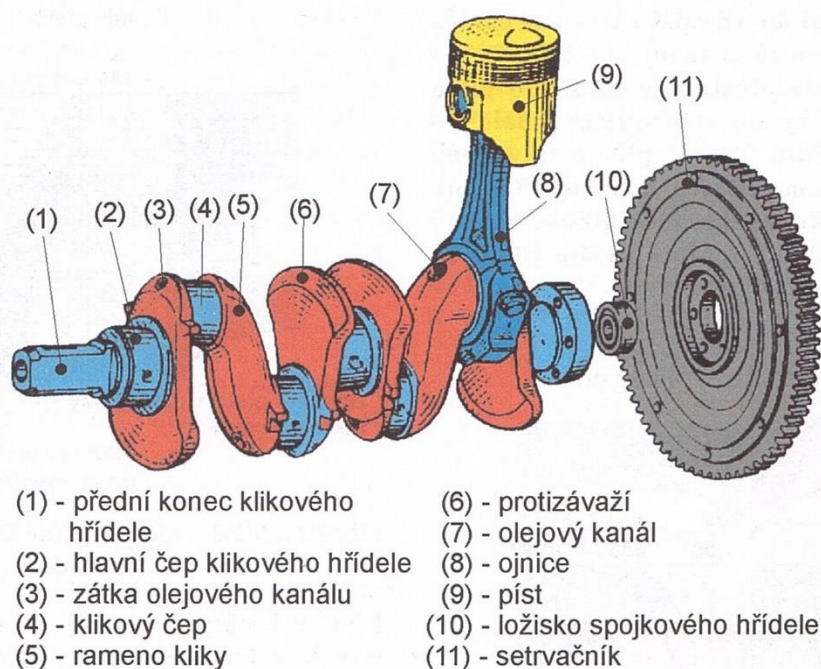


## 1.2 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus (viz obr. 1.5) se díky své podstatě (převod přímočarého vratného pohybu na pohyb rotační) stal jedním z nejpoužívanějších mechanismů ve strojírenství, zejména pro pohon dopravních prostředků jako jsou automobily, lodě apod. V automobilovém průmyslu se nejvíce rozvinul v oblasti čtyřdobých pístových spalovacích motorů, vznětových i zážehových.

Hlavní části klikového mechanismu:

- pístní skupina (píst, pístní čep, pístní kroužky),
- ojnice,
- kliková hřídel,
- setrvačnick.



Obr. 1.5 Klikový mechanismus [1]

### 1.2.1 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupinu tvoří píst, pístní čep a pístní kroužky (stírací a těsnící), jsou na ni kladeny následující požadavky [1], [2]:

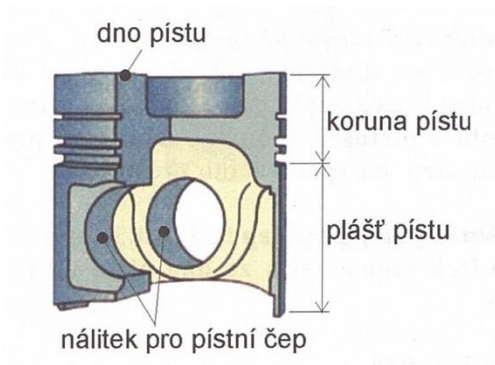
- zachycení tlaku plynů vznikajících při hoření, převést jeho sílu na ojnici a dále na klikovou hřídel,
- zachycení boční síly vyvolané klikovým mechanismem a její přenos na stěnu válce,
- utěsnění spalovacího prostoru od prostoru klikové skříně tak, aby byl omezen únik spalin a průnik motorového oleje,
- zabezpečení co nejrychlejšího odvedení tepla ze dna pístu do stěn válce.





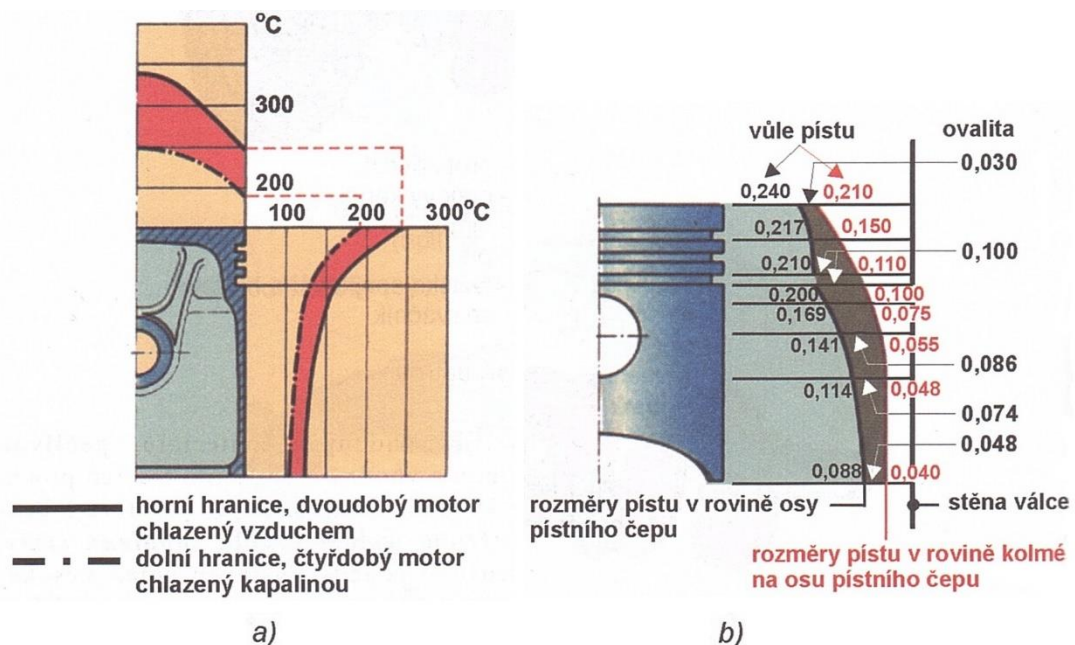
## PÍST

Při práci motoru je píst (viz obr. 1.6) zatěžován mechanicky, silami od tlaku plynů a setrvačnými silami vyvolanými vratným pohybem pístu, dále je píst namáhán tepelně, vysokými teplotami spalin ve spalovacím prostoru motoru. Díky tomu, že píst není tepelně namáhán stejně na celém svém povrchu (viz obr. 1.7a) je jeho výsledný tvar ve výchozím stavu značně komplikovaný (viz obr. 1.7b). [1], [2]



Obr. 1.6 Konstrukce pístu [1]

Charakter zatěžujících účinků je rázový, vyvolaný prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. V důsledku cyklických změn těchto zatěžujících účinků dochází také k únavovému namáhání pístu.



Obr. 1.7 Tepelné namáhání pístu, a) Provozní teplota pístu z hliníkové slitiny; b) Ideální profil pístu a jeho vůle ve válci. [1]

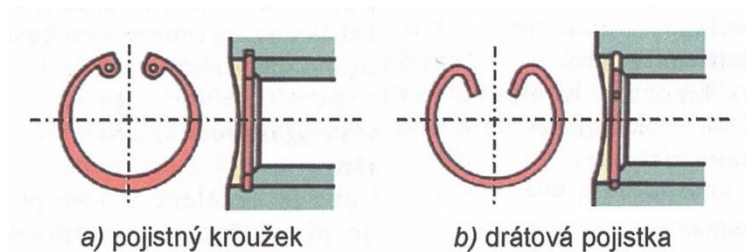


## PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep přenáší síly mezi pístem a ojnicí. Pístní čep musí být zhotoven z velmi houževnaté oceli, protože na něj působí rázové střídavé cyklické namáhání (střih, ohyb). Aby povrch čepu odolával opotřebení, musí být zpevněn a kvalitně obroušen. Další požadavek na pístní čep je jeho nízká hmotnost, aby zbytečně nezvětšoval setrvačné síly pístu. [1], [2]

Pístní čep bývá nejčastěji v oku ojnice uložen s vůlí tzv. „plovoucí“ pístní čep. Plovoucí pístní čep je zajištěn proti axiálnímu posunutí pomocí pojistných kroužků či drátových pojistek (viz obr. 1.8). [1], [2]

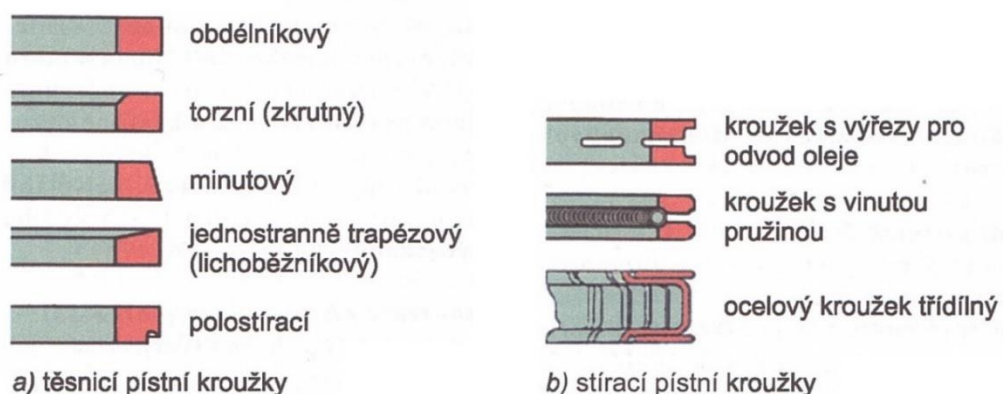
Pístní čep může být v oku ojnice uložen s určitým přesahem, takové uložení nazýváme pevné, tzv. „pevný“ pístní čep. Pístní čep je za tepla zalisován do ojničního oka, v tomto případě není oko ojnice opatřeno ložiskovým pouzdem a pístní čep nemusí být v oku pístu zajištěn proti axiálnímu posuvu. [1], [2]



Obr. 1.8 Zajištění pístního čepu proti axiálnímu posuvu [1]

## PÍSTNÍ KROUŽKY

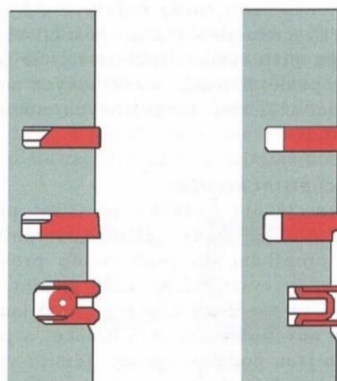
Pístní kroužky jsou pružné prstence v jednom místě (tzv. zámek) rozříznuté. Pístní kroužky dále rozdělujeme na těsnicí a stírací (viz obr. 1.9). Dnes se u běžných automobilů používají až na výjimky dva těsnicí a jeden stírací kroužek (viz obr. 1.10). [1]



Obr. 1.9 Pístní kroužky [1]



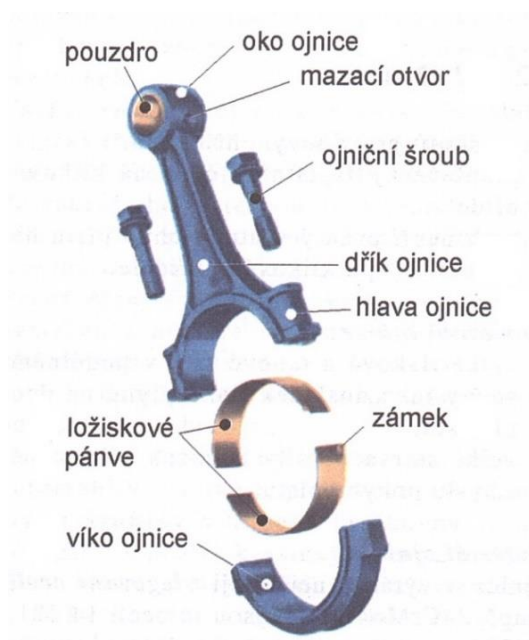
Těsnící kroužky utěsňují píst ve válci, čímž zabráňují pronikání plynů ze spalovacího prostoru do prostoru klikové hřídele, dále také odvádějí největší část tepla z pístu do stěn válce. Stírací kroužky mají na starost stírat přebytečný olej ze stěny válce a zabránit tak jeho pronikání do spalovacího prostoru, čímž zabráňují karbonizaci oleje a zapékání těsnících kroužků. [1]



Obr. 1.10 Typické soudobé uspořádání pístních kroužků čtyřdobého zážehového motoru [1]

### 1.2.2 OJNICE

Ojnice (viz obr. 1.11) spojuje píst s klikovou hřídelí, čímž zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovou hřídelí motoru. Dochází tak k přeměně přímočarého vratného pohybu pístu na otáčivý pohyb klikové hřídele. U čtyřdobých motorů je namáhána únavově proměnlivou silou tah – tlak. [1], [2]



Obr. 1.11 Ojnice [1]



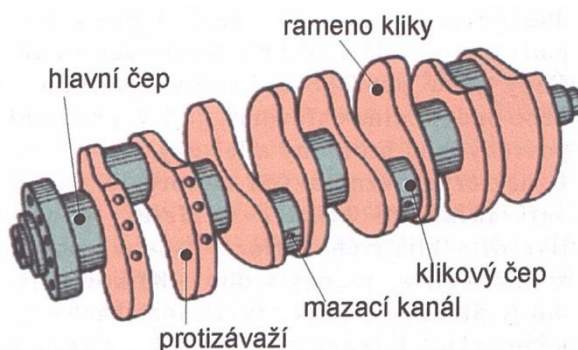
Základní požadavky na ojnice jsou nízká hmotnost (snížení setrvačných hmot), vysoká pevnost a vysoká tuhost horního i spodního ojničního oka. Ojnice můžeme dělit dle provedení dřívku na ojnice typu „I“ a „H“ (viz obr. 1.12). [2]



Obr. 1.12 Ojnice a) typu „I“, b) typu „H“ [3]

### 1.2.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel čtyřdobého spalovacího motoru zabezpečuje spolu s ojnicí kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Současně zabezpečuje přenos točivého momentu na setrvačnick, a dále na spojku motorového vozidla, menší část točivého momentu přenáší také pro pohon ventilového rozvodu, olejového čerpadla, alternátoru atd. U čtyřdobého motoru je kliková hřídel (viz obr. 1.13) využívána k rozvodu mazacího oleje do ojničních ložisek. [2]



Obr. 1.13 Kliková hřídel řadového čtyřválcového motoru [1]

Konstrukce klikové hřídele musí zajišťovat tuhost ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatěžování, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů ložisek a dlouhou životnost při cyklickém zatěžování (vysokou únavovou pevnost). Konstrukce klikové hřídele částečně zabezpečuje vyvážení setrvačných sil, momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží. [2]



#### 1.2.4 SETRVAČNÍK

Setrvačnick (viz obr. 1.14) je v podstatě litinový nebo ocelový kotouč připevněný na zadní přírubu klikové hřídele. Účelem setrvačnicku je akumulovat dostatečnou kinetickou energii potřebnou k překonání pasivních odporů při nepracovních zdvizích. Tím je docíleno předepsané rovnoměrnosti chodu motoru (chod motoru je tím vyváženější čím více má motor válců nebo čím větší má setrvačnick). [1], [4]



Obr. 1.14 Setrvačnick [4]

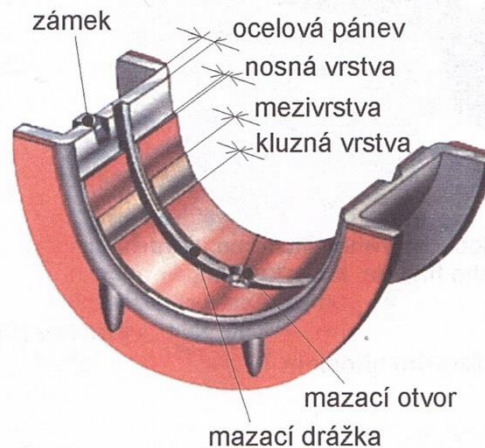
U vozidlových motorů tvoří vnitřní plocha setrvačnicku třecí povrch kotoučové spojky. Součástí setrvačnicku je ozubený věnec tvořící prvek převodu, který je nutný k docílení velkého převodu (převodový poměr 1:13 až 1:15) mezi elektrickým spouštěčem a klikovou hřídelí motoru. U vozidel s automatickou převodovkou plní funkci setrvačnicku rotor čerpadla hydrodynamické spojky.[1], [2]

#### 1.2.5 KLUZNÁ LOŽISKA

U čtyřdobých motorů se kluzná ložiska používají jako ložiska pro hlavní a ojnicí čep klikové hřídele a pro uložení pístního čepu v oku ojnice. Při použití kluzných ložisek se využívá hydrodynamického mazání, viz kapitola 2.3.1. To znamená, že při provozu je mezi čepem a stěnou ložiska trvale udržována vrstva maziva, tření je pouze kapalinné. Mezi čepem a stěnou ložiska dochází k mezním stavům (ke kontaktům), jedná se o stavy klidu, startování a doběhu motoru, při kterých dochází k meznímu a smíšenému mazání, viz kapitola 2.3.1. [2]

Základem kluzného ložiska je ložisková pánve. V dnešní době se používají tři a více vrstvé pánve (viz obr. 1.15). Na ocelové podložce jsou nanášeny vrstvy, postupně, nosná, mezivrstva a kluzná vrstva. Nosná vrstva odolává vysokým zatížením, kluzná vrstva má vynikající třecí vlastnosti a odolnost proti opotřebení. Mezivrstva je velmi tenká, slouží k zabránění proniknutí vrstvy kluzné do vrstvy nosné. [1], [2]

Zámek u ložiskové pánve slouží k zajištění správné polohy při montáži. Mazací otvor slouží k přívodu maziva a mazací drážka rozvádí mazivo po ploše ložiskové pánve. Kluzná vrstva kluzného ložiska musí být odolná vůči korozi a musí být do jisté míry schopna pohlcovat tvrdé částice, které se vyskytují v mazivu. [2]



Obr. 1.15 Třivrstvá radiálně-axiální ložisková pánev [1]

### 1.2.6 VÁLEC

Válec spolu s hlavou válce a pístem vytváří spalovací prostor. Probíhá zde spalování směsi, při kterém vzniká velké množství plynů o vysokém tlaku, které mají za následek prudký nerovnoměrný nárůst teploty. Ve válci je umístěn píst s pístními kroužky, který je součástí klikového mechanismu spalovacího motoru s vratným pohybem pístu. Časově proměnné namáhání válce tlakem spalin, normálovými silami od pístu a změnou teploty vyvolává únavové namáhání materiálu válce. [2]

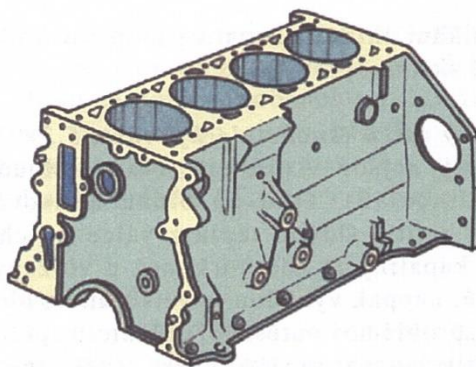
Účelem válce je [1], [2]:

- zabezpečit vedení pístu a zachycovat tlaky, které vznikají během pracovního oběhu,
- zabezpečit rychlý odvod tepla, tím pádem chlazení pracovního prostoru,
- vytvořit kluznou a zároveň těsnicí plochu pro pohyb pístu.

Z účelu válce vyplývají následující požadavky [1]:

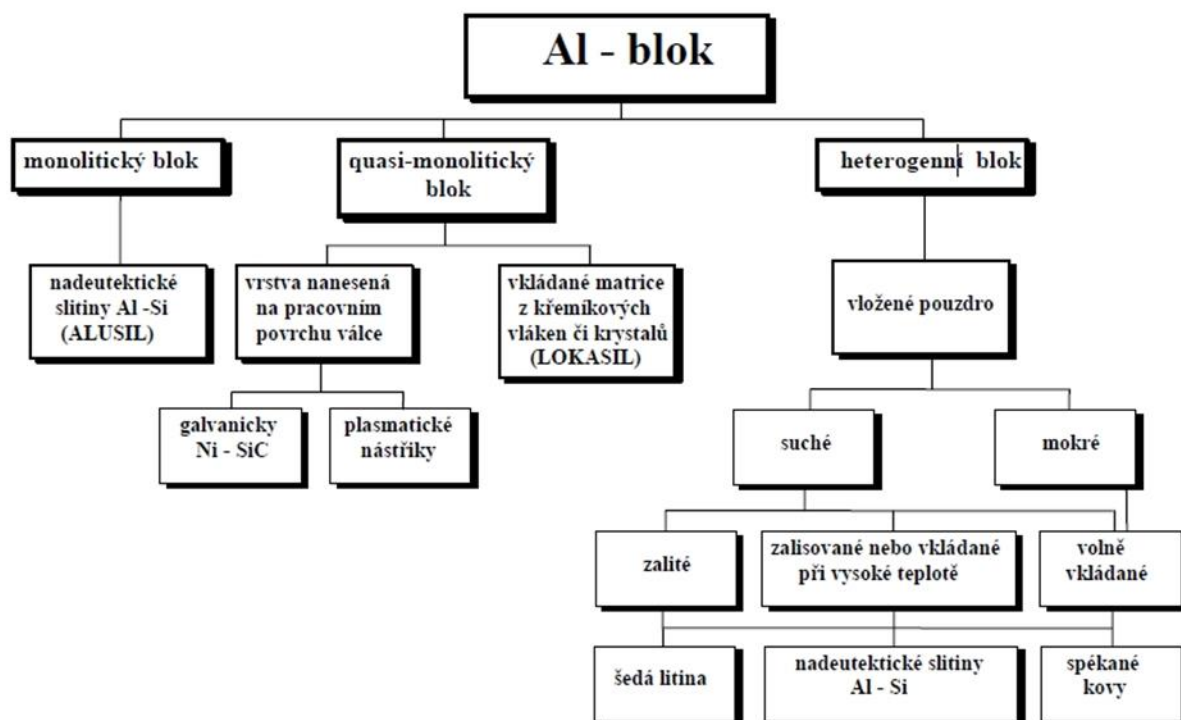
- dostatečná pevnost při co nejlepší těsnosti,
- odolnost proti tepelnému namáhání, které vzniká rozdílem provozní teploty vnitřní a vnější stěny válce,
- odolnost proti korozi (zplodiny hoření, chladicí kapalina),
- dobré třecí vlastnosti a schopnost vytvoření a ulpívání olejové vrstvy,
- dobrá tepelná vodivost.

Dnešní bloky motoru u automobilů jsou převážně vyrobeny z hliníkových slitin, kde pracovní plocha je obrobena přímo v materiálu bloku motoru (viz obr 1.16). Existují také jiné koncepce (viz obr. 1.17), kde se využívá vkládaných pouzder do vývrtnu v bloku motoru. Vkládané pouzdra dělíme (viz obr. 1.18), na mokré a suché vložky. Všechny typy válců jsou chlazeny kapalinou, tudíž v bloku motoru jsou zhotoveny chladicí kanály, které odvádí teplo pryč z motoru. [1], [2]



Obr. 1.16 Monolitický blok motoru [1]

U monolitického bloku je celý blok odlit ze slitiny Al-Si. Požadovaných vlastností pracovní plochy válce se dosahuje pomocí tzv. chemického honování, při kterém dochází k odleptávání velmi malé vrstvy hliníku ze slitiny. Vyčnívající zrna tvrdého křemíku vytvářejí velmi odolný povrch proti opotřebení pístem a pístními kroužky. Pro snížení opotřebení pístů se písty upravují vhodnou povrchovou úpravou. [1]



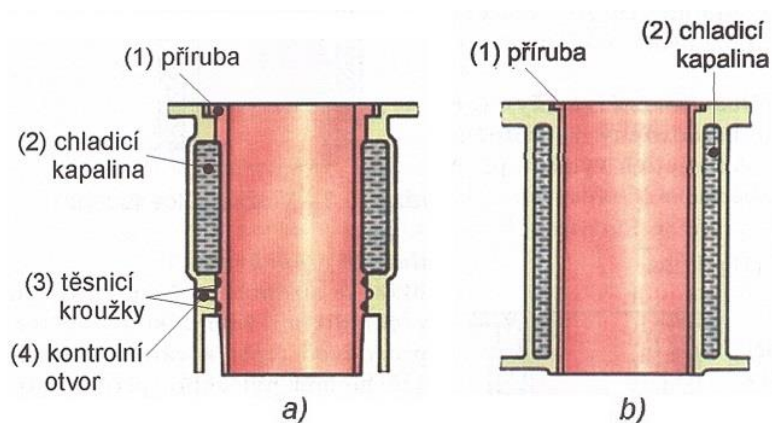
Obr. 1.17 Rozdělení hliníkových bloků motoru [2]

U quasi-monolitických bloků se nejčastěji používá metoda Nikasil, při které je na pracovní povrch válce galvanicky nanesena vrstvička Ni-SiC. Nebo metoda vkládání matic z kompozitních slitin (hliník plus uhlíková a keramická vlákna). [1]



Výhodou použití vkládaných pouzder je možnost použití jiného, vhodnějšího, materiálu, než z kterého je vyroben blok motoru. Oproti válcům vytvořených přímo v bloku mohou mít vyšší odolnost proti opotřebení. [1]

Výhodou použití mokrých vložek je jejich možná výměna bez demontáže motoru z automobilu. Oproti vložkám suchým lze dosáhnout lepšího chlazení pracovní plochy. [2]



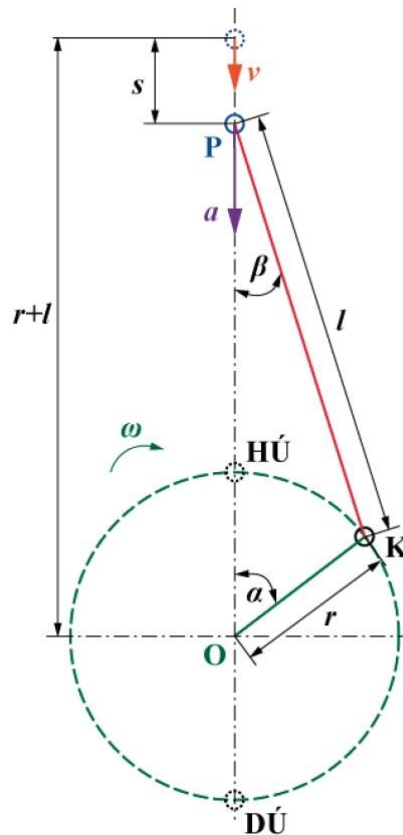
Obr. 1.18 Vkládaná pouzdra a) mokrá vložka, b) suchá vložka [1]

Suché vložky nelze jednoduše (bez demontáže motoru) vyměnit, protože k honování pracovní plochy se provádí až při uložení vložky v bloku motoru. Ve srovnání s vložkami mokrými, dosahují bloky motoru při použití suchých vložek vyšší tuhosti a není zde takový problém s utěsněním chladicí kapaliny. [1], [2]





### 1.3 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU



Obr. 1.19 Kinematika klikového mechanismu [6]

Kde:

- $s$  – dráha pístu;  $v$  – rychlost pístu;  $a$  – zrychlení pístu,
- $l$  – délka ojnice;  $r$  – rameno kliky,
- $K$  – střed hlavy ojnice;  $O$  – střed klikové hřídele;  $P$  – střed oka ojnice,
- $HÚ$  – horní úvrať;  $DÚ$  – dolní úvrať,
- $\alpha$  – úhel natočení kliky;  $\beta$  – úhel odklonu ojnice,
- $\omega$  – úhlová rychlost kliky.

Při spalování směsi vzniká velké množství spalin o vysokém tlaku, které působí při expanzi na píst a pístní kroužky. Vzniká silové působení, které se dále přenáší na pístní čep, ojnici a klikovou hřídel. Silové působení vytváří posuvný pohyb pístu, který je za pomoci ojnice a klikové hřídele převáděn na pohyb rotační. Tento děj je možné znázornit v kinematickém schématu (viz obr. 1.19). [5]

Úhlová rychlost se vypočítá dle vztahu [6]:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (8)$$

kde  $n \text{ [s}^{-1}\text{]}$  jsou otáčky motoru.



Pro další výpočty je vhodné uvést vztah pro výpočet klikového poměru  $\lambda$  [6]:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (9)$$

Vztah pro výpočet dráhy pístu [6]:

$$s_p = r + l - (r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta) \quad [m] \quad (10)$$

Po analytických a numerických úpravách lze dráha pístu vypočítat dle vztahu [6]:

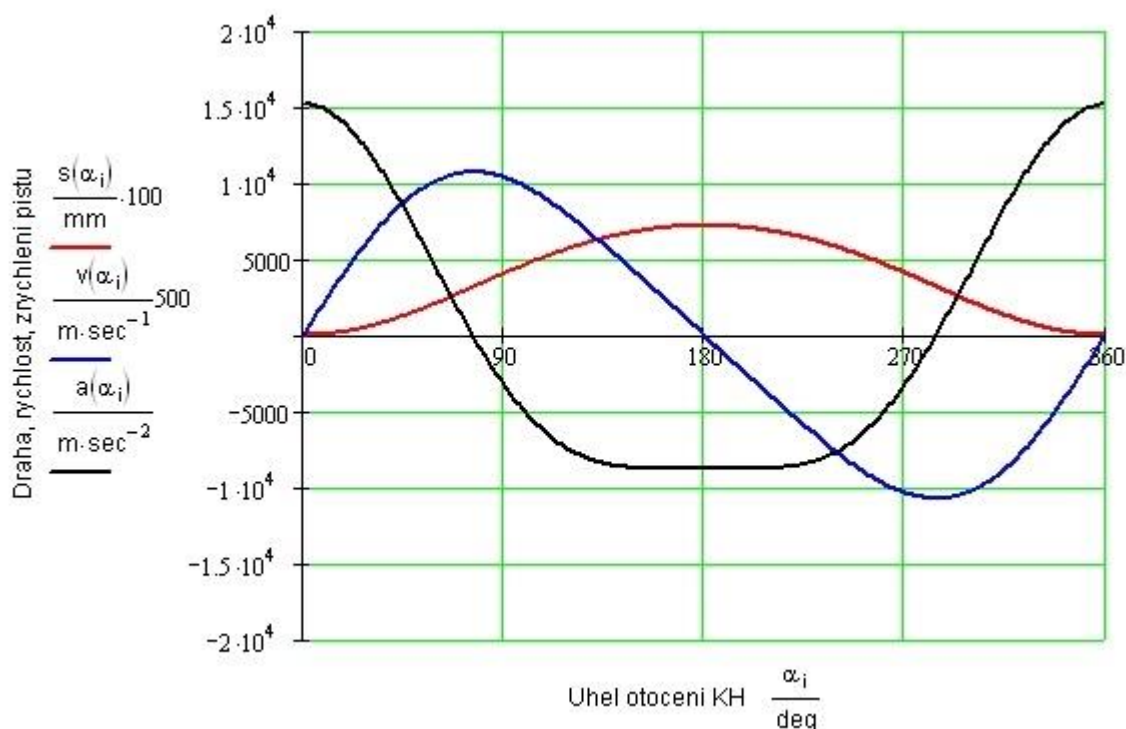
$$s(\alpha)_p = r \left[ 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad [m] \quad (11)$$

Vztah pro výpočet rychlosti pístu [6]:

$$v(\alpha)_p = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{ds}{d\alpha} = r\omega \left[ \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right] \quad [ms^{-1}] \quad (12)$$

Vztah pro výpočet zrychlení pístu [6]:

$$a(\alpha)_p = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dv}{d\alpha} = r\omega^2 [\cos \alpha + \lambda \cos(2\alpha)] \quad [ms^{-2}] \quad (13)$$



Obr. 1.20 Kinematické veličiny pohybu pístu [7]

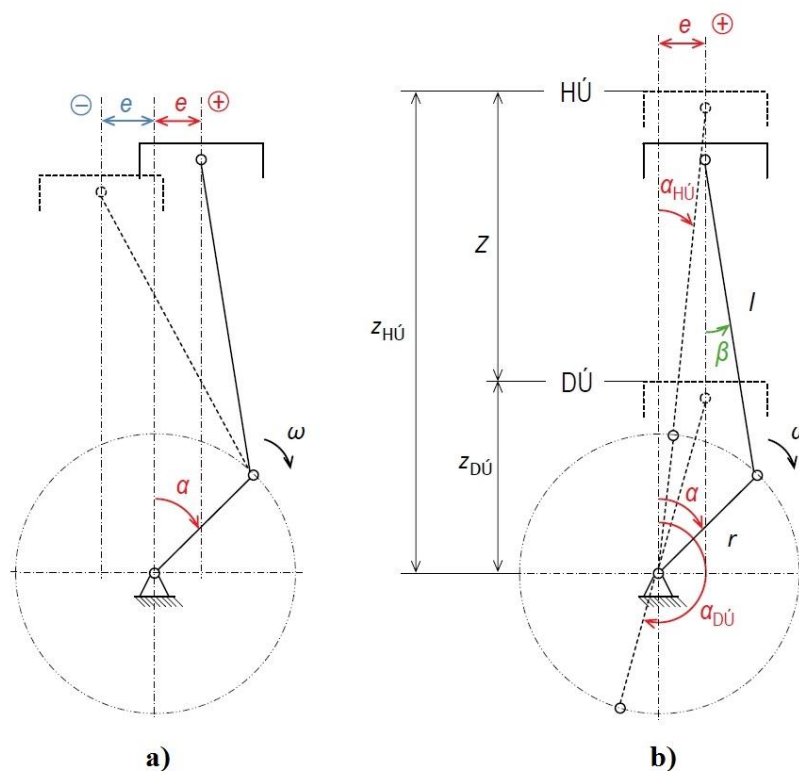


## 1.4 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

U některých motorů se používá excentrický klikový mechanismus, který přispívá k rovnoměrnějšímu zatížení pláště pístu. Excentrický klikový mechanismus může mít příznivý vliv na mechanickou účinnost.

U excentrického mechanismu rozlišujeme kladnou a zápornou excentricitu, přičemž za kladnou je považována excentricita ve směru otáčení klikové hřídele (viz obr. 1.21a). [41]

S rostoucí excentricitou se zvětšuje zdvih klikového mechanismu. Mění se také vztahy pro výpočet dráhy, rychlosti i zrychlení. Pro výpočet kinematických veličin je zavedena nová veličina  $\lambda_e$  – excentrický poměr. [41]



Obr. 1.21 Excentrický klikový mechanismus a) kladná a záporná excentricita, b) zdvih klikového mechanismu [41]

Vztah pro výpočet zdvihu [41]:

$$Z = Z_{HÚ} - Z_{DÚ} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}, \quad (14)$$

kde:  $Z_{HÚ}$  ... vzdálenost od osy otáčení klikové hřídele po horní úvrať (HÚ),  
 $Z_{DÚ}$  ... vzdálenost od osy otáčení klikové hřídele po dolní úvrať (DÚ),  
 $l$  ... efektivní délka ojnice,  
 $r$  ... poloměr kliky,  
 $e$  ... excentricita.



Vztah pro výpočet excentrického poměru [41]:

$$\lambda_e = \frac{e}{l} \quad (15)$$

Vztah pro výpočet dráhy pístu [41]:

$$s_p = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - r \left[ \frac{1}{\lambda} + \cos \alpha + \lambda_e \sin \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (16)$$

Vztah pro výpočet rychlosti pístu [41]:

$$v_p = r\omega \left( \sin \alpha - \lambda_e \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad (17)$$

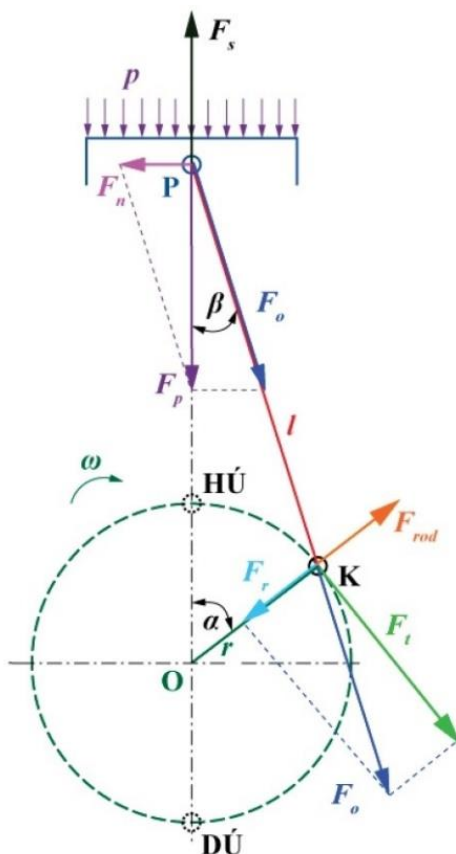
Vztah pro výpočet zrychlení pístu [41]:

$$a_p = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda_e \sin \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (18)$$



## 1.5 SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Síly působící na klikový mechanismus se rozdělují na primární a sekundární síly (viz obr. 1.22). Primární (vnitřní) síly jsou způsobeny tlakem plynů působícím ve válci na píst, sekundární (vnější) síly jsou dány setrvačnými hmotami klikového mechanismu. [5]



Obr. 1.22 Silové působení v klikovém mechanismu [6]

Kde:  $p$  – tlak od spalovaných plynů.

- Primární síly – tlak spalin na píst:
  - $F_p$  – síla od spalin v ose válce,
  - $F_o$  – síla působící v ose ojnice,
  - $F_n$  – síla působící kolmo na osu válce,
  - $F_r$  – radiální složka síly na klikovém čepu,
  - $F_t$  – tečná složka síly na klikovém čepu.
- Sekundární síly – působení setrvačných hmot:
  - $F_s$  – setrvačná síla posuvných hmot,
  - $F_{rod}$  – setrvačná síla rotujících hmot.

**1.5.1 VZTAHY PRO VÝPOČET PRIMÁRNÍCH SIL**

Vztah pro výpočet síly od tlaku spalin v ose válce, síla  $F_p$  [6]:

$$F_p = S_p \cdot (p - p_{atm}) \quad [N], \quad (19)$$

kde  $S_p$  [m<sup>2</sup>] je plocha pístu a  $p_{atm}$  [Pa] je atmosférický tlak.

Vztah pro výpočet síly působící v ose ojnice, síla  $F_o$  [6]:

$$F_o = \frac{F_p}{\cos \beta} \quad [N], \quad (20)$$

kde  $\beta$  lze zjistit ze vztahu:

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha) \quad (21)$$

Vztah pro výpočet síly působící kolmo na osu válce, síla  $F_n$  [6]:

$$F_n = F_p \cdot \tan \beta \quad [N] \quad (22)$$

Vztah pro výpočet radiální složky síly na klikovém čepu, síla  $F_r$  [6]:

$$F_r = F_p \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [N] \quad (23)$$

Vztah pro výpočet tečné složky síly na klikovém čepu, síla  $F_t$  [6]:

$$F_t = F_p \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [N] \quad (24)$$

**1.5.2 VZTAHY PRO VÝPOČET SEKUNDÁRNÍCH SIL**

Vztah pro setrvačnou sílu posuvných hmot, síla  $F_s$  [6]:

$$F_s = m_p \cdot a_p \cong m_p \cdot r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = F_I + F_{II} \quad [N], \quad (25)$$

kde  $F_I$  jsou setrvačné síly I. řádu a  $F_{II}$  setrvačné síly II. řádu:

$$F_I = m_p r \omega^2 \cos \alpha \quad [N], \quad (26)$$

$$F_{II} = m_p r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha \quad [N], \quad (27)$$

kde:  $m_p$  je hmotnost setrvačné hmoty posuvné (pístní skupina + setrvačná hmota ojnice soustředěná v oku u pístního čepu);  $a_p$  je zrychlení setrvačné hmoty posuvné.

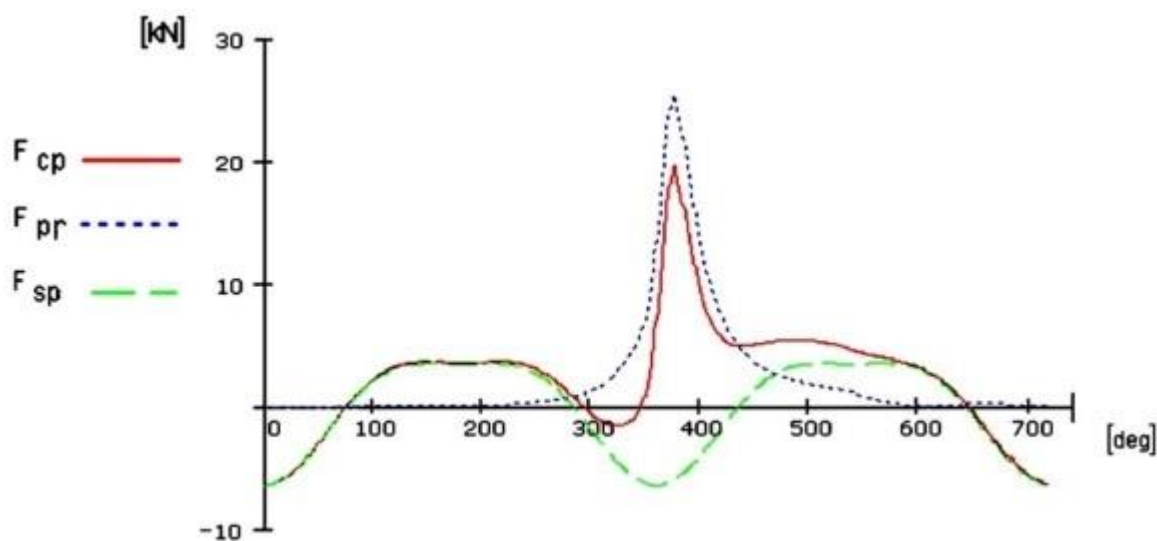


Vztah pro setrvačnou sílu rotujících hmot, síla  $F_{rod}$  [6]:

$$F_{rod} = m_r r \omega^2 \quad [N], \quad (28)$$

kde  $m_r$  je hmotnost setrvačné hmoty rotační (setrvačná hmota ojnice soustředěná v hlavě u klikového čepu + nevyvážené setrvačné hmoty klikové hřídele.

### 1.5.3 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ SILOVÉHO PŮSOBNÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU



Obr. 1.23 Průběh silového působení v klikovém mechanismu v závislosti na úhlu otočení klikové hřídele [5]

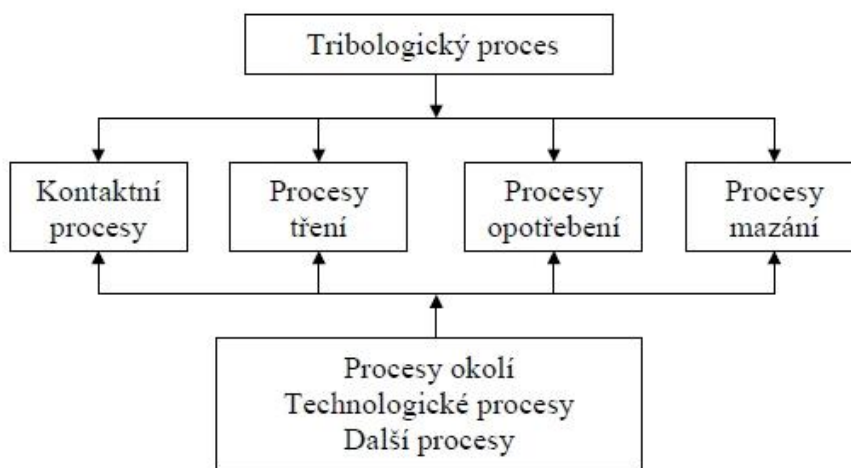
Kde:  $F_{sp}$  – sekundární síla,  
 $F_{pr}$  – primární síla,  
 $F_{cp}$  – celková síla.



## 2 ZÁKLADY TRIBOLOGIE

Tribologie (Tribos – řecky: tření) je vědní obor, který se zabývá chováním dotýkajících se povrchů ve vzájemném pohybu anebo při pokusu o vzájemný pohyb. Tento pohyb může být obecně kluzný, valivý, nárazový nebo kmitavý. Ve skutečnosti se často uplatňují dva a více druhů pohybu současně. [8]

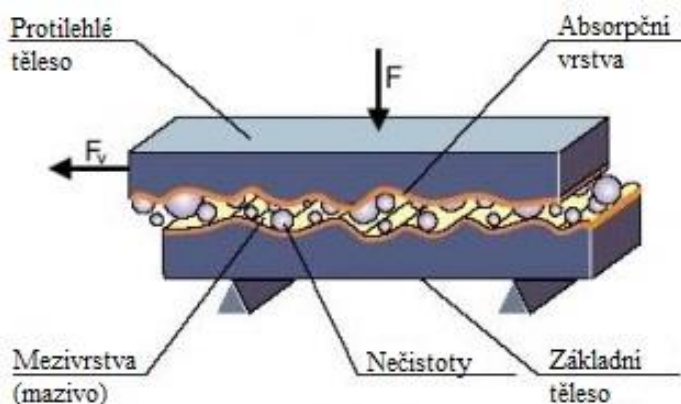
Tribologický proces charakterizují materiální interakce třecích těles, mezilátky a okolí, které probíhají v prostoru a čase. Tribologický proces rozdělujeme na dílčí procesy, které mezi sebou tvoří vzájemné vazby (viz obr 2.1). [8]



Obr. 2.1 Vzájemné vazby v tribologickém systému [8]

### 2.1 KONTAKTNÍ PROCESY

Kontakt mezi jednotlivými členy tribologického systému je základním znakem chování tribologického systému (viz obr. 2.2). [8]



Obr. 2.2 Tribologický systém [9]

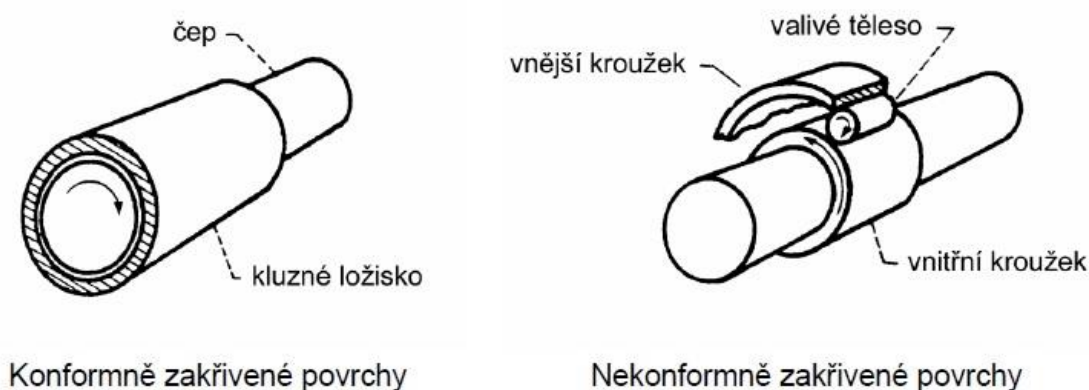




Při kontaktních procesech je třeba uvažovat se základními tvarově-rozměrovými a materiálovými vlastnostmi dotýkajících se částí, jejich vzájemnou vazbou a reakcemi mezi nimi. Tyto iterace mohou být materiálové, fyzikální, chemické a další. [8]

V praxi má velký význam při řešení tribologických problémů plocha styku, která zprostředkovává přenos pohybu. Nejedná se však o geometrickou plochu, ale o plochu skutečného styku, která je menší a jen za určitých podmínek se rovná ploše geometrické. [8]

Kontaktní plochy se z hlediska tvaru rozdělují na konformní a nekonformní plochy, příklad viz obr. 2.3. [12]



Obr. 2.3 Typy kontaktních povrchů [13]

## 2.2 TŘENÍ

Tření je proces, který se váže na vzájemný relativní pohyb dvou dotýkajících se prvků tribologického systému. Třením se rozumí pasivní odpor vůči relativnímu pohybu těles. [8], [10]

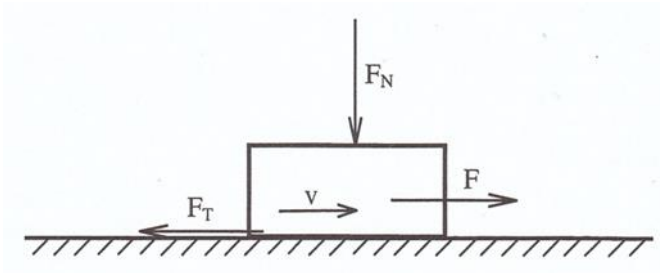
### 2.2.1 TŘECÍ SÍLA

Třecí síla je přímo závislá na velikosti normálové zátěžné síly (viz obr. 2.4). Všechny ostatní vlivy se zahrnují do hodnoty součinitele smykového tření  $\mu$ . Zjištění jeho velikosti se provádí experimentálně. Mezi hlavní činitele ovlivňující jeho velikost patří druh materiálu stýkajících se těles, jejich drsnost povrchu, přítomnost i druh maziva a také jejich rychlost relativního pohybu. [10]

Coulombova rovnice tření:

$$F_T = \mu_s \cdot F_N \text{ [N]}, \quad (29)$$

kde  $\mu$  je součinitel smykového tření. Pokud  $F_T = F$ , nastává stacionární stav, kdy rychlost vzájemného pohybu  $v$  se nemění. Nastal tedy rovnoměrný pohyb nebo se tělesa zastavila. [10]

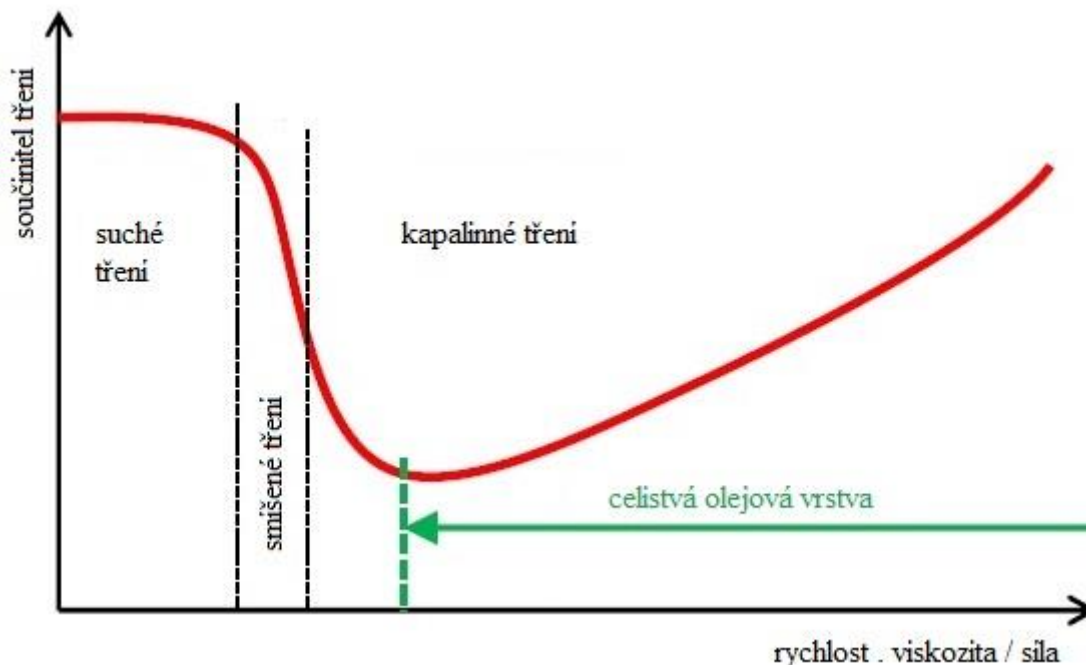


Obr. 2.4 Smykové tření [10]

Kde:  $F$  – hnací síla,  
 $F_T$  – třecí síla,  
 $F_N$  – normálová zátěžná síla,  
 $v$  – rychlost relativního pohybu.

### 2.2.2 ZÁVISLOST SOUČiniteLE TŘENÍ NA RYCHLOSTI

Tuto závislost vyjadřuje Stribeckova křivka (viz Obr. 2.5). Z jejího průběhu je zřejmé, že za klidu je odpor proti relativnímu pohybu největší. Jakmile nastane pohyb, součinitel smykového tření se vzrůstající rychlostí prudce klesá. Pokud je mezi stykovými plochami mazivo, vzniká v něm při pohybu tlak, který způsobuje oddělení styčných ploch od sebe. [10]



Obr. 2.5 Stribeckova křivka

Při velmi malé vzájemné rychlosti vzniká suché tření (povrchy se stýkají vrcholky svých mikronerovností). Při větší rychlosti nastává tření smíšené, při kterém stále dochází



ke kontaktům nerovností, avšak část zatížení je přenášena tlakem kapalného média uzavřeného mezi nerovnostmi ploch. Kapalinné tření nastává tehdy, když již tlak v kapalině unese celé zatížení.

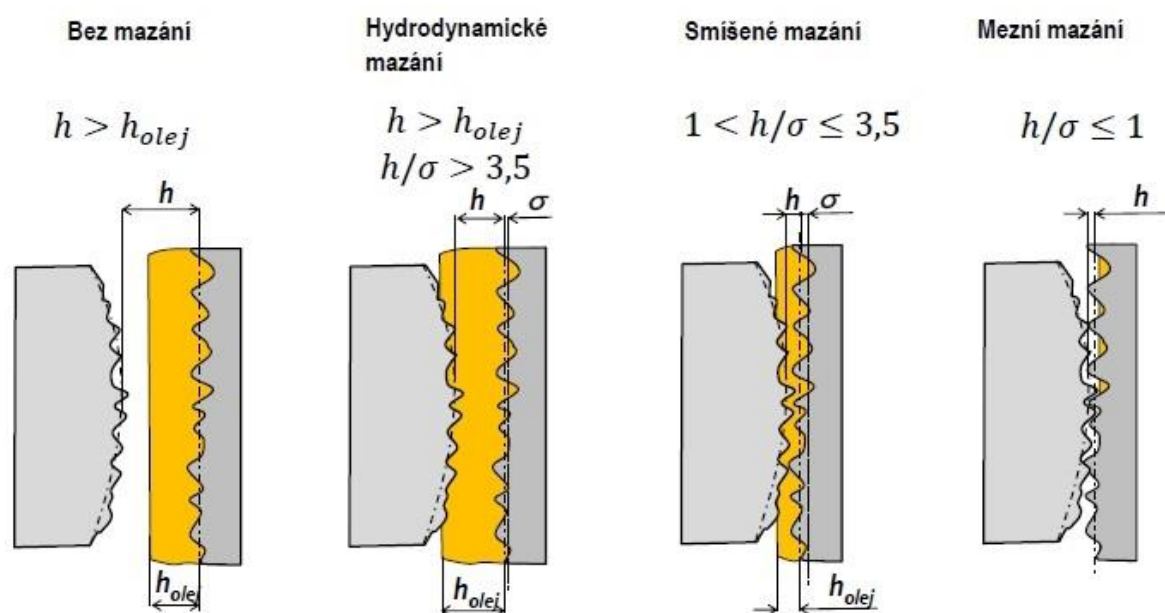
## 2.3 MAZÁNÍ

Hlavním úkolem mazání je zmenšení třecích ztrát a opotřebení pohybujících se částí motoru. Mazání slouží také k odvádění tepla a nečistot z motoru, pomáhá dotěsnit jednotlivé části motoru (např. píst ve válci), konzervuje útroby motoru (čím zabraňuje vzniku koroze). Díky mazání se snižuje hlučnost. Ve zkratce lze uvést, že mazání má mazací, chladicí, čistící, těsnící a antikorozi účinky. [1]

Mazání je nedílnou součástí každého spalovacího motoru, kde kvalita navrženého mazání zásadně ovlivňuje výkon a životnost motoru.

### 2.3.1 REŽIMY MAZÁNÍ

Dle výšky minimální mezery olejového filmu a střední aritmetické drsnosti povrchů rozlišujeme několik typů mazání (viz obr. 2.6).



Obr. 2.6 Typy mazání [12]

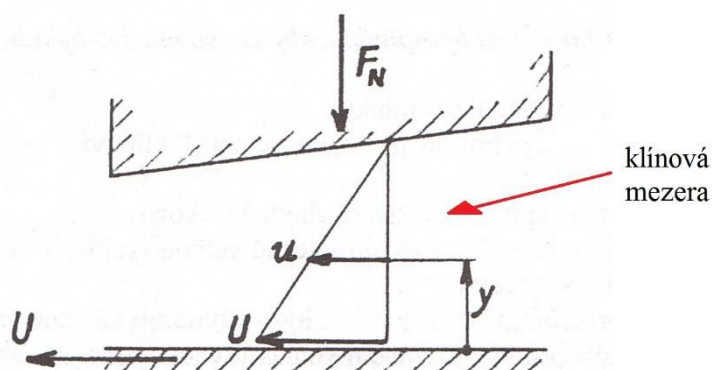
Kde:  $h$  – minimální mezera olejového filmu,  
 $h_{olej}$  – tloušťka olejového filmu,  
 $\sigma$  – střední aritmetická drsnost.



## HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Při hydrodynamickém mazání je minimální mezera olejového filmu více jak 3,5 krát větší než aritmetická drsnost kontaktních povrchů. Mezi povrchy se vytváří souvislá vrstva maziva, která zcela zabraňuje styku povrchových nerovností. [12]

K hydrodynamickému mazání dochází mezi konformně zakřivenými povrchy nacházejícími se v relativním pohybu, přičemž k dosažení dostatečné únosnosti mazacího filmu musí být rychlost jejich pohybu dostatečná. Třecí povrchy musí být vzájemně nakloněny tak, aby vytvářely klínovou mezera (viz obr. 2.7). [12], [13]



Obr. 2.7 Rychlost proudění kapaliny v klínové mezeře [10]

Kde:  $F_N$  – zátěžná síla [N],  
 $U$  – rychlost spodní desky [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $u$  – rychlost kapaliny v daném místě proudu [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ],  
 $y$  – směr souřadnice.

## ELASTOHYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Rozdíl mezi elasto hydrodynamickým a hydrodynamickým mazáním je ten, že u elasto hydrodynamického mazání dochází u nekonformně zakřivených třecích povrchů k elastickým deformacím. Velikost elastických deformací je řádově stejně velká jako tloušťka hydrodynamického mazacího filmu. Pro elasto hydrodynamické mazání jsou charakteristické relativně vysoké zatížení kontaktních ploch. [13]

## MEZNÍ MAZÁNÍ

Mezní mazání nastává tehdy, když minimální mezera olejového filmu je menší než střední aritmetická drsnost kontaktních povrchů. Vzniká velmi tenký mezní mazací film a dochází k vzájemné interakci mezi povrchovými nerovnostmi. Mezní film vzniká v důsledku různých fyzikálních a chemických procesů, přičemž struktura a vlastnosti jsou odlišné od struktury a vlastností maziva a třecích povrchů. [12], [13]

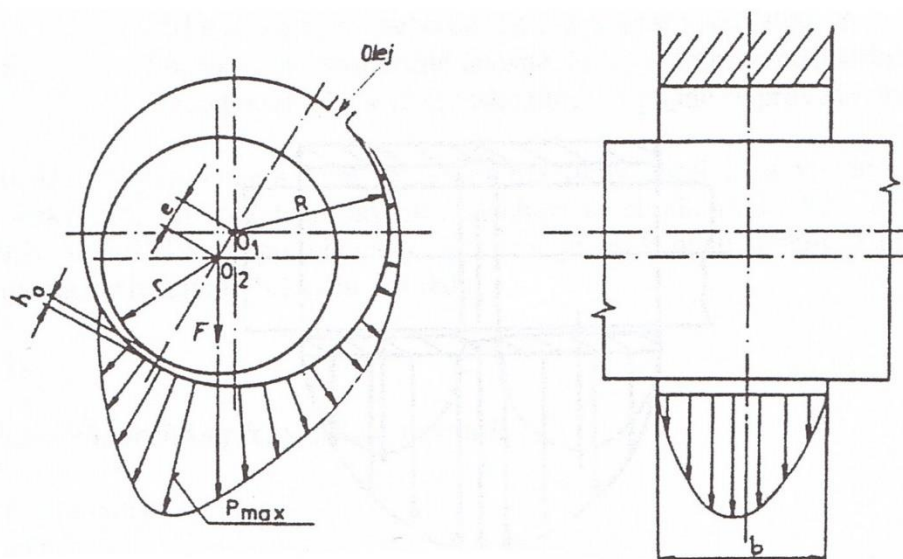


## SMÍŠENÉ MAZÁNÍ

Při smíšeném mazání dochází k mazání hydrodynamickému i meznímu. To znamená, že je zde přítomen hydrodynamický mazací film, avšak minimální mezera olejového filmu není dostatečně velká a plně neodděluje třecí povrchy. Dochází tak k vzájemné interakci mezi povrchovými nerovnostmi – mezní mazání. V části, ve které nedochází k interakci, je mazání hydrodynamické. [13]

### 2.3.2 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ KLUZNÉHO LOŽISKA

V případě hydrodynamického mazání kluzného ložiska je mezi čepem a pouzdrem ložiska vždy vůle. Tím při otáčení vzniká excentricita, která vytváří mezi dvěma válcovými povrchy klínovou mezeru (viz obr. 2.8). Klínová mezera má za následek vtahování maziva, čím vzniká hydrodynamický tlak a dochází k hydrodynamickému mazání kluzného ložiska. [10]



Obr. 2.8 Rozložení hydrodynamického tlaku v kluzném ložisku [10]

## 2.4 OPOTŘEBENÍ

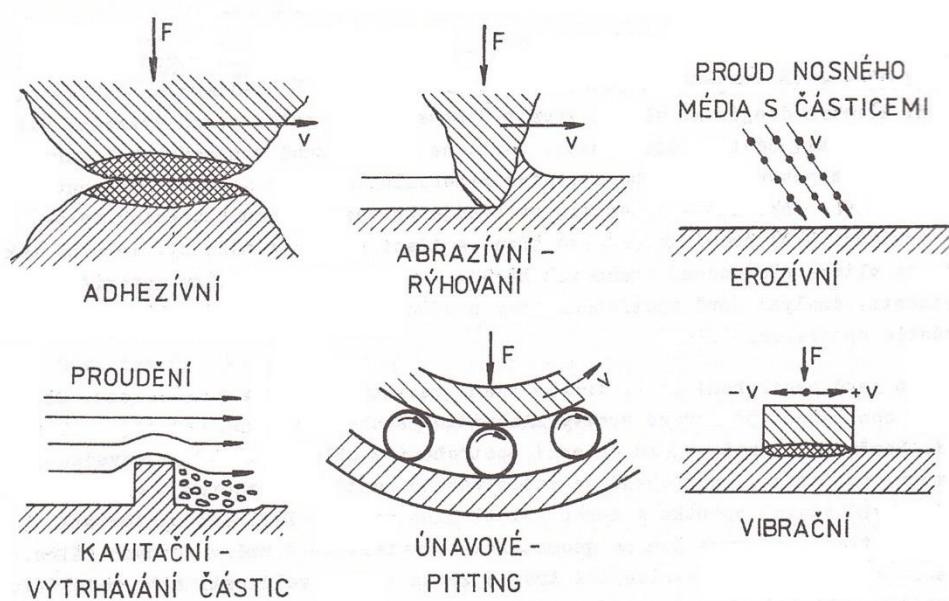
Opotřebením se rozumí fyzikální a chemické procesy, při nichž dochází k odstraňování částic z funkčního povrchu, čímž se mění rozměry i tvar a zhoršuje se kvalita povrchu. Opotřebením je přímým důsledkem tření. Nejčastější druhy opotřebením jsou naznačeny na obr. 2.9. [9], [10]

### ADHEZIVNÍ OPOTŘEBENÍ

Adheze způsobuje těsné přilnutí a vznik mikrosvarů, které při pohybu vznikají a vzápětí se porušují. Adhezní síly způsobují vytrhávání částic z funkčního povrchu. Na adhezivní opotřebením má zásadní vliv přítomnost mazacího média mezi funkčními plochami. S růstem tloušťky mazacího filmu se zmenšuje interakce povrchových mikronerovností. Opotřebením



zaniká v momentě, kdy tloušťka maziva překročí součet největších výšek nerovností obou povrchů. [10], [11]



Obr. 2.9 Druhy opotřebení [11]

### ABRAZÍVNÍ OPOTŘEBENÍ

Oddělování částic z funkčního povrchu je způsobeno účinkem tvrdého a drsného povrchu druhého tělesa nebo tvrdých částic, které se mohou dostat mezi funkční plochy. Typickým poškozením jsou rýhy. [10], [11]

### EROZÍVNÍ OPOTŘEBENÍ

Poškození povrchu se děje účinkem částic, které jsou unášeny proudem kapaliny, kapek, páry nebo plynu. Vlivem turbulence proudícího média vzniká nerovnoměrné opotřebení často s výrazným zvlněním povrchu. [10], [11]

### KAVITAČNÍ OPOTŘEBENÍ

Poškození povrchu se děje v místech s náhlou změnou průřezu. V zúženém průřezu vzrůstá v kapalině rychlost proudění a současně klesá tlak. Pokles tlaku kapaliny na tlak nenasycených par při dané teplotě má za následek vznik bublinek páry či rozpuštěných plynů. Za překážkou ve zvětšeném průřezu tlak opět roste a bublinky zanikají, což způsobuje rázy, které poškozují povrch. [10], [11]



## ÚNAVOVÉ OPOTŘEBENÍ

Vzniká u součásti s cyklickým zatěžováním povrchu velkými tlaky (např. funkční plochy valivých ložisek či boky zubů ozubených kol). Proces únavy materiálu v povrchové vrstvě vede k poruchám soudržnosti, tím ke vzniku trhlin pod povrchem a k postupnému oddělování částic materiálu. Na kontaktní ploše vzniká dolíčkovitě opotřebení, tento jev se nazývá pitting. [10], [11]

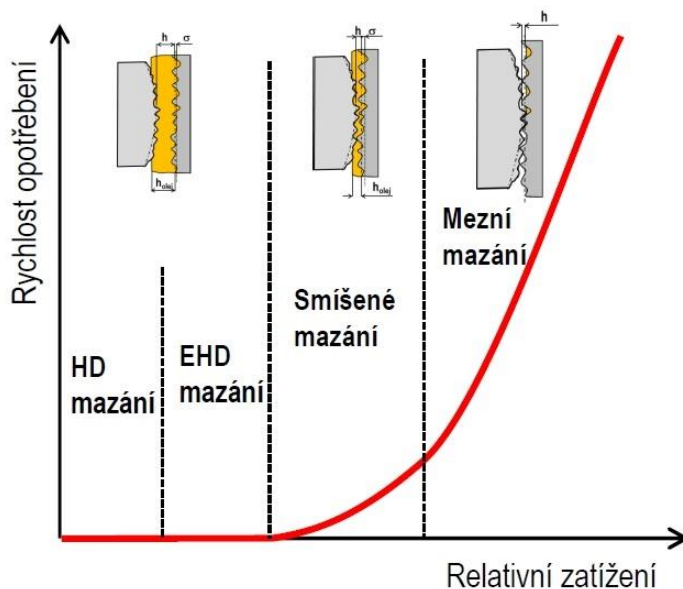
## VIBRAČNÍ OPOTŘEBENÍ

Vzniká v zatížených kontaktech těles vlivem vzájemných kmitavých tečných posuvů funkčních povrchů. Amplitudy vibrací bývají malé, řádově desetiny až tisícinny milimetru. Uvolněné částice zůstávají v kontaktu a podílejí se dále na zintenzivnění procesu opotřebení. [10], [11]

Při opotřebovávání často působí dva i více druhů opotřebení současně, z nichž jeden obvykle převládá. [11]

### 2.4.1 INTENZITA OPOTŘEBENÍ

Intenzita opotřebení závisí na mnoha faktorech a bývá v čase proměnlivá. Lze ji zjistit na základě experimentů. Závislost opotřebení na relativním zatížení může vypadat takto (viz obr. 2.10). [10]



Obr. 2.10 Opotřebení pro různé režimy mazání [12]



### 3 MECHANICKÉ ZTRÁTY V KLIKOVÉM MECHANISMU

Každý mechanický stroj má nějaké mechanické ztráty, v této diplomové práci se zajímáme o mechanické ztráty klikového mechanismu. V dnešní době plně uzákoněných regulí je snahou konstruktérů sestavit pohonnou jednotku s co nejmenšími mechanickými ztrátami. Při nadměrných ztrátách klesá výkonový potenciál a hlavně vzrůstá spotřeba paliva. Musíme si však uvědomit, že spalovací motor není a nikdy nebude perpetuum mobile, musíme počítat s třením, které lze pouze do jisté míry eliminovat, ale zbavit se ho z fyzikální podstaty věci nelze. Musíme si také uvědomit, že mechanické ztráty nejsou jediné ztráty, které se v motorech vyskytují. Spalovací motor je tepelný stroj, a tudíž má i svou tepelnou účinnost. Ve snaze zvýšit mechanickou účinnost lze dosáhnout snížení účinnosti tepelné a naopak.

Spalovací motory s vratným přímočarým pohybem pístu nejsou z hlediska mechanických ztrát nejlepší konstrukcí, rotační systémy (Wanklův motor) jsou na tom podstatně lépe (to však neplatí pro účinnost tepelnou). Mechanické ztráty jsou závislé na zatěžujících silách, součiniteli tření a třecí ploše. Třecí ztráty jsou závislé na poměru maximálního a středního efektivního tlaku, čím je tento poměr menší, tím dosáhneme lepší mechanické účinnosti. Na mechanickou účinnost mají také velký vliv ztráty hydraulické (ztráty způsobené výměnou obsahu válce, ztráty způsobené škrcením v sání apod.). [14]

#### 3.1 MECHANICKÁ ÚČINNOST

S mechanickými ztrátami přímo souvisí mechanická účinnost. Mechanická účinnost vyjadřuje míru využití teoretického indikovaného výkonu. Jedná se o poměr efektivního (užitečného) a již zmíněného indikovaného výkonu. Přičemž efektivní výkon je oproti výkonu indikovanému zmenšen o tzv. výkon ztrátový, který představuje pasivní odpory vzniklé v klikovém mechanismu. Tyto odpory jsou způsobeny především třením, výměnou náplně ve válci, pohonem rozvodového mechanismu a pohonem pomocných zařízení. [15]

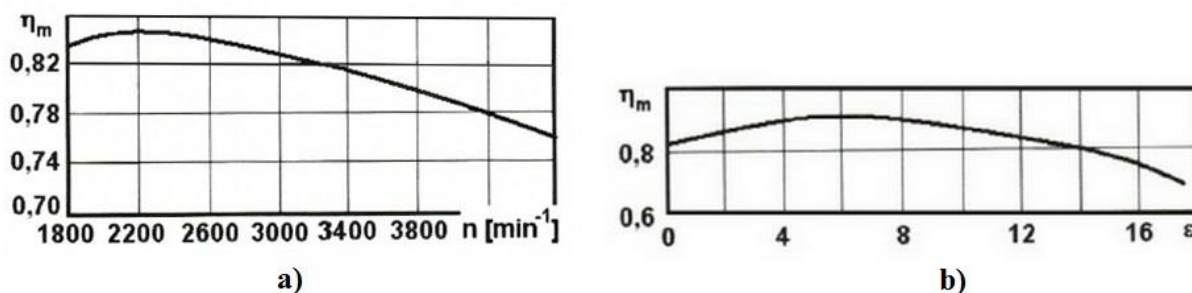
Vztah pro výpočet mechanické účinnosti [15]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad [-], \quad (30)$$

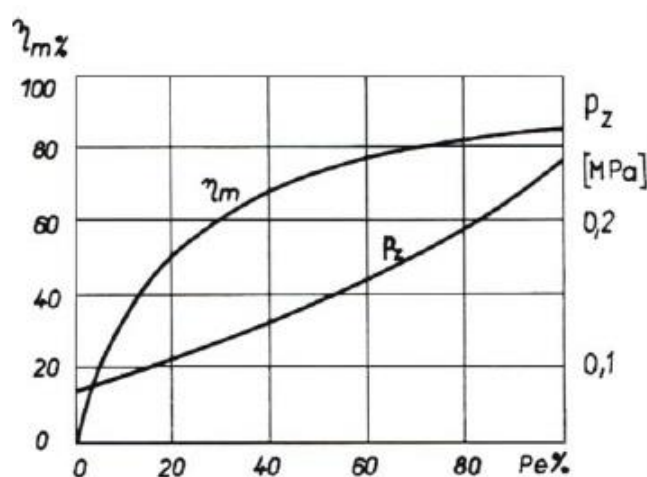
kde:  $P_e$  – efektivní výkon;  $P_i$  – indikovaný výkon,  
 $p_e$  – střední efektivní tlak;  $p_i$  – střední indikovaný tlak.

Mechanická účinnost není konstantní veličina. Pro zážehové motory dosahuje hodnot 0,75-0,92, pro motory vznětové pak 0,7-0,87. Mechanické ztráty vznětových motorů jsou vyšší z důvodu vyššího kompresního poměru (viz obr. 3.1b). Mechanická účinnost se také výrazně snižuje při vysokých otáčkách, protože mechanické ztráty rostou téměř s druhou mocninou otáček (viz obr. 3.1a). Nejvíce však ovlivňují účinnost hydraulické ztráty (obr. 3.2), protože jakékoli škrcení sacího potrubí značně zvýší tyto ztráty (mechanické ztráty se sice zmenší, ale hydraulické ztráty se zvýší řádově mnohem více) – tento jev částečně objasňuje nižší spotřebu paliva motorů vznětových oproti motorům zážehovým, protože u naftových motorů nedochází k žádnému škrcení v sání. [14], [15]





Obr. 3.1 Závislost mechanické účinnosti a) na otáčkách, b) na stupni komprese [16]



Obr. 3.2 Závislost mechanické účinnosti na 1) zatížení motoru při konstantních otáčkách  $P_e$ , 2) středním tlaku mechanických ztrát  $p_z$  [16]

## 3.2 OBLASTI VZNIKU MECHANICKÝCH ZTRÁT

Největším zdrojem mechanických ztrát je pístní skupina, kde dochází k tření pláště pístu a pístních kroužků s pracovní plochou válce. Dalším významným zdrojem mechanických ztrát je kliková hřídel, respektive tření kluzných ložisek na hlavních a ojnicích čepech. Značným zdrojem je i příslušenství motoru poháněné klikovou hřídelí – vodní a olejové čerpadlo. Výkon motoru nezanedbatelně odebírá taky mechanismus ventilového rozvodu (viz obr 3.3).

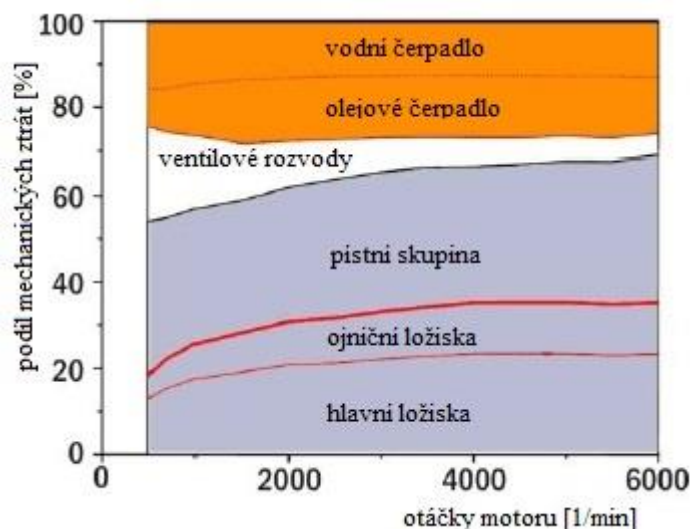
### 3.2.1 MECHANICKÉ ZTRÁTY V PÍSTNÍ SKUPINĚ

Mechanické ztráty pístní skupiny mají na svědomí samotný píst a pístní kroužky. Měřením bylo zjištěno, že píst se podílí na ztrátách až 37% a pístní kroužky zhruba 13%, což nám v součtu dává 50%. [14]

Plocha pláště pístu, nedostatečné mazání a jeho hmotnost při posuvném pohybu zvyšují ztráty ze všech částí motoru nejvíce. Píst je při svém pohybu přitlačován pohybem ojnice ke stěně válce, k této síle se přidává ještě tlak plynů ve válci. Plášť pístu má velkou třecí plochu, díky

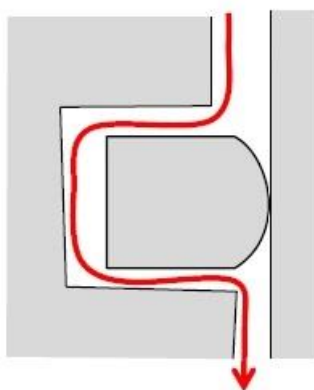


keré dochází ke ztrátám, i když je mazán hydrodynamicky. Teoreticky by měl dosahovat nejvyšších ztrát ve střední části zdvihu z důvodu vysoké rychlosti pístu a nejnižších hodnot v okolí úvatí, kde je rychlost téměř nulová. [14], [19]



Obr. 3.3 Podíl mechanických ztrát zážehového nepřepřlňovaného čtyřválcového motoru o objemu 1,6 l [17]

Ztráty pístními kroužky jsou způsobené třecí silou, která je dána součtem sil od předpětí vyvolaného kroužky a sil tvořených spalovacími tlaky, které proudí za pístními kroužky (viz obr 3.4), čímž zvyšují tření mezi stěnou válce a pístními kroužky. Nejvíce se na těchto ztrátách podílí první pístní kroužek, který je přitlačován nejvyšším tlakem. [19], [20]



Obr. 3.4 Působení spalovacích tlaků na pístní kroužek [18]

V důsledku proměnlivého zatížení a rychlosti při kontaktu pláště pístu a pístního kroužku s plochou válce jsou mazací podmínky velice proměnlivé, dochází tedy k různým typům mazání. V okolí úvatí pístu dochází ke smíšenému mazání, které vede k prudkému nárůstu



součinitele tření a dochází tedy k největším mechanickým ztrátám (i když je v úvratích téměř nulová rychlost pístu). Ve střední části, kde je rychlost nejvyšší, se píst s pístními kroužky nachází v režimu hydrodynamického mazání, mechanické ztráty tedy nejsou až tak vysoké. [19], [19]

### 3.2.2 MECHANICKÉ ZTRÁTY V KLIKOVÉ HŘÍDELI

Kliková hřídel čtyřdobého spalovacího motoru i ojnice na ojnicích čepech jsou zpravidla uloženy na kluzných ložiskách, které jsou dalším zdrojem mechanických ztrát. Za chodu jsou kluzná ložiska mazána hydrodynamicky (viz obr 3.5). Ovšem při rozběhu, doběhu, či krátkodobému přetížení dochází k mazání smíšenému až meznímu. A právě tyto přechodové stavy mají velký vliv na velikost celkových ztrát mechanismu klikové hřídele.



Obr. 3.5 Vznik hydrodynamického mazání kluzného ložiska [2],

na obrázku vlevo se kliková hřídel netočí, motor je v klidu. Na obrázku uprostřed lze vidět rozběh motoru, v prvních okamžicích je přítomno mezní poté smíšené mazání. Na obrázku lze vidět oddělení čepu od ložiska. To znamená, že se mezi čepem a ložiskem vytvořila souvislá vrstva oleje a jedná se tedy o hydrodynamické mazání.

Při ustálených otáčkách motoru dochází pouze k hydrodynamickému mazání, ztráty vznikají pouze kvůli viskozitě oleje (kapalinné tření). Proměnlivost působení tlakových sil, samotná konstrukce pístového spalovacího motoru, výrobní nepřesnosti neumožňují ideální rotaci čepů v pánvi. Následkem toho je neustálý přechod mezi hydrodynamickým a smíšeným mazáním, které zvyšuje koeficient tření a tím růst mechanických ztrát. [14]

### 3.2.3 MECHANICKÉ ZTRÁTY ZPŮSOBENÉ VÍŘENÍM VZDUCHU S OLEJEM V KLIKOVÉ SKŘÍNI

Vzduch s olejem má určitou hustotu a tedy hmotnost, která při změně otáček působí jako odpor proti pohybu klikové hřídele. Dochází tedy k tzv. ventilačním ztrátám. [14]

U vidlicových motorů, kde pohyb pístů jedné dvojice nastává s malým fázovým zpožděním, působí odpor prostředí proti pístu a vznikají tzv. pumpovací ztráty. [14]



## 4 MOŽNOSTI SNIŽOVÁNÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

Snížení mechanických ztrát lze dosáhnout několika způsoby. Jedná se o úpravy konstrukční a povrchové. Dalším velmi důležitým parametrem je volba materiálu komponent a volba použitého mazacího oleje. Většinou se dosahuje nižších ztrát při použití všech výše zmíněných způsobů současně.

V jednoduchosti lze napsat, že při snižování mechanických ztrát je snahou snížit velikosti setrvačných a normálových sil, které působí na klikový mechanismus. Toho se dá dosáhnout jediné při snižování hmotnosti jednotlivých komponent, avšak při zachování jejich pevnostních únosností. Což má za následek použití velmi drahých materiálů, použití nových technologií postupu výroby a hlavně neustálý vývoj v oblasti materiálového inženýrství.

Může se zdát, že existuje určitý recept pro snížení mechanických ztrát. Lze dokázat, že při použití vícero úprav na klikovém mechanismu současně může vést i ke zvýšení mechanických ztrát. Dosažení uspokojivého zlepšení si tedy vyžaduje nespočet matematických výpočtů, konstrukčních úprav a také experimentů.

### 4.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Konstrukční úpravy jsou jedním ze způsobů, kterými lze dosáhnout snížení mechanických ztrát. S ohledem na desítky let vývoje pístových spalovacích motorů a hlavně s ohledem na ekonomickou proveditelnost, lze usuzovat, že u současných moderních pístových spalovacích motorů, které se montují do sériově vyráběných automobilů, byly dotazeny konstrukční úpravy téměř k dokonalosti. To se však netýká malosériových vyráběných aut, zejména pro sportovní účely, u kterých vývoj neustále pokračuje.

#### 4.1.1 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY PÍSTU

Nejlepších výsledků se dosahuje při značném snížení hmotnosti pístu, které je dosaženo při použití kvalitních a odolných materiálů. Nejčastěji se písty vyrábí kováním ze slitiny hliníku a křemíku, případně ještě lehčí slitiny hliníku a hořčíku. [1]

**Geometrické úpravy [1], [21]:**

- Úprava tvaru pláště pístu → lze zredukovat třecí plochu, která je v kontaktu se stěnou válce.
- Jednotlivé vybrání pístu → snížení hmotnosti.
- Umístění nálitku pro pístní čep → lze zredukovat celková výška pístu, což má za následek snížení hmotnosti. Dále lze ovlivnit celkové rozložení normálové složky sil po povrchu kluzné plochy válce.
- Píst pouze se dvěma drážkami pro pístní kroužky (1 těsnicí, 1 stírací). → Tato úprava vede ke značnému snížení mechanických ztrát, ale také k značné spotřebě maziva.

Všechny úpravy lze názorně vidět na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Píst z motoru F1 [22]

#### 4.1.2 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY OJNICE

Konstrukční úpravou ojnice se rozumí snížení její hmotnosti na nejnižší možnou mez. Tato úprava se realizuje odebráním přebytečného materiálu nebo výrobou ojnice z materiálů, jako je slitina hliníku a titanu nebo spékané kovy. [1]

#### 4.1.3 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY KLIKOVÉ HŘÍDELE

Nejčastější konstrukční úpravou klikové hřídele je redukce její hmotnosti (viz obr 4.2). Snížení hmotnosti vede ke snížení setrvačných sil, tím pádem snížení celkových sil v uloženích hřídele, a poklesu třecích ztrát. Níže jsou uvedeny zajímavé konstrukční úpravy hřídele, které mohou vést ke snížení mechanických ztrát.



Obr. 4.2 Ojnice ze slitiny hliníku a titanu [23]

#### EXCENTRICKÉ ULOŽENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

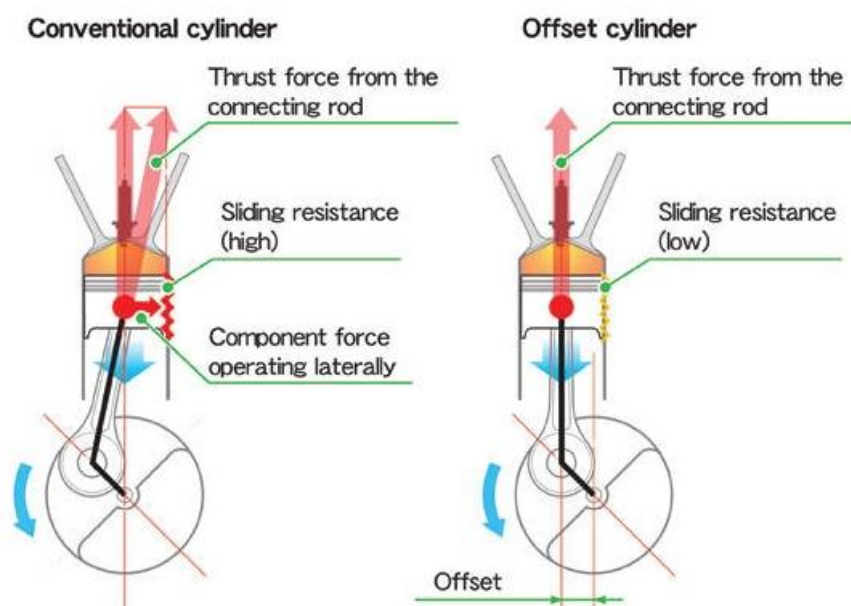
Tzv. excentricita klikové hřídele, neboli vyosení osy klikové hřídele vůči ose pístu (viz obr. 4.3). Z hlediska žádané úspory hmotnosti výrobci produkují tzv. nízkozdihové motory.



Tento koncept není z důvodu zvýšení normálových sil působících na stěny válců příliš vhodný. [1]

Aby se zamezilo zvýšení normálových sil je nutné osu klikové hřídele vůči ose válce posunout. Excentricita se pohybuje v řádech několika málo milimetrů.

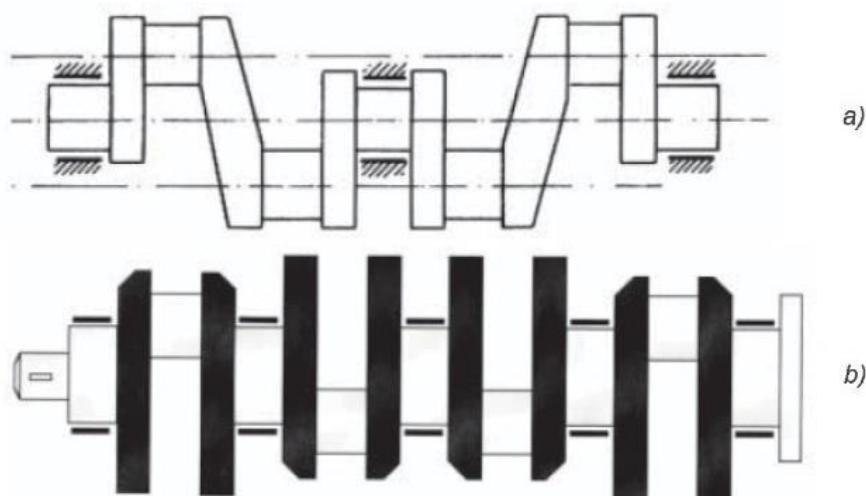
Excentricita klikové hřídele ovlivňuje také kinematiku pohybu pístu. V horní a dolní úvrati dochází ke snížení rychlosti pohybu pístu. V důsledku pomalejší změny objemu válce v oblasti horní úvrati pístu zde také dochází ke zvýšení spalovacích tlaků, což může pozitivně ovlivnit výkon pohonné jednotky. [21]



Obr. 4.3 Uložení klikového hřídele vůči válci: vlevo obvyklé, vpravo excentrické [25]

### REDUKCE POČTU ULOŽENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Snížením počtu ložisek, na kterých je hřídel uložena, lze dosáhnout podstatného snížení mechanických ztrát. Redukce je patrná z příkladu na řadovém čtyřválcí (viz obr. 4.4). Snížení počtu uložení má za následek vyšší namáhání hřídele na ohyb, z čehož plyne, že hřídel nemůže přenášet takové zatížení jako při použití klasické koncepce. Této nevýhodě lze předejít použitím kvalitnějšího materiálu a vyšší jakosti povrchu hřídele a také použitím kvalitnějších ložisek. [1]



Obr. 4.4 Kliková hřídel čtyřválcového řadového motoru, a) s uložením na třech ložiskách, b) s uložením na pěti ložiskách (klasická koncepce) [26]

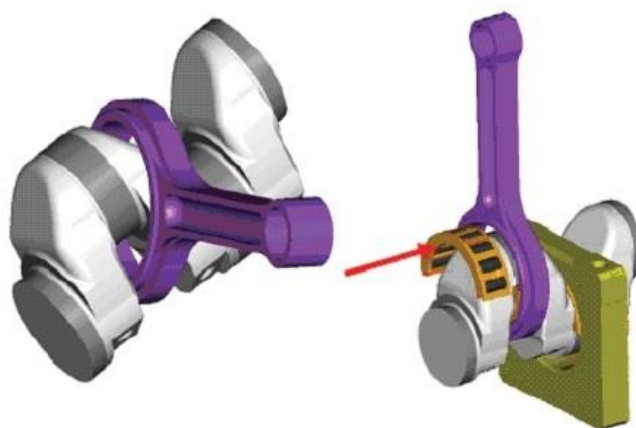
#### 4.1.4 NAHRAZENÍ KLUZNÝCH LOŽISEK LOŽISKY VALIVÝMI

Valivá ložiska mají oproti ložiskám kluzným menší ztráty, k mazání potřebují menší množství oleje. Jejich další výhodou je nižší tlak oleje potřebný k mazání ložisek, lze tedy použít menší čerpadlo s vyšší mechanickou účinností.

Při nahrazení kluzných ložisek valivými je nutné použít jednu z koncepcí:

- dělená (skládaná) kliková hřídel,
- dělené (skládané) valivé ložiska (viz obr. 4.5).

Obě varianty přináší výhodu použití nedělené ojnice. Z hlediska vysoké hmotnosti skládané klikové hřídele je vhodnější využít variantu skládaných ložisek.



Obr. 4.5 Kliková hřídel uložená na dělených valivých ložiskách [26]

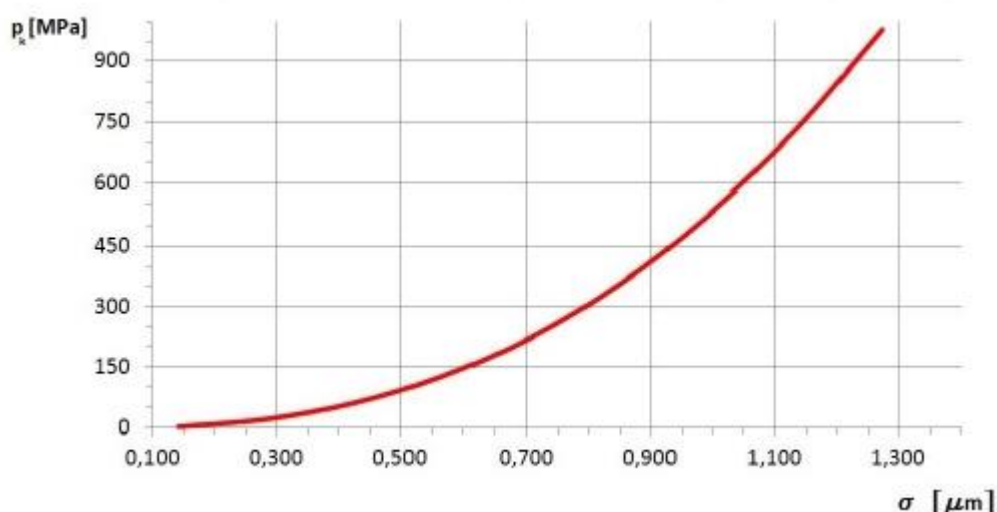


Valivá ložiska mají oproti ložiskám kluzným velkou nevýhodu v hlučnosti. Při použití ložisek dělených je hlučnost ještě vyšší. Další velkou nevýhodou je výroba dělených valivých ložisek, která je z hlediska požadované přesnosti jednotlivých dílů velmi obtížná, a tudíž je velice nákladná.

## 4.2 POVRCHOVÉ ÚPRAVY

Použitím některých povrchových úprav lze dosáhnout výrazného zlepšení vlastností základního materiálu, jako je snížení koeficientu tření nebo tvrdost. Povrchové úpravy mohou zlepšovat vlastnosti základního materiálu nebo umožňují použití vyspělejších materiálů (lehké kovové slitiny) při zachování vlastností materiálu základního.

Na výsledné mechanické ztráty má velký vliv i drsnost kontaktních ploch. Honované či superfinašované kontaktní plochy motoru vykazují ve srovnání s méně jakostními povrchy mnohem nižší kontaktní tlaky (viz obr. 4.6).



Obr. 4.6 Závislost kombinované drsnosti stýkajících se ploch  $\sigma$  na kontaktním tlaku  $p_k$  [21]

Velmi jakostní kontaktní povrchy o zrcadlovém lesku mohou však vést i ke zvýšení tření. Tento negativní jev je zapříčiněn nemožností ulpívání kapiček mazacího oleje na povrchu. Přivedený olej okamžitě stéká a nedochází tedy k mazání kontaktních ploch. Z toho důvodu bývá kontaktní plocha válce opatřena různým rýhováním, drážkováním nebo jinou texturou.

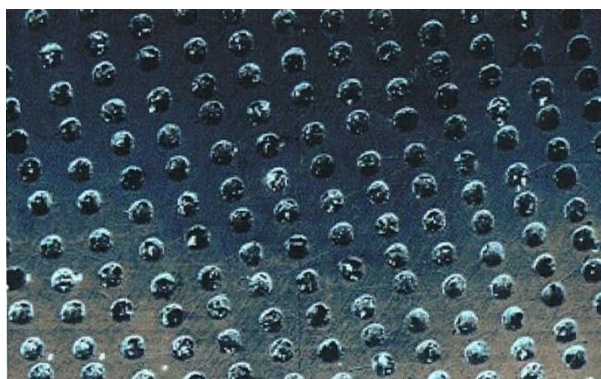
### 4.2.1 LST TEXTUROVÁNÍ

Pomocí metody LST (Laser Surface Texturing) se vytváří laserovými paprsky do povrchu velmi malé důlky o hloubce cca 5,6  $\mu\text{m}$  (viz obr 4.7). Tyto důlky slouží k zachycování oleje. Experimentálně bylo zjištěno, že vytvoření LST textury snižuje koeficient tření až o 40 %





(viz obr. 4.9). Hlavní uplatnění této metody je na kontaktních plochách válců, pístních čepů a kluzných ložisek. [22], [27]



*Obr. 4.7 LST textura [28]*

#### 4.2.2 DLC POVLAČ

DLC (Diamond Like Carbon) povlaky zvyšují tvrdost a odolnost povlakovaného materiálu. Kontaktní plochy s DLC povlakem vykazují nízký koeficient tření, což se pozitivně projevuje na mechanických ztrátách. Součástí několika experimentů bylo zjištění optimální tloušťky povlaku. Při větších tloušťkách vzrůstá odolnost proti kavitaci, avšak rapidně klesá životnost povlaku. Tloušťky povlaku se běžně pohybují v rozmezí 0,5 – 5  $\mu\text{m}$ . [22], [29]

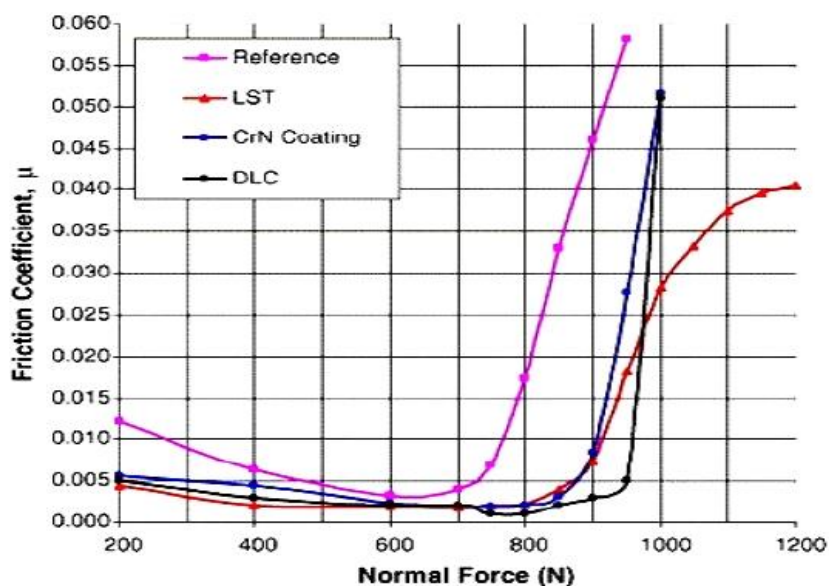
Hlavní uplatnění této metody je na pístních kroužcích, pístních čepích a plášťů pístu (viz obr. 4.8).



*Obr. 4.8 DLC povlak pístních čepů [30]*

#### 4.2.3 CRN POVLAČ

Povlak CrN (chromium nitride) zvyšuje mazací účinky, velmi dobře odolává abrazivnímu opotřebení a také zvyšuje tvrdost. Díky těmto vlastnostem dochází ke snížení koeficientu tření povlakovaného materiálu (viz obr. 4.9). CrN povlak lze nanášet pouze na části motoru vyrobené z oceli. [31]

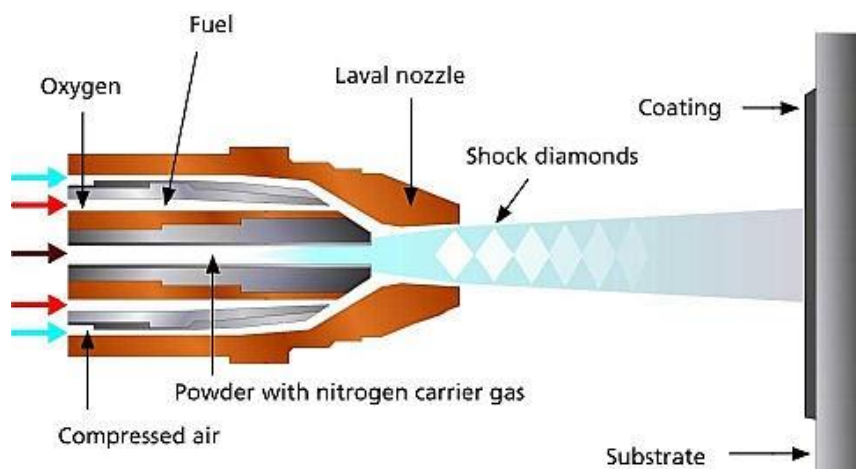


Obr. 4.9 Graf závislosti průměrných hodnot součinitelů tření na velikosti normálové síly pro různé druhy povrchových úprav [22]

#### 4.2.4 TEPELNÉ NAPRAŠOVÁNÍ

Tepelné naprašování lze rozdělit na dva základní druhy, na povlakování plazmové a HVOF. Proces plazmového povlakování spočívá v natažení prášku proudem plazmy a jeho nanášení na povrch. Tato metoda je dnes využívána zejména pro povrchy válců motoru. [22]

Metoda HVOF (High Velocity Oxy-Fuel), viz obr. 4.10, vychází z povlakování plazmového. Oproti plazmě má nevýhodu z hlediska minimální nanášecí vzdálenosti, která je mnohem vyšší. Z toho důvodu není metoda HVOF vhodná pro naprašování vnitřních stěn válců, avšak se tato metoda hojně využívá pro povrchové úpravy pístních kroužků. [22]



Obr. 4.10 HVOF naprašování [32]



Bylo zjištěno, že použitím tepelných nástřiků může dojít ke snížení opotřebení až o 30% ve srovnání s litinovými vložky. [22]

#### 4.2.5 NANO-STRUKTUROVÉ POVLAKY

Pomocí vhodných nano-strukturních povlaků lze dosáhnout velmi nízkého koeficientu tření povrchu. Nanokompozity se sestávají z velmi tvrdých prvků, jako je Ti, W a V, které jsou umístěny v křemíkové či uhlíkové mřížce. Bylo zjištěno, že povlak TiC/a-H:C má velmi dobré samomazné vlastnosti a dosahuje nízkých hodnot koeficientu tření  $\mu=0,012$  v dusíkové atmosféře a  $\mu=0,05$  ve vzduchu. [22], [33]

Pozitivní vlastností nano-strukturních povlaků je schopnost pojit vysokou houževnatost a odolnost proti opotřebení, doprovázené nízkým koeficientem tření. V současnosti se tyto povlaky využívají hlavně pro řezné nástroje, avšak není vyloučeno jejich použití ve spalovacích motorech. [22], [33]

### 4.3 VOLBA MAZIVA

Jednou z možností jak znatelně snížit mechanické ztráty klikového mechanismu, obecně motoru, je použití vhodného maziva.

V současné době se používají minerální a syntetické oleje o nízké viskozitě (SAE 0W – 30, SAE 0W – 20), obohacené o řadu aditiv. Tyto oleje se vyznačují malou závislostí kinematické viskozity na teplotě a velmi dobrými mazacími účinky. Použitím těchto nízko-viskózních olejů se dosahuje nižších třecích ztrát. Příliš nízká viskozita však může vést k nedostatečnému mazacímu filmu, při velkém zatížení motoru může docházet k velkým třecím ztrátám a značnému opotřebení kontaktních ploch motoru. [34], [35]

Výrobci olejů by mohli pomocí aditiv vlastnosti olejů dále zlepšit, avšak jsou omezeni ekologickými normami, a ne všechna aditiva a hlavně jejich koncentrace normám vyhovují. [35]

Jisté zlepšení vidí vědci, v čele s panem Mathiasem Woydtem, v nahrazení syntetických olejů oleji PAG (polyalkylen glykol). Oleje PAG se vyrábí ze základních syntetických materiálů. Bylo zjištěno, že použitím olejů na bázi PAG v motorech došlo ke snížení spotřeby až o 3%, z čehož plyne, že muselo dojít ke snížení mechanických ztrát. Dále byla zjištěna velká trvanlivost tohoto oleje až 40 000 km. [36]

Nevýhodou tak zůstává vyšší cena oproti stávajícím olejům. Která však může být vyvážena nižší spotřebou a produkcí CO<sub>2</sub>. [36]

Výrobci olejů doporučují pro stávající motory použití plně syntetických olejů a také doporučují zkrácení intervalů výměny oleje, která je v současnosti 30 000 km. [34]



## 5 VÝPOČTOVÉ PŘÍSTUPY K ŘEŠENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro výpočet mechanických ztrát existují různé přístupy, z hlediska jednoduchosti výpočtu to jsou přístupy:

- Empirické
- Semiempirické
- MBS
- MKP + MBS

### 5.1 EMPIRICKÉ PŘÍSTUPY

Empirické přístupy jsou založené na regresi měření, nicméně většinou nezohledňují vlivy teploty a typu oleje, povrchové vlastnosti komponent motoru a celkovou konstrukci. [42]

Empirické modely pro odhad mechanických ztrát motoru vznikají na základě měření na mnoha motorech stejného typu spalování o různých zdvihových objemech. Korelací těchto změřených dat lze získat koeficienty pro nejjednodušší rovnici pro odhad celkových mechanických ztrát ve tvaru [42]:

$$FMEP = C_1 + C_2 \cdot n + C_3 \cdot n^2 \quad (31)$$

Třecí síly jsou buď nezávislé na rychlosti (mezní tření), lineárně závislé na rychlosti (hydrodynamické tření) nebo mají kvadratickou závislost na rychlosti (turbulentní disipace), celkově se vždy jedná o kombinaci těchto tří režimů. [42]

Z experimentů protáčení čtyřdobých zážehových motorů s plně otevřenou klapkou byl odvozen následující vztah [42]:

$$FMEP = 0,97 + 0,15 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0,05 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \quad [bar] \quad (32)$$

Na základě protáčení čtyř a šestiválcových vznětových motorů byl odvozen následující vztah [42]:

$$FMEP = C_1 + 48 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0,4 \cdot c_p^2 \quad [kPa], \quad (33)$$

kde:  $C_1 = 75$  kPa ... pro motory s přímým vstřikem,  
 $C_1 = 110$  kPa ... pro motory komůrkové a s nepřímým vstřikem,  
 $n$  ... otáčky motoru,  
 $c_p$  ... střední pístová rychlost.

Výsledkem empirických vztahů jsou celkové průměrné hodnoty mechanických ztrát motoru, výhodou je jednoduché a rychlé řešení těchto vztahů. [42]



Je známo, že protáčení motorů dává nadsazené hodnoty v důsledku termodynamických ztrát. Výsledné hodnoty mimo jiné nezahrnují vliv viskozity oleje při různých provozních teplotách motoru, proto jsou tyto výpočty vhodné zejména pro kvalifikované odhady mechanických ztrát motoru. [42]

Pomocí empirického modelu, který je uveden v příloze č. 1, lze zahrnout geometrické parametry a vlivy viskozity oleje. Tento model je oproti výše uvedeným modelům detailnější, ale také mnohem komplikovanější a zdlouhavější na výpočet. [42]

## 5.2 SEMIEMPIRICKÉ PŘÍSTUPY

Semiempirické přístupy jsou založeny na empirických poznatcích a fyzikálních základech. Na rozdíl od empirických modelů, kde lze spočítat pouze třecí střední efektivní tlak (FMPEP), umožňují semiempirické modely počítat okamžité ztráty. [42]

Semiempirické model lze rozdělit do dvou skupin [42]:

1. Semiempirické modely počítající okamžité třecí ztráty v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele, použití semiempirických korelací.
2. Semiempirické modely založeny na výpočtu tlakového pole mazacího oleje a predikci třecích ztrát na základě řešení Reynoldsovy rovnice, viz vztah (34).

Reynoldsova rovnice [42]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta \left( U \frac{\partial}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right), \quad (34)$$

kde:  $h$  ... tloušťka olejové vrstvy,  
 $\eta$  ... dynamická viskozita,  
 $U$  ... efektivní rychlost.

### 5.2.1 SOMMERFELDŮV PŘÍSTUP

Sommerfeldův přístup pro výpočet třecích ztrát je založen na základě Stribeckových křivek (viz obr. 2.5). Stribeckova křivka zobrazuje závislost součinitele třecích ztrát  $f$  na Sommerfeldově šísle  $So$ . [42]

Vztah pro výpočet součinitele třecích ztrát  $f$  [42]:

$$f = \frac{F_t}{F_N} = f(So), \quad (35)$$

kde:  $F_t$  ... tečná síla,  
 $F_N$  ... normálová síla.



Vztah pro výpočet Sommerfeldova čísla pro kluzné ložisko [42]:

$$So = \frac{|F_N|}{\mu \cdot w \cdot L}, \quad (36)$$

kde:  $\mu$  ... dynamická viskozita [Pa.s],  
 $w$  ... rychlost tření [m.s<sup>-1</sup>],  
 $L$  ... rozměr kolmý na směr pohybu.

Vztah pro výpočet třecího momentu kluzného ložiska [42]:

$$M_f = -\text{sign}(w_{ref}) \cdot r_c \cdot |F| \cdot \frac{K}{|So|}, \quad (37)$$

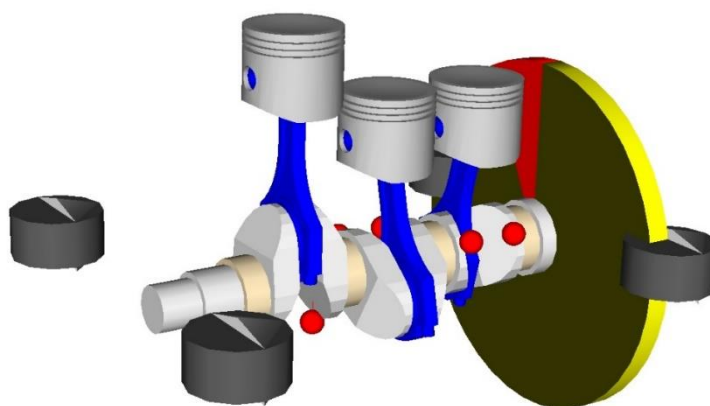
kde:  $F$  ... výsledná síla,  
 $K$  ... směrnice Stribeckovi křivky v oblasti hydrodynamického tření,  
 $r_c$  ... poloměr.

Výpočet třecího momentu lze použít pro různé viskozity. Změna viskozity ovlivní Sommerfeldovo číslo a směrnici Stribeckovi křivky. [42]

### 5.3 MBS PŘÍSTUP

Pro výpočet třecího momentu lze využít MBS (Multi-body systém) přístup. MBS modely využívají tuhá tělesa. K výpočtu je nutné znát kompletní geometrii a fyzikální vlastnosti klikového mechanismu.

MBS přístupu využívá nástavba softwaru MSC Adams – Virtual Engine. Jedná se o virtuální motor (viz obr. 5.1), pod kterým se skrývá komplexní výpočtový model založen mimo jiné na numerické integraci Reynoldsovy rovnice. Tento MBS model umožňuje parametricky nastavit všechny důležité fyzikální parametry, které jsou nutné k výpočtu mechanických ztrát.

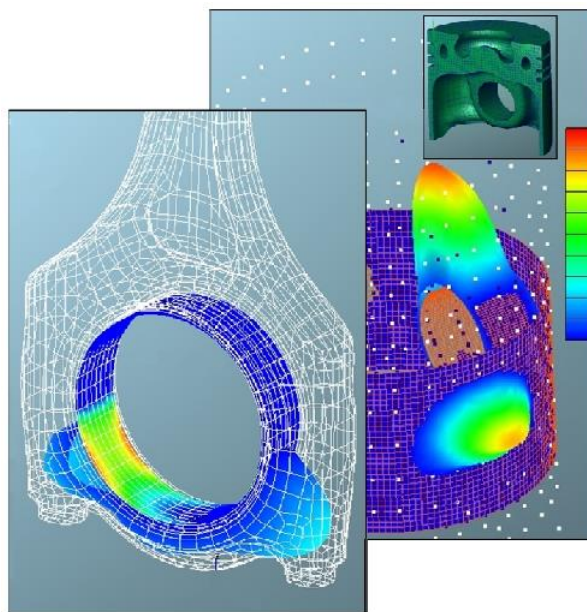


Obr. 5.1 MBS model – MSC Adams/Engine



## 5.4 MKP + MBS

Jedná se o MBS modely na bázi redukovaných konečno prvkových modelů (MKP). Tyto modely založené na výpočtu pomocí metody konečných prvků jsou nejsložitější, časově nejnáročnější a velmi náročné na kapacitu datového úložiště. K využití tohoto přístupu je nutné znát kompletní geometrii a fyzikální vlastnosti klikového mechanismu. [42]



Obr. 5.2 Elasto-hydrodynamický kontakt v klikovém mechanismu [43]

MKP přístupů využívá MBS software od firmy AVL – EXCITE POWER UNIT, ve kterém lze řešit třecí ztráty kluzných ložisek, pístních kroužků a další (obr 5.2). Již zmíněný software MSC Adams/Engine umožňuje některé MKP přístupy také zahrnout.

Samotné řešení třecích ztrát je založené na numerické integraci Reynoldsovy rovnice, viz (34). Řešením třecích ztrát kluzných ložisek pomocí MKP modelu lze dosáhnout velmi přesných hodnot. Problém tohoto modelu nastává při řešení pístních kroužků, kde nejsou známi okrajové podmínky (výška olejového filmu na vstupu do mazací štěrbině a vstupní tlak daný viskózním odporem olejového filmu). Problematiku také komplikuje klopení pístu v horní úvratí a kroucení pístního kroužku, tudíž se jedná o spřaženou úlohu, kde se vyskytuje deformace pevné fáze s hydrodynamikou. [42]



## 6 METODIKA POUŽITÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU KLIKOVÉHO MECHANISMU

K zjištění mechanických ztrát zadaného klikového mechanismu (viz níže) byla použita metoda MBS. Konkrétně se jednalo o vytvoření MBS modelu klikového mechanismu v programu MSC. ADAMS, výpočet mechanických ztrát pomocí scriptu v programu MATLAB a následné zpracování dat v programu Excel (podrobnější postup je uveden v následujícím textu).

### 6.1 VOLBA REFERENČNÍHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Po konzultaci s vedoucím práce byl referenčním klikovým mechanismem zvolen klikový mechanismus motoru Škoda 1.2 HTP.



Obr. 6.1 Motor Škoda 1.2 HTP [37]

Základem pro vznik motoru 1.2 HTP (viz obr. 6.1) bylo pomyslné odebrání jednoho válce z koncernového motoru 1.6 MPI. Odebrání jednoho válce způsobilo vznik velkých vibrací motoru, které byly umírněny vyvažovací hřídelí. [38]

#### ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY MOTORU ŠKODA 1.2 HTP

Tab. 1 Technické parametry motoru 1.2 HTP

<b>Typ motoru</b>	<b>zážehový</b>
<b>Válce / ventily:</b>	<b>3/4</b>
<b>Zdvihový objem (ccm):</b>	<b>1198</b>
<b>Kompresní poměr:</b>	<b>10.5:1</b>

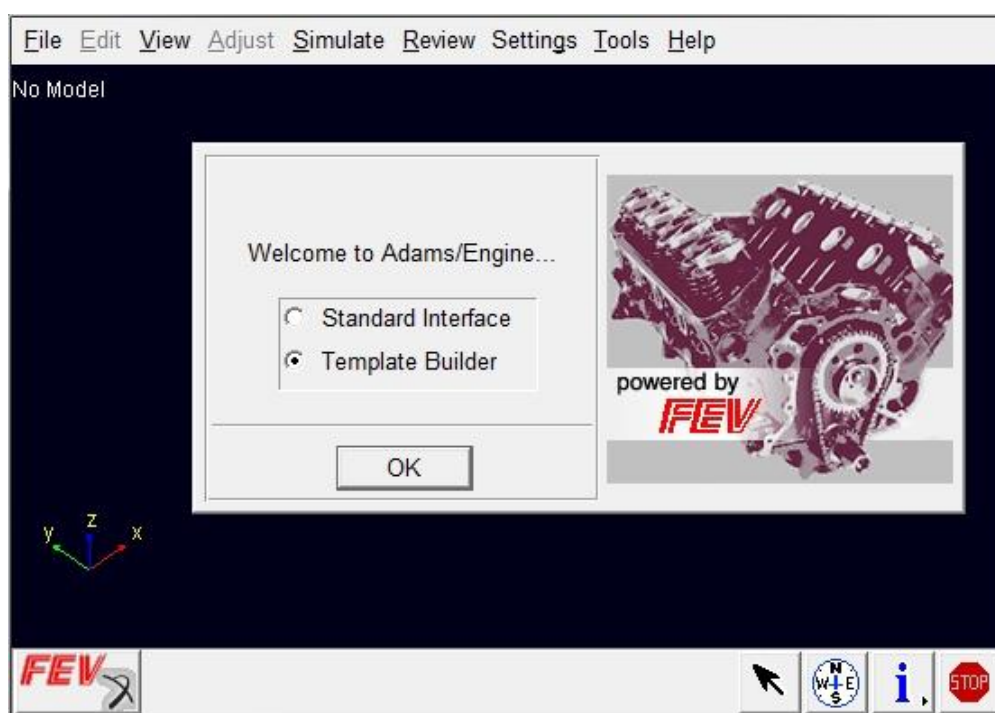




<b>Nejvyšší výkon (kW / ot/min):</b>	<b>51 / 5400</b>
<b>Nejvyšší točivý moment (Nm / ot/min):</b>	<b>112 / 3000</b>
<b>Volnoběžné otáčky (ot/min):</b>	<b>cca 960</b>
<b>Motorový olej:</b>	<b>SAE 5W-40</b>

## 6.2 VYTVOŘENÍ MBS MODELU KLIKOVÉHO MECHANISMU

Model MBS byl vytvořen v programu MSC. ADAMS. Konkrétně ve specializovaném modulu FEV Engine, který je určen k vytváření MBS modelů motoru a jeho jednotlivých částí (klikové mechanismy, ventilové rozvody a další).

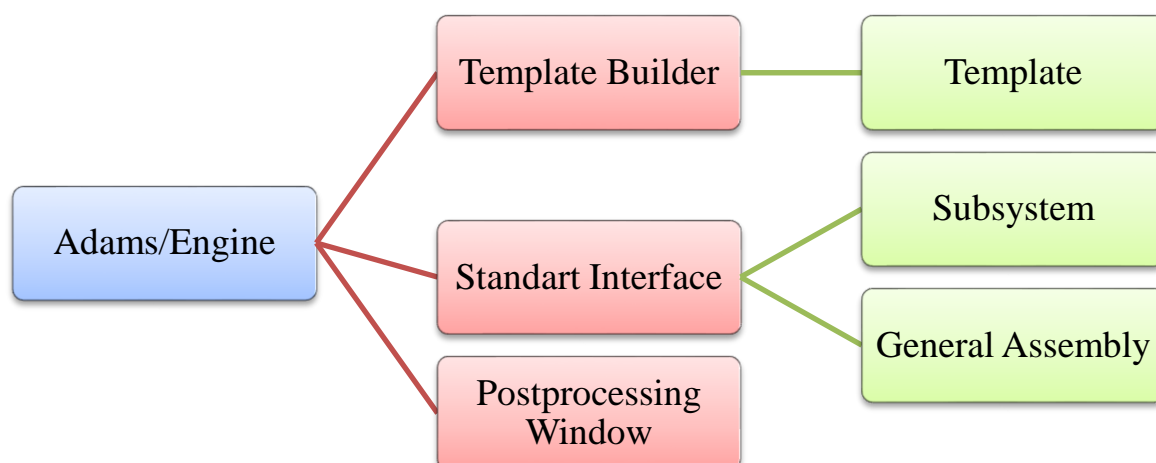


Obr. 6.2 Ukázka prostředí programu Adams/Engine

Na obrázku 6.2 lze vidět pracovní prostředí programu Adams/Engine. Velkou výhodou modulu FEV Engine jsou předem vytvořené části pístového spalovacího motoru. To znamená, že pro tvorbu konkrétního motoru je nutné znát jeho parametry. Po zadání parametrů vygeneruje modul Engine MBS model v prostředí Adams.

### 6.2.1 PROSTŘEDÍ PROGRAMU ADAMS/ENGINE

V této kapitole jsou uvedeny základní pojmy a různá prostředí programu, které byly využity k tvorbě modelu. Hlavní rozdělení viz obr. 6.3.



Obr. 6.3 MSC Adams/Engine

**Template Builder** – uživatelské prostředí sloužící k vytváření a editaci *Template* (šablon).

**Standart Interface** – standartní uživatelské prostředí sloužící k vytváření a editaci *Subsytému* (podsystemu) a *General Assembly* (hlavní sestavy), dále slouží k provádění simulací a analýz.

**Postprocessing Window** – výsledkové uživatelské prostředí sloužící k vykreslování analýz do grafů, dále slouží k exportování výsledkových dat.

K vytvoření simulovaného modelu bylo nutné vytvořit *Template*, tato šablona definuje základní geometrická data a je nutná pro vytvoření *Subsytému*. Subsytém načítá všechna data ze šablony a je nutný ke tvorbě *General Assembly*, tato hlavní sestava se může skládat z několika subsytémů (v mém případě z jednoho subsytému).

Vytváření hlavní sestavy je doprovázeno vznikem nástroje *Test Rig*, tento nástroj si lze nejjednodušeji představit jako virtuální motorovou brzdu, slouží tedy k rozpohybování MBS modelu.

### 6.2.2 VYTVOŘENÍ ŠABLONY – TEMPLATE BUILDER

Prvním krokem při vytváření šablony bylo vytvoření referenční osy x a z. Tyto osy jsou důležité pro správné umístění klikového mechanismu vzhledem k souřadnému systému.

Dalším krokem bylo vytvoření základních motorových dat – *Engine Global Data*. Díky tomuto příkazu dojde k vytvoření pevných značek – *markerů*, které slouží k umístění lokálních souřadných systémů jednotlivých částí klikového mechanismu vzhledem k hlavnímu souřadnému systému. V tabulce 2 jsou uvedena základní motorová data.

Tab. 2 Základní motorová data

<b>Typ motoru:</b>	čtyřdobý, řadový tříválec
<b>Vrtání (mm):</b>	76.5



<b>Zdvih (mm):</b>	<b>86.9</b>
<b>Pořadí zážehů:</b>	<b>1-2-3</b>
<b>Vyosení pístního čepu (mm):</b>	<b>- 0.5</b>
<b>Axiální rozteč válců (mm):</b>	<b>82</b>
<b>Efektivní délka ojnice (mm):</b>	<b>138</b>
<b>Průměr x délka hlavního čepu klikové hřídele (mm):</b>	<b>48 x 24.2</b>
<b>Průměr x délka ojničního čepu klikové hřídele (mm):</b>	<b>42 x 20.8</b>
<b>Průměr x délka pístního čepu (mm):</b>	<b>17 x 52.2</b>
<b>Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep (mm):</b>	<b>17.2</b>
<b>Ložisko hlavního čepu zachytávající axiální síly:</b>	<b>3</b>

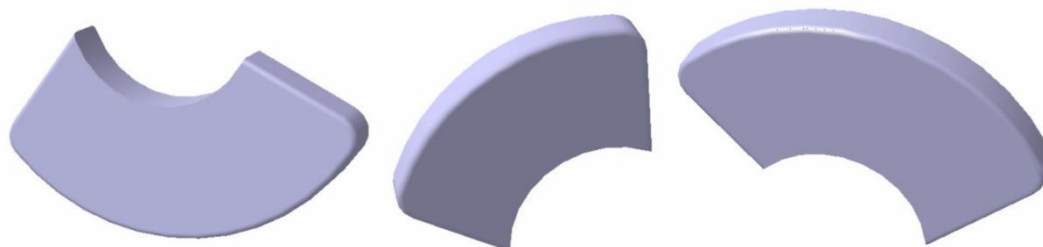
Po vytvoření základních motorových dat byly pomocí průvodce přidáním klikového mechanismu (Crank Train Wizard) vytvořeny jednotlivé části klikového mechanismu (kliková hřídel, písty, ojnice a ...).

Dalším důležitým krokem byla editace vytvořených částí klikového mechanismu. Snahou editace bylo získat MBS model, který by co nejlépe odpovídal skutečnému klikovému mechanismu.

Z toho důvodu bylo nutné znát hodnoty jako hmotnost a moment setrvačnosti k ose otáčení. Některé hodnoty byly zadány vedoucím práce, zbylé hodnoty byly získány ze zjednodušených 3D modelů, které byly vytvořeny v programu 3DS Catia.

### **KLIKOVÁ HŘÍDEL**

K editaci klikové hřídele bylo potřeba zjistit hmotnost a polohu těžiště vývažků na jednotlivých zalomeních. Z tohoto důvodu byly vytvořeny 3D modely jednotlivých vývažků (viz obr. 6.4).



*Obr. 6.4 Jednotlivé vývažky klikové hřídele – 3D model*



Editované hodnoty klikové hřídele jsou uvedeny v následující tabulce č. 3, pořadí zalomení je číslováno od volného konce hřídele.

Tab. 3 Editace vývažků klikové hřídele

Zalomení	hmotnost vývažku (kg)	poloměr těžiště (mm)	úhel vzhledem k ose válce (°)
1	0.561	45.343	- 169.58
2	0.561	45.343	-169.58
3	0.352	44.938	-60
4	0.352	44.938	-60
5	0.545	45.834	-309.43
6	0.545	45.834	-309.43

## Píst

K editaci bylo nutné zjistit momenty setrvačnosti a polohu těžiště, proto byl vytvořen přibližný 3D model pístu (viz obr. 6.5). Editované hodnoty pístu jsou uvedeny v tabulce č. 4.



Obr. 6.5 Píst – 3D model

Tab. 4 Editace pístu

Výška pístu (mm):	52.3
Kompresní výška pístu (mm):	32.3
Hmotnost (kg):	0.242
Moment setrvačnosti ( $I_{xx}$ x $I_{yy}$ x $I_{zz}$ ):	137 x 140 x 191 [kg.mm <sup>2</sup> ]
Poloha těžiště vzhledem k ose díry pro pístní čep (mm):	2.0E-03; 1E-02; 10.496 (x; y; z)



## OJNICE

Stejně jako u pístu bylo potřeba zjistit hodnoty momentů setrvačnosti a polohu těžiště vůči ose velkého oka ojnice. K tomuto účelu posloužil přibližný 3D model ojnice (viz obr. 6.6). Editované hodnoty ojnice jsou uvedeny v tabulce č. 5.



Obr. 6.6 Ojnice – 3D model

Tab. 5 Editace ojnice

<b>Šířka ojnice v místě velkého oka (mm):</b>	<b>17</b>
<b>Šířka ojnice v místě malého oka (mm):</b>	<b>17</b>
<b>Hmotnost (kg):</b>	<b>0.4</b>
<b>Moment setrvačnosti (<math>I_{xx}</math> x <math>I_{yy}</math> x <math>I_{zz}</math>):</b>	<b>133.4x1093x1215 [kg.mm<sup>2</sup>]</b>
<b>Poloha těžiště vzhledem k ose díry pro pístní čep (mm):</b>	<b>35.9; 0; 0 (x; y; z)</b>

## VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Další důležitým prvkem tříválce 1.2 http je vyvažovací hřídel. Ke zjištění potřebných parametrů byl vytvořen 3D model (viz obr. 6.7). Jednotlivé parametry vyvažovací hřídele jsou uvedeny v tabulce 6.



Obr. 6.7 Vyvažovací hřídel – 3D model



Tab. 6 Editace vyvažovací hřídele

<b>Celková hmotnost (kg):</b>	<b>1.136</b>
<b>Celková délka (mm):</b>	<b>236</b>
<b>Průměr (mm):</b>	<b>24</b>
<b>Typ vyvažovací hřídele:</b>	<b>momentové vyvážení</b>
<b>Moment setrvačnosti I<sub>xx</sub> (kg.mm<sup>2</sup>):</b>	<b>5406</b>
<b>Moment setrvačnosti I<sub>yy</sub> (kg.mm<sup>2</sup>):</b>	<b>5133</b>
<b>Moment setrvačnosti I<sub>zz</sub> (kg.mm<sup>2</sup>):</b>	<b>837</b>
<b>Moment setrvačnosti I<sub>yz</sub> (kg.mm<sup>2</sup>):</b>	<b>- 1364</b>
<b>Poloha těžiště (mm):</b>	<b>0; 0; 202.8 (x; y; z)</b>

### SETRVAČNÍK

Na základě konzultace byl zvolen jednohmotový setrvačnick s následujícími parametry (tabulka 7).

Tab. 7 Editace setrvačnicku

<b>Hmotnost (kg):</b>	<b>7.843</b>
<b>Moment setrvačnosti kolem osy rotace I<sub>zz</sub>:</b>	<b>84 820 [kg.mm<sup>2</sup>]</b>

### PÍSTNÍ ČEP

U pístního čepu byl upraven rozměr vnitřního průměru čepu na hodnotu 11,2 mm, čímž bylo dosaženo požadované hmotnosti pístního čepu 0,052 kg.

### BLOK MOTORU

Hmotnost bloku motoru nebyla zadána. Vzhledem k tomu, že blok motoru je vyroben z hliníkové slitiny, byla hodnota hmotnosti bloku motoru nastavena na 50 kg. Momenty setrvačnosti byly nastaveny na hodnotu 5,0E+04 kg.mm<sup>2</sup>, shodně pro všechny osy.

### UCHYCENÍ MOTORU

K uchycení bloku motoru bylo zvoleno čtyřbodové uchycení, přičemž hodnoty tuhosti a tlumení zůstaly nezměněny. Defaultní hodnoty pro jeden úchyt jsou uvedeny v tabulce 8.



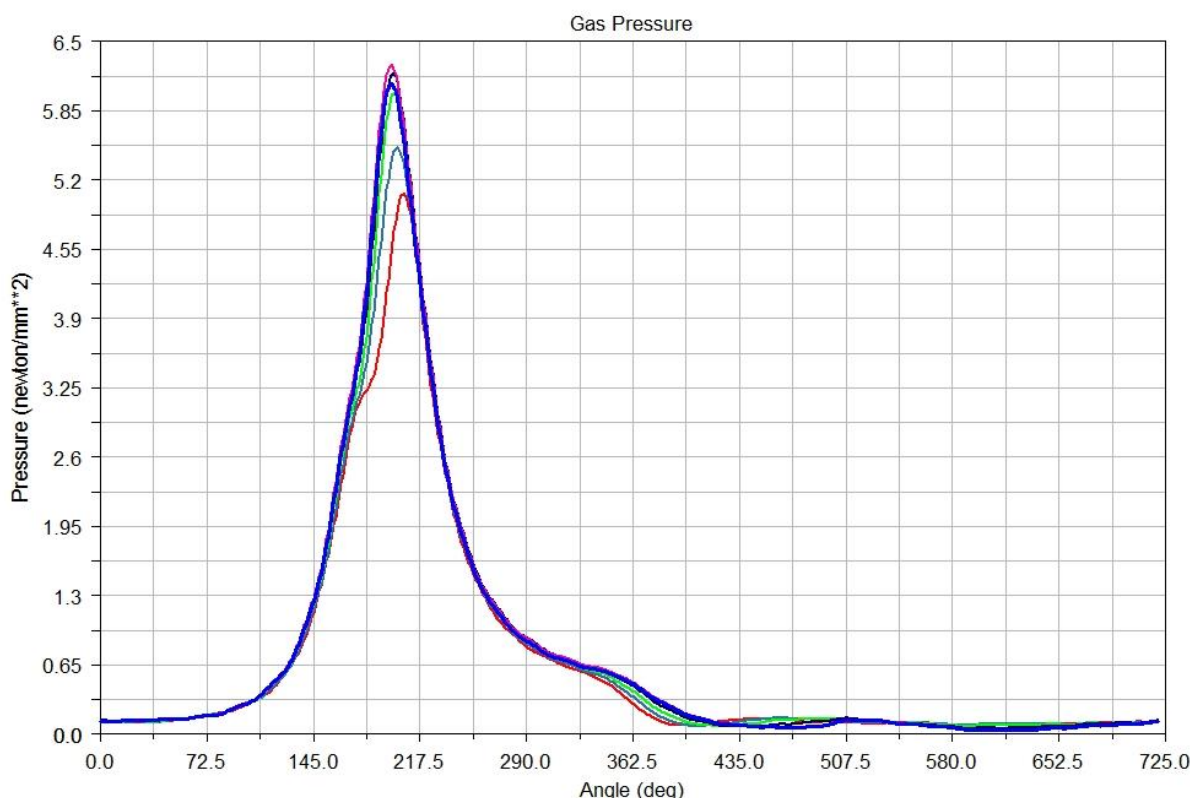
Tab. 8 Editace úchytu motoru

<b>Tuhost (N.mm<sup>1</sup>)</b>	<b>Kx:</b>	<b>300</b>
	<b>Ky:</b>	<b>300</b>
	<b>Kz:</b>	<b>1000</b>
<b>Tlumení (N.mm.s<sup>1</sup>)</b>	<b>Cx:</b>	<b>1.5</b>
	<b>Cy:</b>	<b>1.5</b>
	<b>Cz:</b>	<b>5</b>

### SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Defaultně byly nastaveny tlaky pro vznětový motor (Dieselův cyklus). Motor 1.2 HTP je však motor zážehový, a proto byly tlaky změněny. Po konzultaci s vedoucím práce byly použity tlaky plynů z databáze modulu FEV Engine, z níž byly vybrány tlaky pro zážehový motor (Ottův cyklus).

Na obr. 6.8 lze vidět průběh spalovacích tlaků vzhledem k úhlu natočení klikové hřídele. Jedná se o jednotlivé průběhy zážehového motoru v závislosti na úhlové rychlosti.

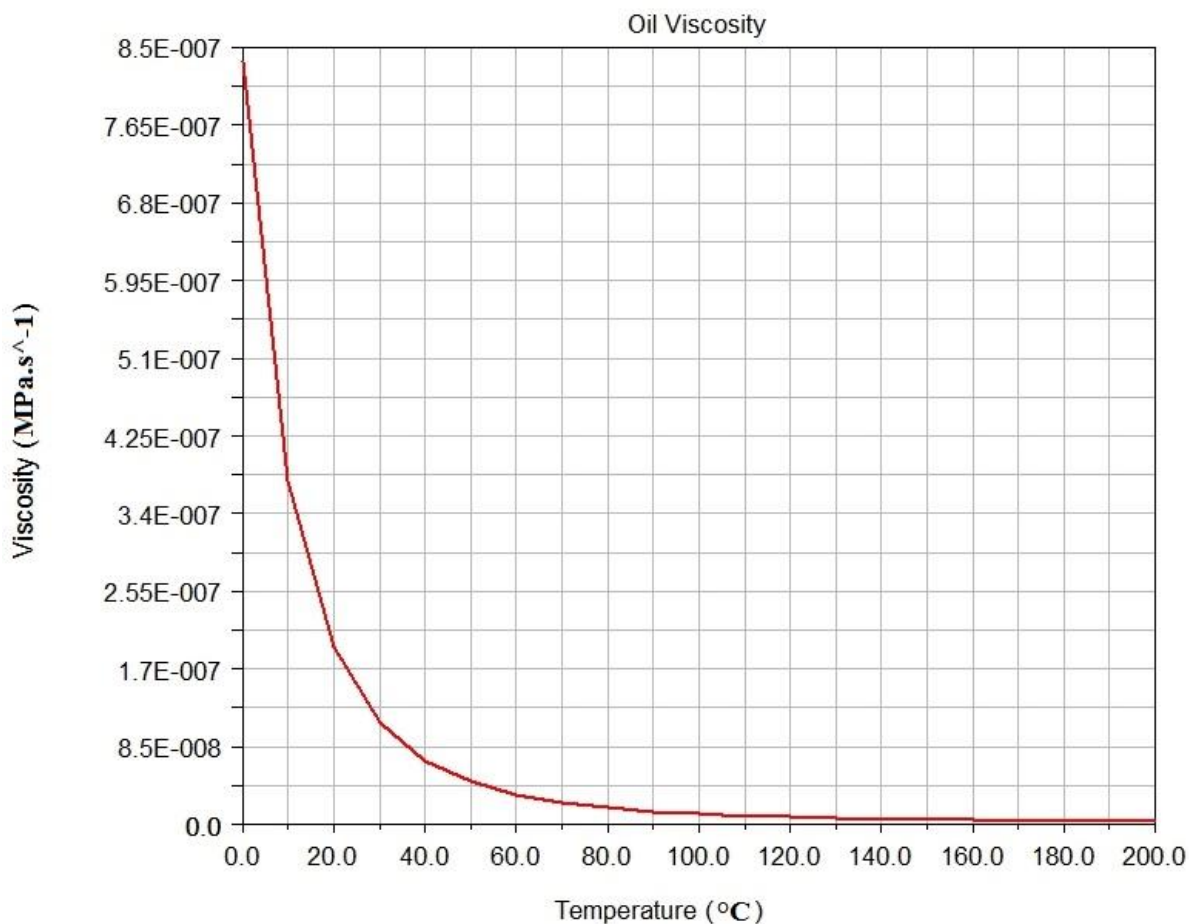


Obr. 6. 8 Průběh spalovacích tlaků zážehového motoru



## VISKOZITA OLEJE

Pro motor 1.2 HTP je doporučený olej SAE 5W-40. Tento olej byl načten z databáze programu. Na následujícím obrázku 6.9 je zobrazena závislost viskozity na teplotě.



Obr. 6.9 Závislost viskozity na teplotě – motorový olej SAE 5W-40

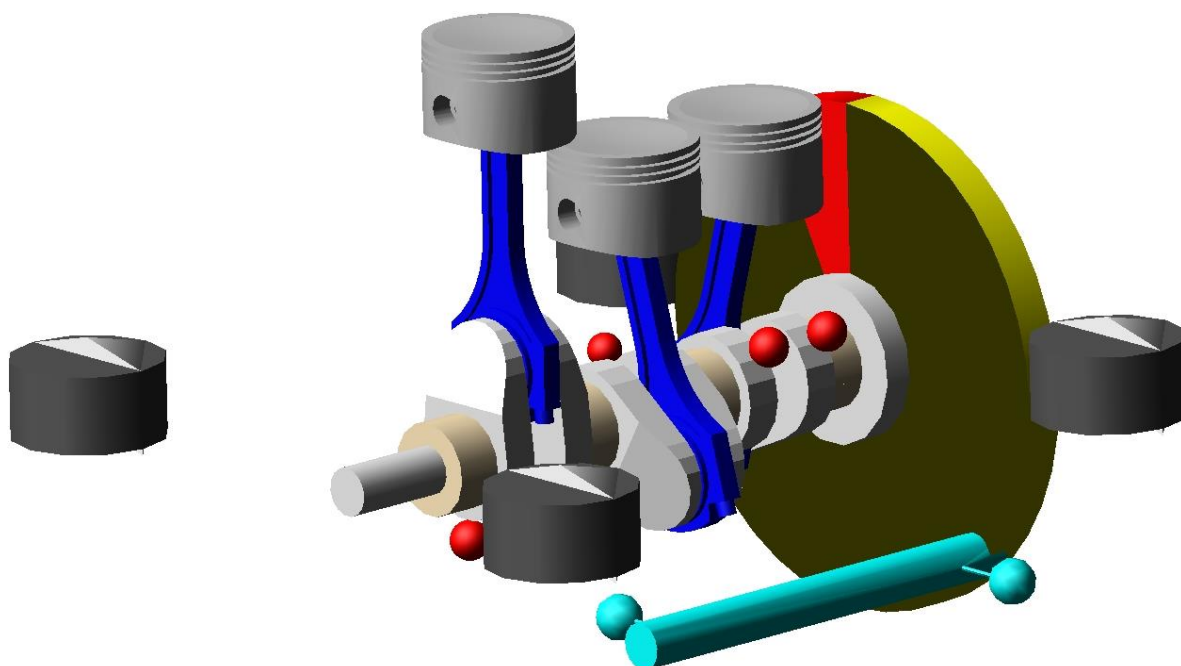
## KLUZNÁ LOŽISKA

Kluzná ložiska byla uvažována jako hydrodynamická tuhá ložiska (Hydrodynamic\_bearing\_rig), přičemž byl zvolen přístup výpočtu 2D. Pro zpřesnění výpočtu byl pro ložiska hlavního čepu číslo 1, 2, 3 a ložisko vyvažovací hřídele č. 2 zvolen přístup výpočtu 3D (jedná se o ložiska, která nepřenášejí axiální zatížení).

## DALŠÍ PARAMETRY

U zbylých parametrů byly ponechány defaultní hodnoty, které byly vytvořeny společně s MBS modelem klikového mechanismu. Finální MBS model klikového mechanismu je zobrazen na obr. 6.10.





Obr. 6.10 MBS model klikového mechanismu motoru Škoda 1.2 HTP

Na závěr této podkapitoly je dobré si uvědomit, že vytvořená šablona není na 100% totožná s originálním klikovým mechanismem motoru 1.2 HTP. Snahou však bylo MBS model co nejvíce realitě přiblížit.

Jako referenční konstrukční varianta pro další úpravy, u nichž je snahou snížit třecí ztráty, je tento MBS model klikového mechanismu dostačující.

### 6.2.3 VYTVOŘENÍ SUBSYSTÉMU

Standardní uživatelské rozhraní, které mimo jiné slouží k provádění simulací a analýz, nepracuje přímo se souborem *template* (šablonou). Pro načtení šablony do standardního módu je nutné vytvořit *subsystem* (podstým), který umožňuje načíst data ze šablony.

Substým umožňuje také editaci, není tedy nutné provádět dodatečné změny v šabloně. V substýmu lze jednoduše nastavit koeficient tření třecí plochy válce. Po konzultaci s vedoucím práce byl koeficient nastaven na hodnotu 0,05.

### 6.2.4 VYTVOŘENÍ HLAVNÍ SESTAVY – GENERAL ASSEMBLY

Hlavní sestava slouží k provádění simulací. Do sestavy lze načíst hned několik subsystémů (klikový mechanismus + ventilové rozvody a další), v případě této práce byl načten pouze substým s klikovým mechanismem.

Při vytváření hlavní sestavy je možnost volby vytvoření nástroje *Test Rig*, pod tímto nástrojem si lze představit virtuální motorovou brzdu. Tento nástroj slouží k rozpohybování sestavy, byl tedy vytvořen spolu s hlavní sestavou.



### 6.3 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU KLIKOVÉHO MECHANISMU

Výpočet mechanických ztrát byl rozdělen na tři části:

- ztrátový výkon ložisek,
- ztrátový výkon pístů,
- ztrátový výkon pístních kroužků.

Výpočet ztrátového výkonu byl proveden pro zvolený rozsah otáček motoru. Rozsah otáček byl zvolen vzhledem k významným otáčkám motoru 1.2 HTP, viz tabulka č. 10. Výpočet byl tedy proveden pro otáčky 900-5400 [min<sup>-1</sup>] s krokem 300 [min<sup>-1</sup>].

Tab. 9 Významné otáčky motoru 1.2 HTP

<b>Volnoběžné otáčky (ot/min):</b>	<b>cca 960</b>
<b>Otáčky maximálního točivého momentu (ot/min):</b>	<b>3000</b>
<b>Otáčky maximálního výkonu (ot/min):</b>	<b>5400</b>

#### 6.3.1 SIMULACE MBS MODELU KLIKOVÉHO MECHANISMU

Před samotným výpočtem ztrátového výkonu byla provedena simulace vytvořeného MBS modelu. Vstupní parametry simulace jsou uvedeny v tabulce č. 10.

Tab. 10 Vstupní parametry simulace klikového mechanismu

<b>Nastavení řešiče (solver)</b>	<b>kategorie:</b>	<b>Dynamics</b>
	<b>integrátor:</b>	<b>HHT</b>
	<b>Formulace:</b>	<b>I3</b>
	<b>Chyba:</b>	<b>1.0E-07</b>
<b>Nastavení Test Rig</b>	<b>počet konektorů:</b>	<b>1</b>
	<b>Tuhost (N.mm<sup>1</sup>):</b>	<b>1.0E+08</b>
	<b>Tlumení (N.mm.s<sup>1</sup>):</b>	<b>50</b>
<b>Nastavení analýzy</b>	<b>počet kroků:</b>	<b>2160</b>
	<b>počet cyklů:</b>	<b>3</b>
	<b>počáteční otáčky (ot/min):</b>	<b>900</b>
	<b>konečné otáčky (ot/min):</b>	<b>5400</b>
	<b>velikost kroku (ot/min):</b>	<b>300</b>



Chyba řešiče byla zmenšena na hodnotu 1.0E-07 z důvodu úspěšného dokončení analýzy. Počet kroků, 2160, byl zvolen z důvodů simulace tří cyklů klikového mechanismu. Počet cyklů byl zvolen s ohledem na zpřesnění analýzy. Pro výpočty jednotlivých ztrátových výkonů byly brány hodnoty druhého cyklu (721-1440°, úhel natočení klikové hřídele).

V uživatelském výsledkovém prostředí *Postprocessing Window* byly exportovány potřebné soubory s výsledky, které byly použity pro výpočty ztrátového výkonu.

### 6.3.2 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU LOŽISEK

Pro výpočet ztrátového výkonu kluzných ložisek byly z programu Adams/Engine exportovány hodnoty třecích momentů pro jednotlivá ložiska. Průběh třecího momentu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele je zobrazen na obr. 6.11.



Obr. 6. 11 Průběh třecího momentu prvního hlavního ložiska pro 900 ot/min motoru

Samotný výpočet byl proveden pomocí scriptu programu Matlab. Tento script je uložen na CD, které je k dispozici spolu s tištěnou formou diplomové práce. Ztrátový výkon byl vypočítán ze středního ztrátového momentu pro jednotlivé analyzované otáčky motoru.

Ztrátový výkon byl vypočten dle vztahu:

$$P_z = M_t \cdot \omega \text{ [W]}, \quad (38)$$

kde:  $M_t$ ... třecí moment [N/m],  
 $\omega$ ... úhlová rychlost [rad/s].



### 6.3.3 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU PÍSTŮ

Pro výpočet ztrátového výkonu pístů, respektive ztrátového výkonu, který vzniká třením mezi pláštěm pístu a stěnou válce, byly z programu Adams/Engine exportovány hodnoty spalovacích tlaků pro jednotlivé písty. Dále byly vyexportovány hodnoty viskozity, která je důležitá pro výpočet součinitele tření.

Samotný výpočet proběhl pomocí vytvořeného scriptu v programu Matlab (viz příloha na CD).

Ztrátový výkon byl vypočten dle vztahu:

$$P_z = F_t \cdot v_p \text{ [W]}, \quad (39)$$

kde:  $F_t$ ... třecí síla [N],  
 $v_p$ ... rychlost pístu [m/s].

vztah (17) pro výpočet rychlosti pístu je uveden v kapitole 1.4.

### VÝPOČET TŘECÍ SÍLY

$$F_t = F_n \cdot \mu \text{ [N]}, \quad (40)$$

kde:  $F_n$ ... normálová síla [N],  
 $\mu$ ... součinitel tření [-].

Normálová síla, je síla, která tlačí plášť pístu na stěnu válce, čímž dochází k tření. Normálová síla je složka celkové síly, která působí na píst, viz kapitola 1.5.1.

### SOUČINITEL TŘENÍ

Součinitel tření byl určen na základě průběhu Stribeckovi křivky, která byla dodána vedoucím práce (viz obr. 6.12). Pomocí scriptu a exportovaných dat viskozity byly hodnoty součinitele tření interpolovány na celý průběh tření pístu.



Obr. 6.12 Stribeckova křivka

#### 6.3.4 VÝPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Výpočet ztrátového výkonu pístních kroužků, respektive ztrátového výkonu, který vzniká třením mezi pístními kroužky a stěnou válce, byl rozdělen na výpočet ztrátového výkonu jednotlivých pístních kroužků.

Pro výpočet ztrát prvního pístního kroužku byl uvažován tlak působící na píst, jako tlak, který působí na pístní kroužek. Tlaky působící na druhý pístní kroužek byly poskytnuty vedoucím práce. U třetího kroužku bylo pro výpočet ztrátového výkonu bráno v úvahu pouze předpětí kroužku, které vznikne při montáži pístního kroužku. Hodnoty předpětí jednotlivých kroužků byly zvoleny po konzultaci s vedoucím práce následovně, viz tabulka č. 11.

Tab. 11 Předpětí pístních kroužků

<b>První pístní kroužek:</b>	<b>10 N</b>
<b>Druhý pístní kroužek:</b>	<b>15 N</b>
<b>Třetí pístní kroužek:</b>	<b>40 N</b>

Samotný ztrátový výkon byl vypočten pomocí scriptu v programu Matlab, přičemž ztrátový výkon byl spočten dle vztahu (39). Třecí síla byla stanovena na základě výpočtu normálové síly a součinitele tření, který byl stanoven obdobně, jako je uvedeno v předchozí kapitole.

Pro výpočet normálové síly byly z katalogu vybrány jednotlivé kroužky, důležité parametry jsou uvedeny v tabulce č. 12. Vztah pro výpočet normálové síly je uveden níže.



Tab. 12 Rozměry pístních kroužků

<b>První pístní kroužek</b>	<b>šířka (mm):</b>	<b>3.2</b>
	<b>výška (mm):</b>	<b>1.2</b>
<b>Druhý pístní kroužek</b>	<b>šířka (mm):</b>	<b>3.2</b>
	<b>výška (mm):</b>	<b>1.5</b>
<b>Třetí pístní kroužek</b>	<b>šířka (mm):</b>	<b>3.2</b>
	<b>výška (mm):</b>	<b>2.5</b>

Vztah pro výpočet normálové síly:

$$F_n = p_k \cdot S_k \text{ [N]}, \quad (41)$$

kde:  $p_k \dots$  tlak působící na pístní kroužek [Pa],  
 $S_k \dots$  plocha kroužku, na kterou působí tlak [m<sup>2</sup>].

Plocha kroužku byla uvažována zjednodušeně, viz vztah (31). Normálová síla třetího pístního kroužku se rovná síle předpětí.

Vztah pro výpočet plochy pístního kroužku:

$$S_k = 2 \cdot \pi \cdot \left( \frac{D_v}{2} - s_{kr} \right) \cdot v_{kr} \text{ [m}^2\text{]}, \quad (42)$$

kde:  $D_v \dots$  vrtání válce [m],  
 $s_{kr} \dots$  šířka kroužku [m],  
 $v_{kr} \dots$  výška kroužku [m].

Celkový ztrátový výkon by spočítán jako součet ztrátových výkonů pro jednotlivé kroužky.

## 6.4 PŘEPOČET ZTRÁTOVÉHO VÝKONU NA FMEP

Třetí střední efektivní tlak (FMEP) slouží k porovnávání schopností pístových spalovacích motorů, nezávisle na počtu válců či zdvihovém objemu. Jedná se o průměrný tlak, který je ztracen (nepřeměněn na sílu působící na píst) během jednoho pracovního cyklu motoru. [39]

Vztah pro výpočet FMEP: [39]

$$FMEP = \frac{P_z \cdot n_c}{n \cdot V_z} \text{ [Pa]}, \quad (43)$$

kde:  $n_c \dots$  počet otáček pracovního zdvihu [-] (4D motor = 2),  
 $n \dots$  otáčky motoru [1/s],  
 $V_z \dots$  zdvihový objem [m<sup>3</sup>].



## 6.5 VÝPOČTOVÝ MODEL ZTRÁTOVÉHO VÝKONU VALIVÝCH LOŽISEK

Jednou z možností jak dosáhnout snížení ztrátového výkonu a tím zvýšení mechanické účinnosti je nahrazení kluzných ložisek valivými. V této práci byla analyzována varianta, u které byla nahrazena kluzná ložiska na hlavních čepech klikové hřídele ložisky kuličkovými.

K uložení klikové hřídele byla uvažována jednořadá kuličková ložiska o rozměrech, viz tab. 13. Některé potřebné konstanty byly převzaty z ložiskové řady 630.

Tab. 13 Rozměry kuličkového ložiska

<b>D – vnější průměr ložiska:</b>	<b>100 mm</b>
<b>d – průměr díry ložiska:</b>	<b>48 mm</b>
<b>d<sub>k</sub> – průměr kuličky:</b>	<b>17 mm</b>

Pro výpočet třecího momentu byl použit výpočtový model společnosti SKF, který je volně přístupný na webových stránkách.

Rovnice pro výpočet třecího momentu dle SKF: [40]

$$M_t = M_{rr} + M_{sl} + M_{drag}, \quad (44)$$

kde:  $M$  ... celkový třecí moment,  
 $M_{rr}$  ... moment valivého tření,  
 $M_{sl}$  ... moment smykového tření,  
 $M_{drag}$  ... třecí moment způsobený odporem brodění.

K výpočtu ztrátového výkonu valivých ložisek byl vytvořen script v programu Matlab (viz příloha na CD). Samotný ztrátový výkon byl vypočten dle vztahu (39).

### 6.5.1 MOMENT VALIVÉHO TŘENÍ

Vztah pro výpočet momentu valivého tření: [40]

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \cdot \varphi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (v_k \cdot n_m)^{0,6}, \quad (45)$$

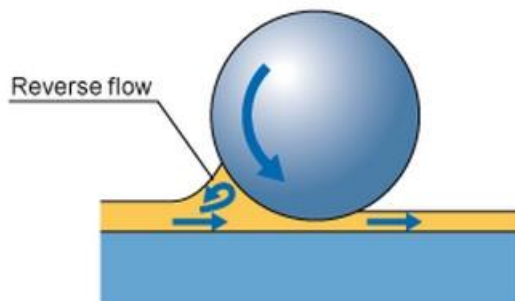
kde:  $\varphi_{ish}$  ... redukční součinitel vířivého tření,  
 $\varphi_{rs}$  ... redukční součinitel následného nezalítí stopy,  
 $G_{rr}$  ... proměnná valivého tření,  
 $n_m$  ... rychlost otáčení [1/min],  
 $v_k$  ... kinematičká viskozita [mm<sup>2</sup>/s].

### REDUKČNÍ SOUČINITEL VÍŘIVÉHO OHŘEVU

Všechno mazivo, které je k dispozici v ložisku, nemůže proniknout mezi stykové plochy. Pro vytvoření hydrodynamického filmu je použito pouze malé množství maziva. Vlivem tohoto jevu je část oleje vytlačena a olej začne proudit opačným směrem (viz obr. 6.13). Tento zpětný



tok vyvolává tření v mazivu, které způsobuje ohřev oleje, a tedy snížení viskozity maziva, zeslabení tloušťky filmu maziva a zmenšení valivého tření. [40]



Obr. 6. 13 Zpětný tok maziva [40]

Vztah pro odhad redukčního součinitele vířivého ohřevu: [40]

$$\varphi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} \cdot (n_m \cdot d_m)^{1,28} \cdot v_k^{0,64}}, \quad (46)$$

kde:  $d_m$  ... střední průměr ložiska [mm],  
 $d_m = 0,5 \cdot (d + D)$ .

### REDUKČNÍ SOUČINTEL NÁSLEDNÉHO NEZALITÍ STOPY

Vlivem vysokých otáček může nastat situace, kdy mazivo nemá dostatek času, aby se vrátilo do oběžné dráhy. To způsobuje jev nazývaný „následné nezalítí stopy“. Následné nezalítí stopy snižuje tloušťku hydrodynamického filmu a valivý odpor. [40]

Vztah pro odhad redukčního součinitele následného nezalítí stopy: [40]

$$\varphi_{rs} = \frac{1}{e^{\left[ K_{rs} \cdot v_k \cdot n_m \cdot (d + D) \cdot \sqrt{\frac{K_z}{2 \cdot (D - d)}} \right]}}, \quad (47)$$

kde:  $e$  ... základ přirozeného logaritmu  $\approx 2,718$ ,  
 $K_{rs}$  ... konstanta následného nezalítí stopy =  $3 \times 10^{-8}$ , pro mazání nízkou hladinou olejové lázně a mazání vstříkovaným olejem,  
 $K_z$  ... geometrická konstanta závislá na typu ložiska = 3,1, pro jednořadá kuličková ložiska,  
 $d$  ... průměr díry ložiska [mm],  
 $D$  ... vnější průměr ložiska [mm].

### PROMĚNNÁ VALIVÉHO TŘENÍ

Tato proměnná je závislá na typu ložiska. Níže je uveden zjednodušený vztah (37) pro kuličková ložiska. Zjednodušení spočívá v zanedbání axiální síly působící na ložisko.





Vztah pro výpočet proměnné valivého tření, pro  $F_a = 0$ : [40]

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{1,96} \cdot F_r^{0,54}, \quad (48)$$

kde:  $R_1$  ... geometrická konstanta dle ložiskové řady – zvoleno =  $4,1 \times 10^{-7}$ ,  
 $F_r$  ... radiální zatížení [N].

### RYCHLOST OTÁČENÍ

Rychlost otáčení je shodná s otáčkami klikové hřídele.

### KINEMATICKÁ VISKOZITA

Pro výpočet kinematické viskozity byly z programu Adams/Engine exportovány data dynamické viskozity, které byly dle vztahu (49) přepočítány na viskozitu kinematickou.

Vztah pro výpočet kinematické viskozity:

$$v_k = \frac{\eta}{\rho_{ol}} [m^2/s], \quad (49)$$

kde:  $\eta$  ... dynamická viskozita [Pa\*s],  
 $\rho_{ol}$  ... hustota oleje [kg/m<sup>3</sup>].

### 6.5.2 MOMENT SMYKOVÉHO TŘENÍ

Vztah pro výpočet momentu smykového tření: [40]

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_s, \quad (50)$$

kde:  $G_{sl}$  ... proměnná smykového tření,  
 $\mu_s$  ... součinitel smykového tření.

### PROMĚNNÁ SMYKOVÉHO TŘENÍ

Tato proměnná je závislá na typu ložiska. Níže je uveden zjednodušený vztah pro kuličková ložiska. Zjednodušení spočívá v zanedbání axiální síly působící na ložisko.

Vztah pro výpočet proměnné smykového tření, pro  $F_a = 0$ : [40]

$$G_{sl} = S_1 \cdot d_m^{-0,26} \cdot F_r^{5/3}, \quad (51)$$

kde:  $S_1$  ... geometrická konstanta dle ložiskové řady – zvoleno =  $3,73 \times 10^{-3}$ ,  
 $F_r$  ... radiální zatížení [N].



### SOUČINITEL SMYKOVÉHO TŘENÍ

Součinitel smykového tření lze odhadnout dle vztahu: [40]

$$\mu_s = \phi_{bl} \cdot \mu_{bl} + (1 - \phi_{bl}) \cdot \mu_{EHL}, \quad (52)$$

kde:  $\phi_{bl}$  ... váhový faktor pro součinitel smykového tření, viz níže,  
 $\mu_{bl}$  ... koeficient závislý na přidaných aditivech v mazivu  $\approx 0,15$ ,  
 $\mu_{EHL}$  ... součinitel smykového tření za podmínek souvislého mazivového filmu,  
 pro mazání syntetickými oleji = 0,04.

Vztah pro výpočet váhového faktoru: [40]

$$\phi_{bl} = \frac{1}{e^{2,6 \cdot 10^{-8} \cdot (n_m \cdot v_k)^{1,4} \cdot d_m}}, \quad (53)$$

kde:  $e$  ... základ přirozeného logaritmu  $\approx 2,718$ .

### 6.5.3 TŘECÍ MOMENT ZPŮSOBENÝ ODPOREM BRODĚNÍ

Odpor brodění je závislý druhu ložiska a na způsobu mazání. Pro výpočet bylo uvažováno mazání vstřikovaným olejem. U tohoto typu mazání je výška hladiny oleje rovna polovině průměru valivého tělesa – kuličky. [40]

Vztah pro výpočet třecího momentu odporem brodění pro kuličková ložiska: [40]

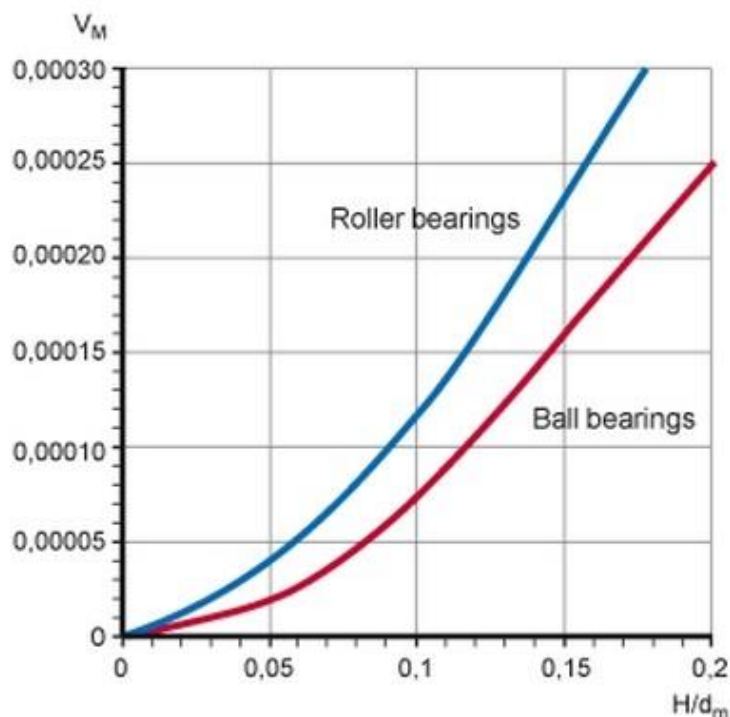
$$\begin{aligned} M_{drag} = 2 \cdot \left( 0,4 \cdot V_M \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n_m^2 \right. \\ \left. + 1,093 \cdot 10^{-7} \cdot n_m^2 \cdot d_m^3 \right. \\ \left. \cdot \left( \frac{n_m \cdot d_m^2}{v_k} \right)^{-1,379} \cdot R_s \right), \quad (54) \end{aligned}$$

kde:  $V_M$  ... proměnná odporu brodění,  
 $K_{ball}$  ... konstanta valivých těles,  
 $R_s$  ... proměnná třecího momentu odporu brodění



### PROMĚNNÁ ODPORU BRODĚNÍ

Hodnota proměnné  $V_M$  byla určena pomocí průběhu funkce odporu brodění, viz obr. 6.14.



Obr. 6. 14 Průběh funkce odporu brodění [40]

### KONSTANTA VALIVÝCH TĚLES

Konstanta valivých těles byla určena dle vztahu: [40]

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} \cdot K_z \cdot (d + D)}{D - d} \cdot 10^{-12}, \quad (55)$$

kde:  $i_{rw}$  ... počet řad kuliček = 1.

### PROMĚNNÁ TŘECÍHO MOMENTU ODPORU BRODĚNÍ

Vztah pro výpočet proměnné: [40]

$$R_s = 0,36 \cdot d_m^2 \cdot (t - \sin t) \cdot f_a, \quad (56)$$

přičemž  $t$  lze vypočíst dle vztahu: [40]

$$t = 2 \cos^{-1} \left( \frac{0,6 \cdot d_m - H}{0,6 \cdot d_m} \right), \quad (57)$$

kde:  $H$  ... hladina oleje [mm] = 8,5,



a  $f_a$  lze vypočíst dle vztahu: [40]

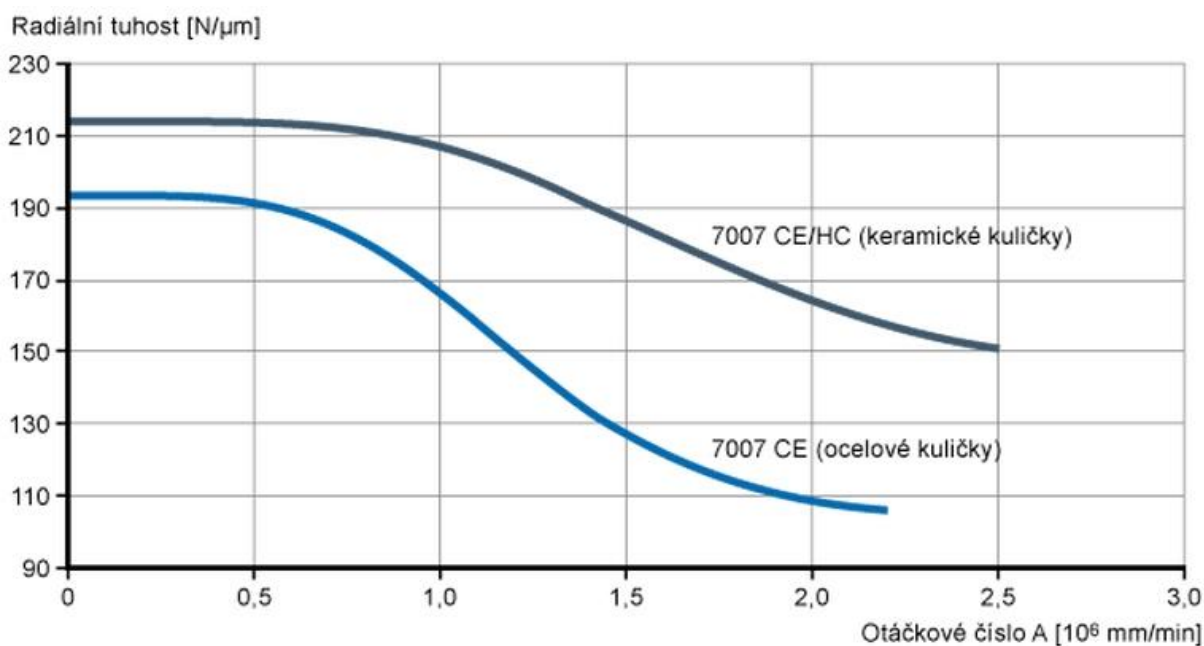
$$f_a = 0,05 \cdot \frac{K_z \cdot (D + d)}{D - d} \quad (58)$$

#### 6.5.4 RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Hodnoty radiálního zatížení byly exportovány z programu Adams/Engine. Pro výpočet zatížení bylo nutné nahradit hydrodynamické ložiska ložisky lineárními. Hodnota radiální tuhosti (tab. 14) lineárních ložisek byla odečtena z grafu funkce (viz obr. 6.15), přičemž byly uvažovány ocelové kuličky.

Tab. 14 Radiální tuhost kuličkového ložiska

**Radiální tuhost: 192 N/μm**



Obr. 6. 15 Radiální tuhost kuličkových ložisek [40]



## 7 ANALÝZA STANDARTNÍHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismus motoru 1.2 HTP byl analyzován z hlediska ztrátového výkonu, který byl následně přepočten na třecí střední efektivní tlak (FMEP). Získané hodnoty byly zpracovány v programu Microsoft Excel.

Z hlediska mechanických ztrát byly analyzovány tyto části klikového mechanismu:

- Kluzná ložiska
  - Hlavní ložiska – uložení klikové hřídele
  - Ojnicí ložiska – uložení ojnice na klikové hřídeli
  - Pístní ložiska – uložení mezi ojnicí a pístním čepem
  - Vyvažovací ložiska – uložení vyvažovací hřídele
- Plášť pístu – ztráty třením mezi pláštěm pístu a stěnou válce
- Pístní kroužky – ztráty třením mezi pístními kroužky a stěnou válce

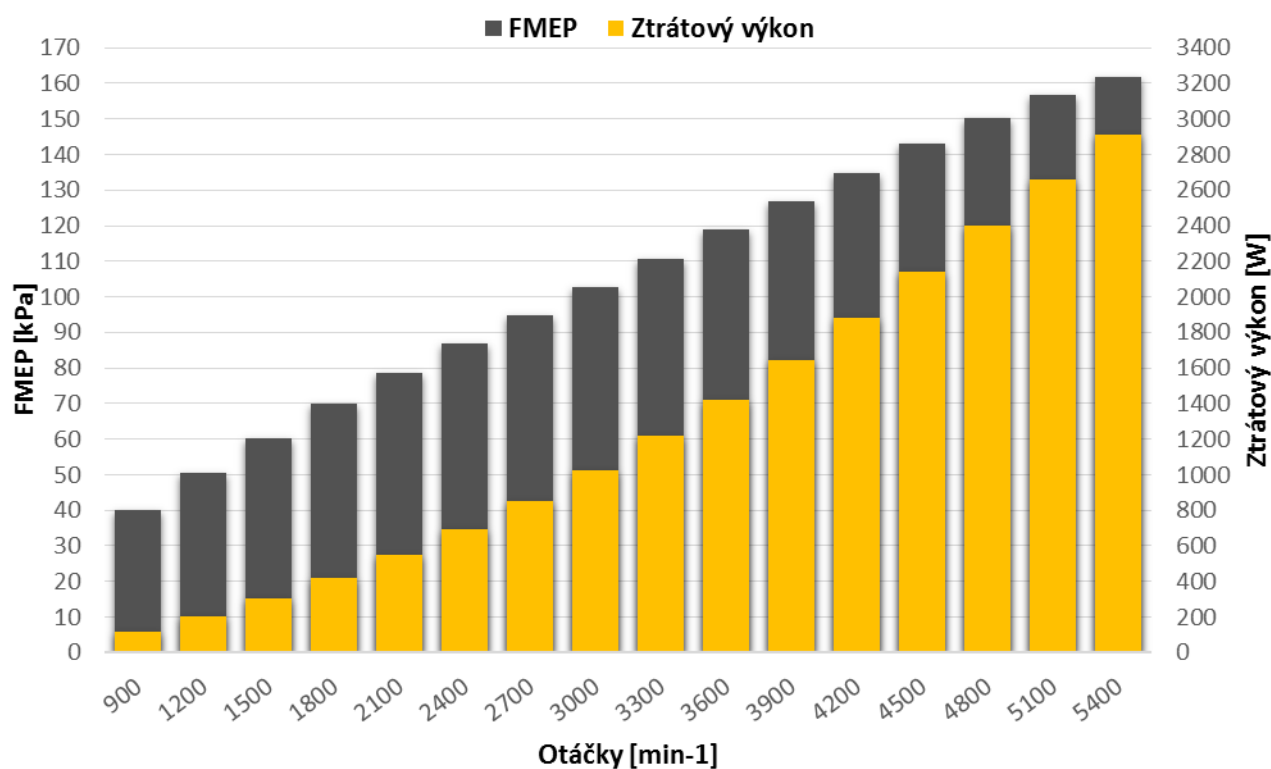
### 7.1 ANALÝZA KLIZNÝCH LOŽISEK

V grafu níže (7.1) jsou vykresleny celkové třecí ztráty kluzných ložisek. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Tyto hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 15.

Tab. 15 Analýza kluzných ložisek

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	119,9	202,1	301,2	419,0	550,0	693,6	850,4	1024,1	1216,8	1423,2
FMEP [kPa]	40,03	50,60	60,32	69,94	78,69	86,82	94,63	102,56	110,78	118,77

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	1645,4	1882,1	2140,5	2402,8	2663,1	2908,4
FMEP [kPa]	126,75	134,63	142,91	150,39	156,88	161,81



Graf 7.1 Analýza kluzných ložisek

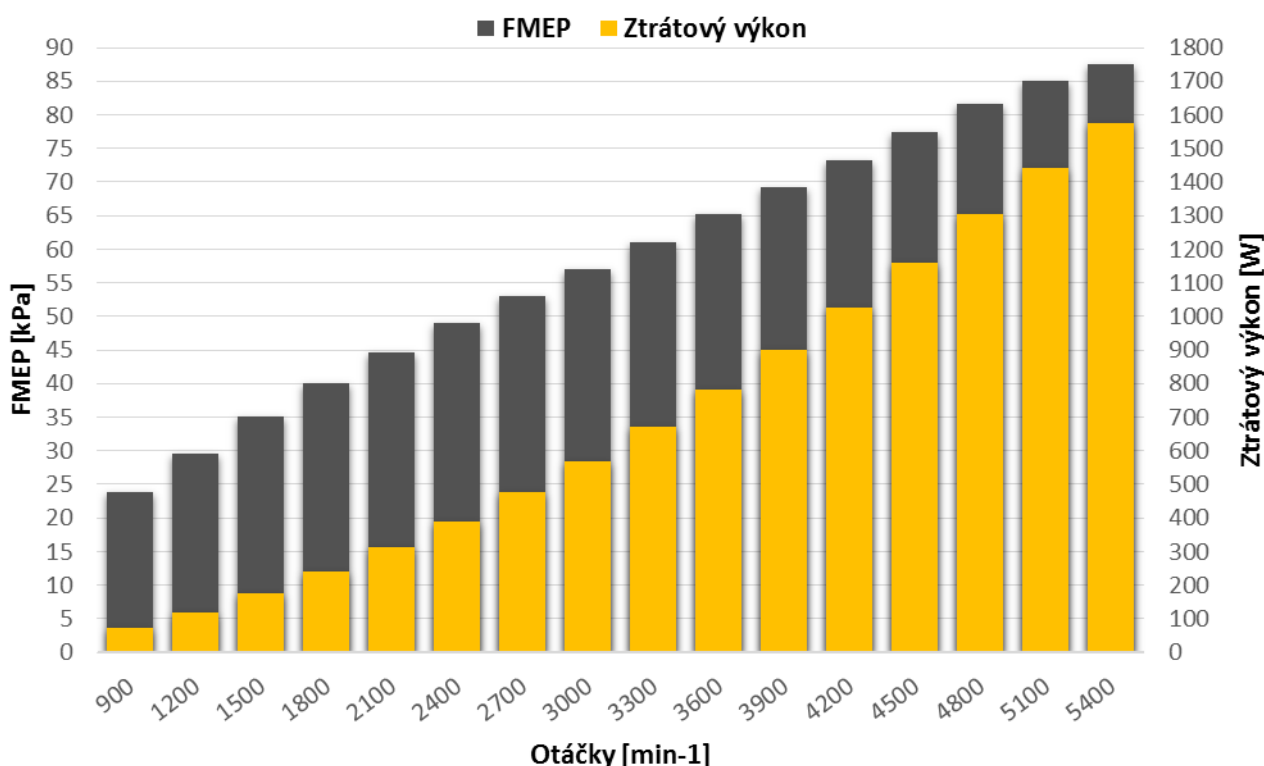
### 7.1.1 HLAVNÍ LOŽISKA

Kliková hřídel motoru 1.2 HTP je uložena na čtyřech (hlavních) kluzných ložiskách. V grafu 7.2 jsou vykresleny celkové třecí ztráty hlavních ložisek, Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 16.

Tab. 16 Analýza hlavních ložisek

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900
Ztr. výkon [W]	71,5	118,4	174,8	239,7	312,3	390,8	475,7	568,4	670,5	781,3	899,5
FMEP [kPa]	23,87	29,63	35,01	40,01	44,68	48,92	52,93	56,92	61,04	65,21	69,29

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	1024,5	1160,6	1302,8	1442,2	1573,6
FMEP [kPa]	73,29	77,49	81,54	84,96	87,55



Graf 7.2 Analýza hlavních ložisek

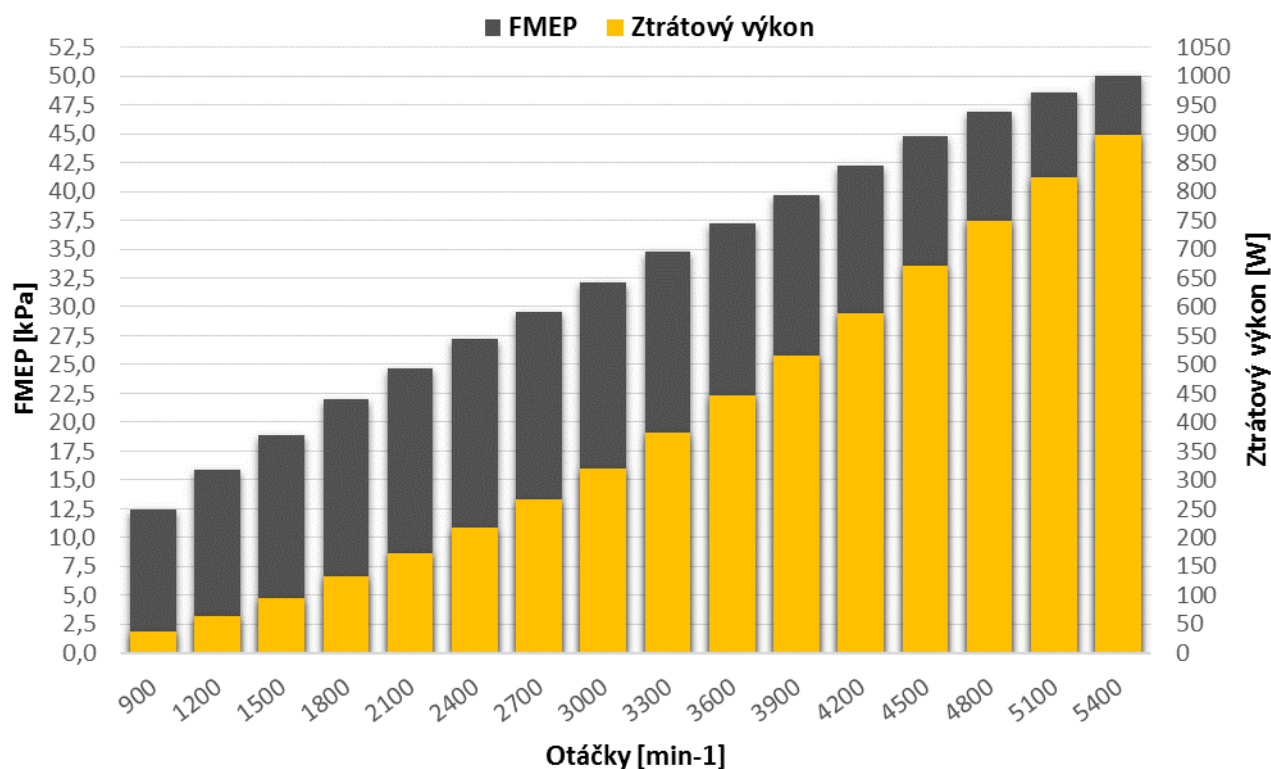
### 7.1.2 OJNIČNÍ LOŽISKA

Součástí tříválcového klikového mechanismu motoru 1.2 HTP jsou tři ojnice, které jsou spojeny pomocí kluzných (ojničních) ložisek s klikovou hřídelí. V grafu 7.3 jsou vykresleny celkové třecí ztráty ojničních ložisek. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 17.

Tab. 17 Analýza ojničních ložisek

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900
Ztr. výkon [W]	37,2	63,2	94,0	132,0	172,7	217,0	265,7	320,4	382,0	446,1	515,3
FMEP [kPa]	12,43	15,83	18,82	22,03	24,71	27,16	29,57	32,09	34,78	37,23	39,69

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	589,9	670,8	748,9	825,4	898,7
FMEP [kPa]	42,19	44,78	46,88	48,62	50,00



Graf 7.3 Analýza ojnicních ložisek

### 7.1.3 PÍSTNÍ LOŽISKA

Součástí analyzovaného klikového mechanismu jsou tři písty, které jsou spojeny pomocí pístního čepu a (pístního) kluzného ložiska s ojnicí. V grafu 7.4 jsou vykresleny celkové třecí ztráty pístních ložisek. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 18.

Tab. 18 Analýza pístních ložisek

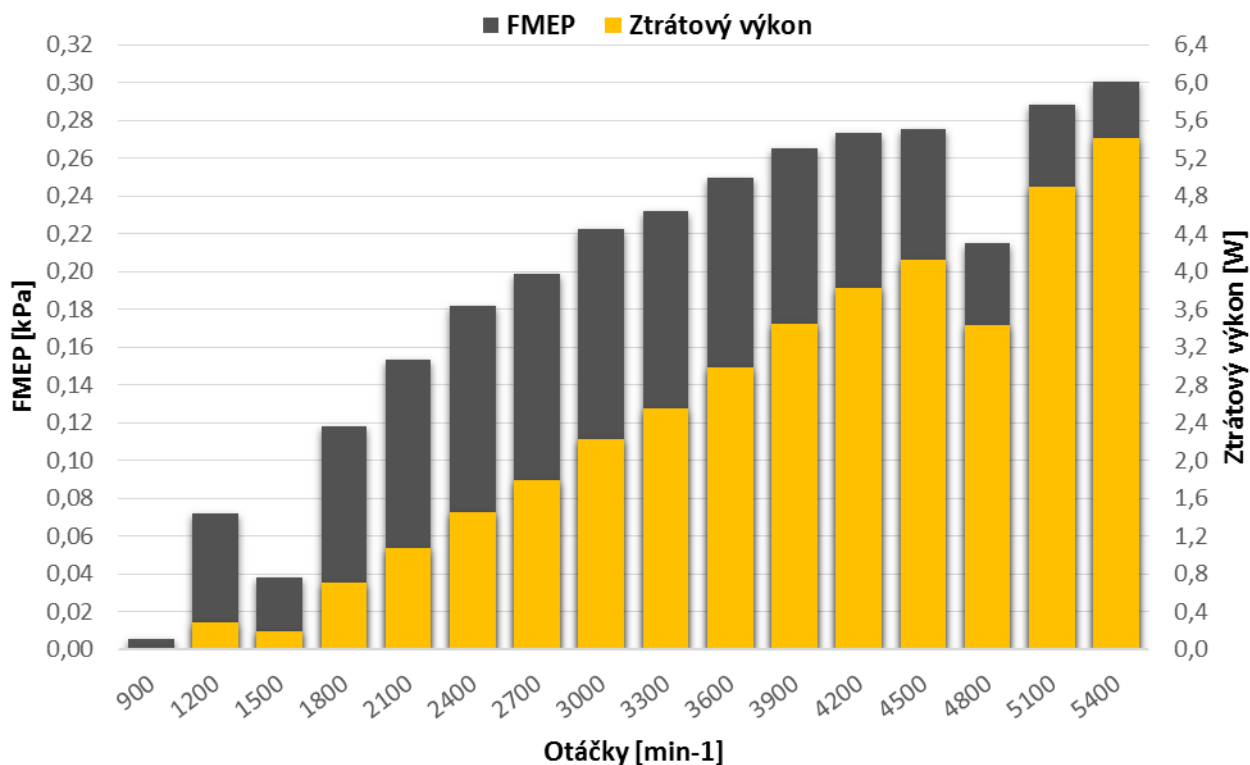
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900
Ztr. výkon [W]	0,02	0,29	0,19	0,71	1,07	1,45	1,79	2,22	2,55	2,99	3,44
FMEP [kPa]	0,006	0,072	0,038	0,118	0,153	0,182	0,199	0,223	0,232	0,250	0,265

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	3,82	4,13	3,43	4,89	5,41
FMEP [kPa]	0,273	0,276	0,215	0,288	0,301





Vliv pístních ložisek je na celkové třecí ztráty velmi malý. V grafu 7.4 lze vidět, že při jmenovitých otáčkách klikového hřídele ( $1500$  a  $4800 \text{ min}^{-1}$ ) zřejmě došlo k numerické chybě při výpočtu. Tato drobná odchylka však nemá na celkové ztráty klikového mechanismu, téměř žádný vliv.



Graf 7. 4 Analýza pístních ložisek

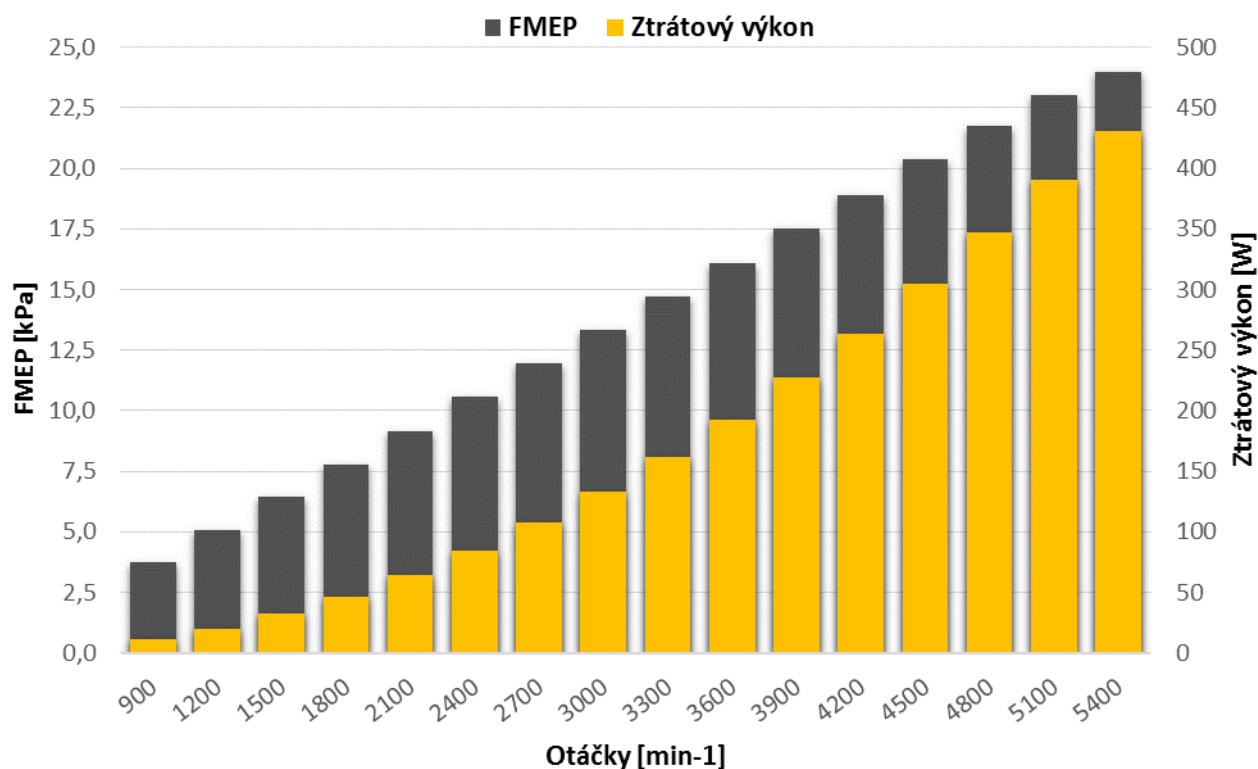
#### 7.1.4 VYVAŽOVACÍ LOŽISKA

Vyvažovací hřídel klikového mechanismu je uložena na dvou kluzných ložiscích. V grafu 7.5 je zobrazena závislost třecích ztrát na otáčkách klikové hřídele. Výsledné hodnoty mechanických ztrát jsou uvedeny v tabulce 19.

Tab. 19 Analýza vyvažovacích ložisek

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900
Ztr. výkon [W]	11,1	20,2	32,2	46,6	63,9	84,4	107,2	133,1	161,7	192,8	227,2
FMEP [kPa]	3,72	5,07	6,45	7,78	9,15	10,56	11,93	13,32	14,72	16,09	17,50

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	263,9	305,0	347,6	390,6	430,7
FMEP [kPa]	18,88	20,36	21,76	23,01	23,96

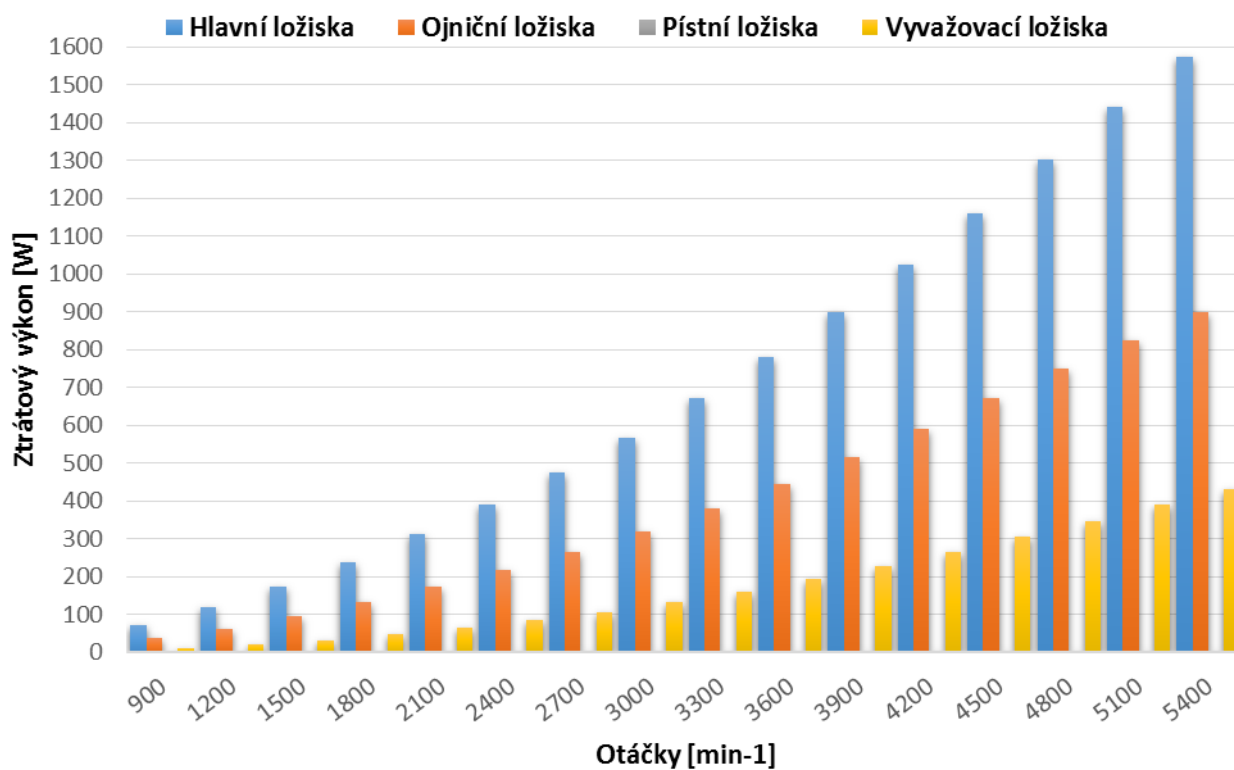


Graf 7. 5 Analýza vyvažovacích ložísek

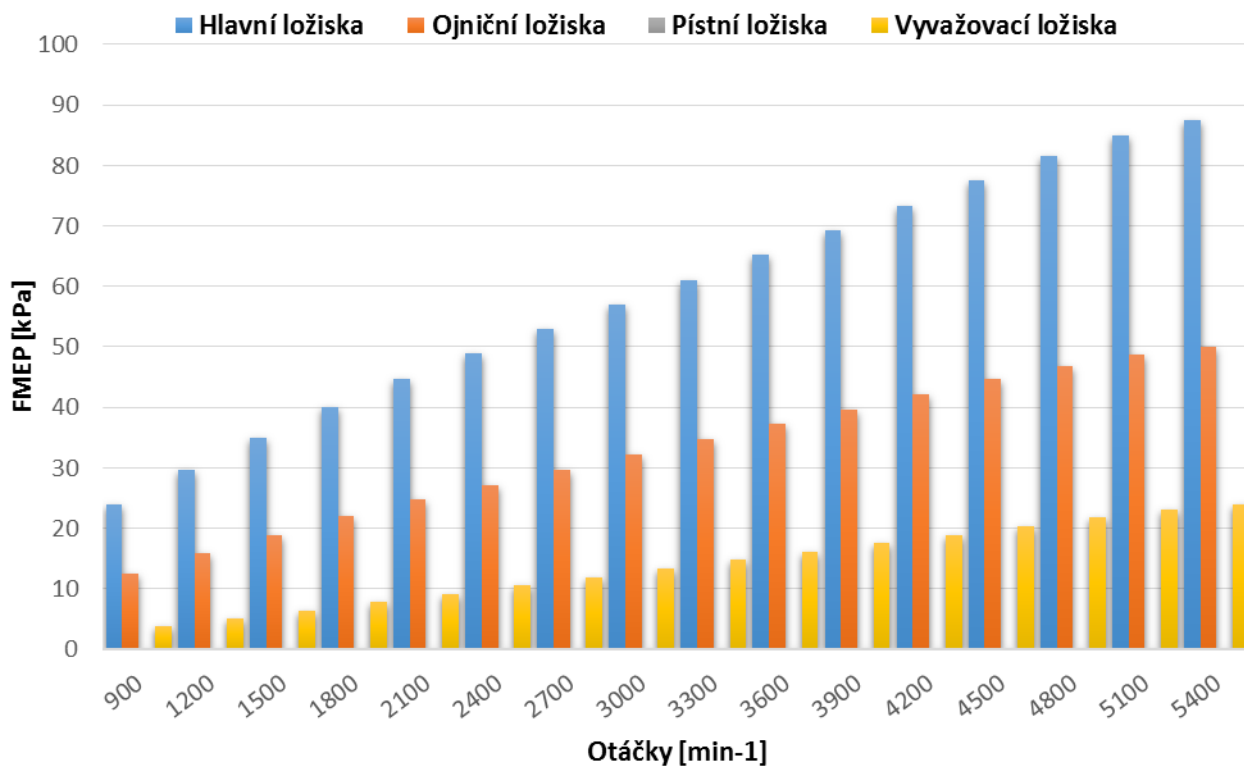
### 7.1.5 POROVNÁNÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT KLUZNÝCH LOŽISEK

Z grafu 7. 6 i 7.7 je zřejmé, že největší vliv na mechanické ztráty kluzných ložísek klikového mechanismu mají ložiska hlavní, následují ložiska ojnicí a vyvažací. Ztráty pístních ložísek jsou v porovnání se ztrátami ostatních ložísek tak nízké, že jejich hodnota není z grafů patrná.

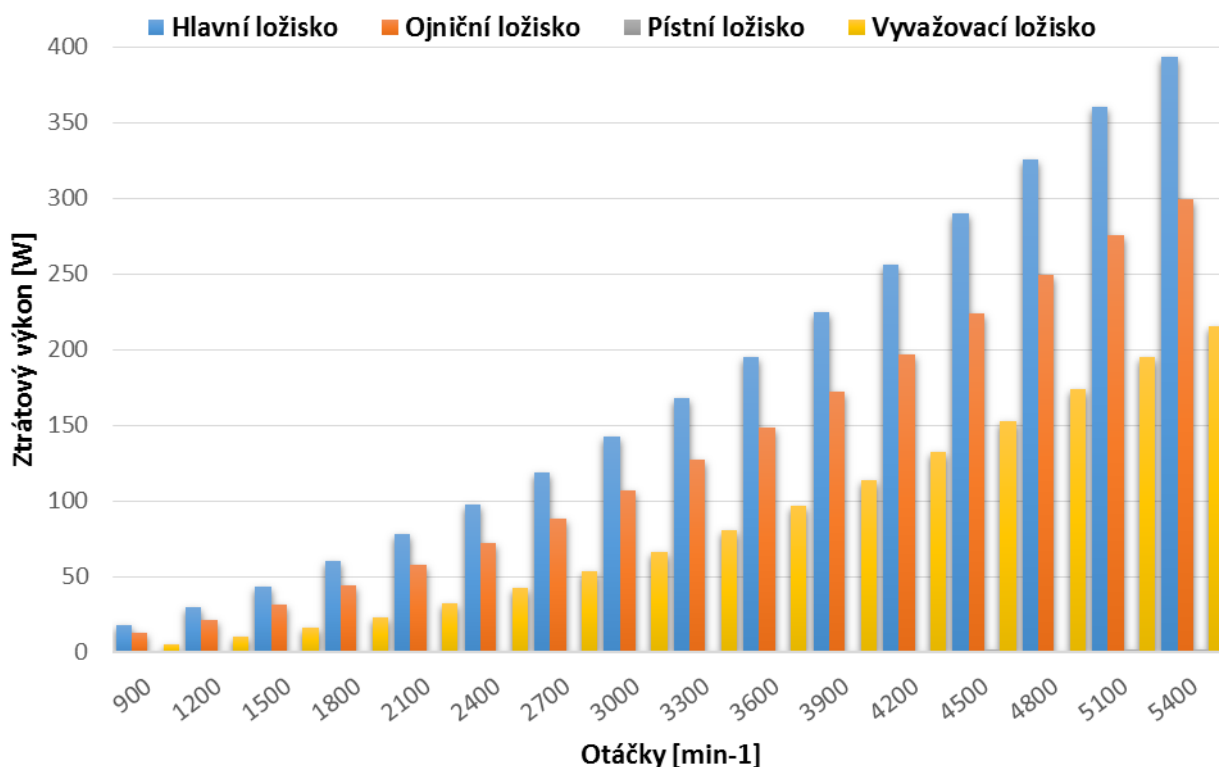
Na grafu 7. 8 a 7.9 jsou porovnány mechanické ztráty jednotlivých kluzných ložísek, kde ztrátový výkon (graf 7.8) a FMEP (graf 7.9) byly přepočteny na průměrné hodnoty pro jedno ložisko. I z těchto grafů je zřejmé, že největší vliv na ztráty mají ložiska hlavní.



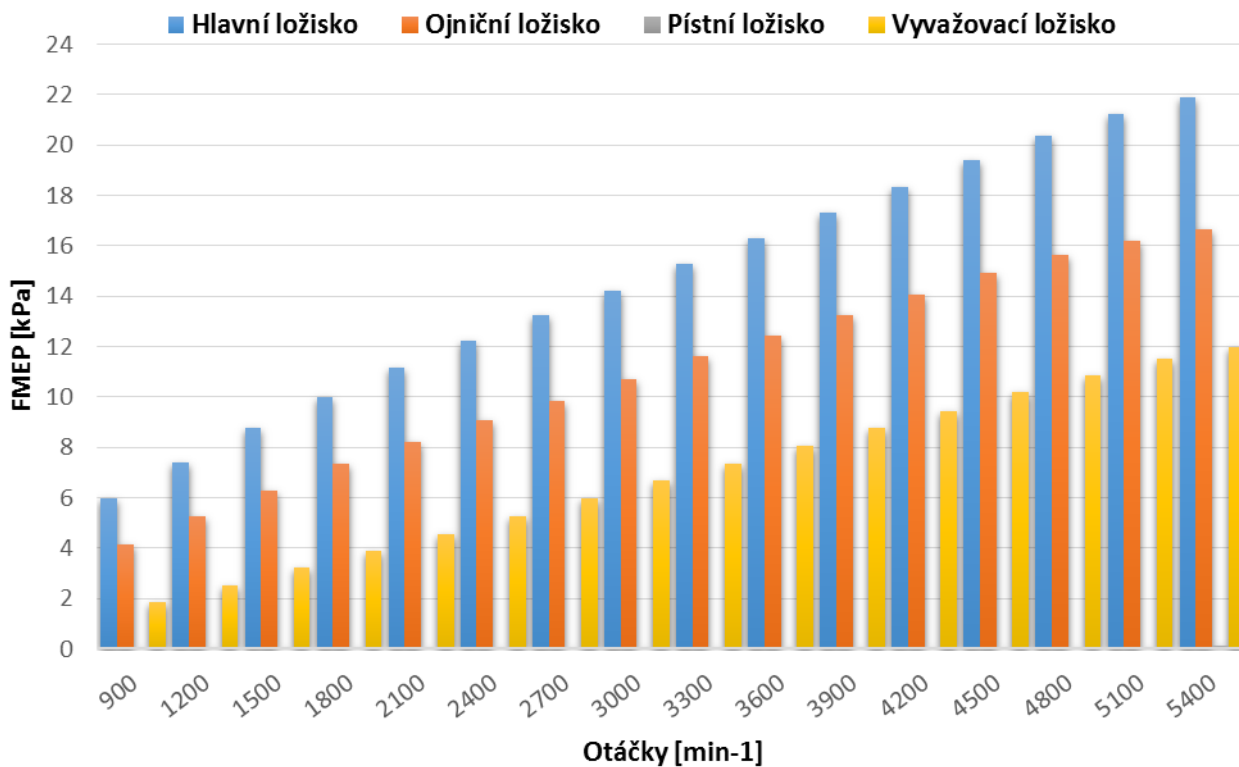
Graf 7. 6 Závislost ztrátového výkonu jednotlivých kluzných ložisek na otáčkách klikové hřídele



Graf 7. 7 Závislost FMPEP jednotlivých kluzných ložisek na otáčkách klikové hřídele



Graf 7. 8 Závislost ztrátového výkonu jednotlivého typu kluzného ložiska na otáčkách klikové hřídele

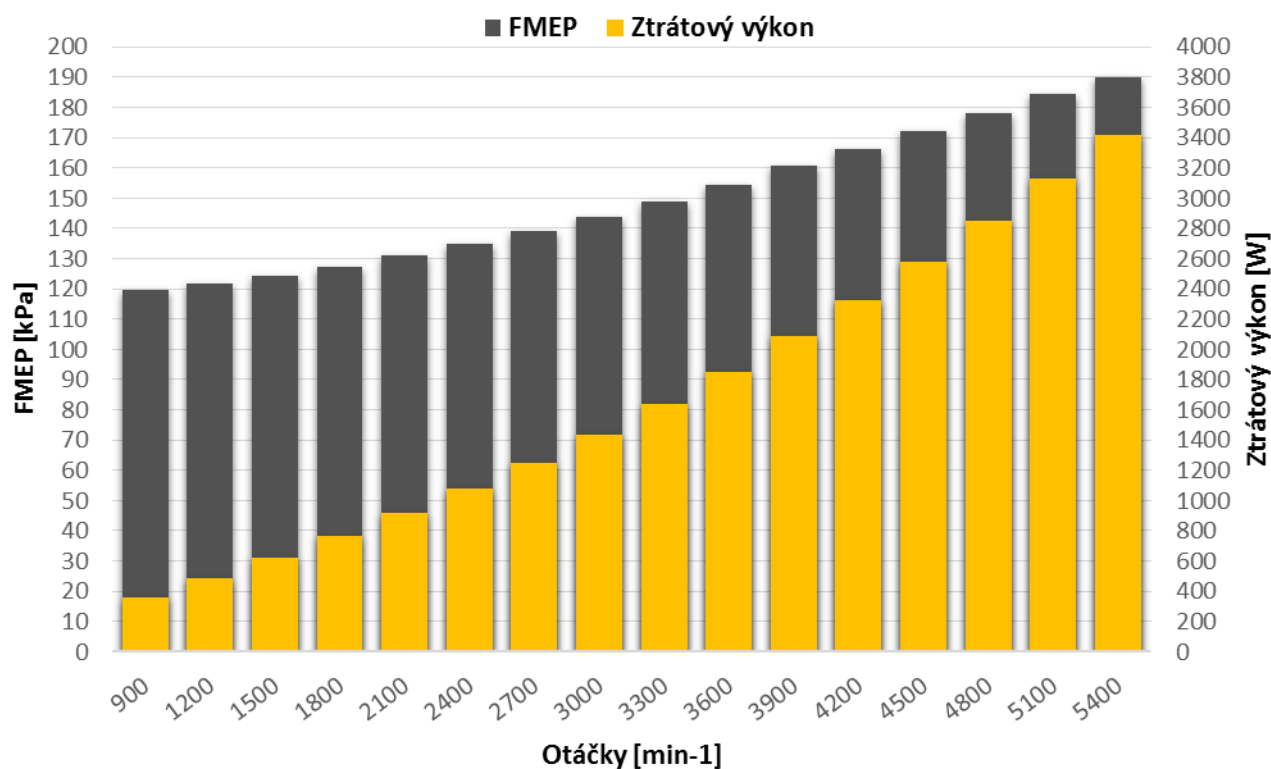


Graf 7. 9 Závislost FMEP jednotlivého typu kluzného ložiska na otáčkách klikové hřídele



## 7.2 ANALÝZA PLÁŠTĚ PÍSTŮ

Při pracovním zdvihu dochází k přitlačování pláště pístu ke stěně válce, tím dochází k mechanickým ztrátám. V grafu 7.10 je vykreslen součet třecích ztrát všech pístů klikového mechanismu. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 20.



Graf 7. 10 Analýza pláště pístů

Tab. 20 Analýza pláště pístů

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300
Ztr. výkon [W]	358,5	486,8	621,6	763,7	914,8	1076,7	1250,3	1436,5	1636,5
FMEP [kPa]	119,66	121,88	124,49	127,47	130,87	134,79	139,12	143,86	148,99

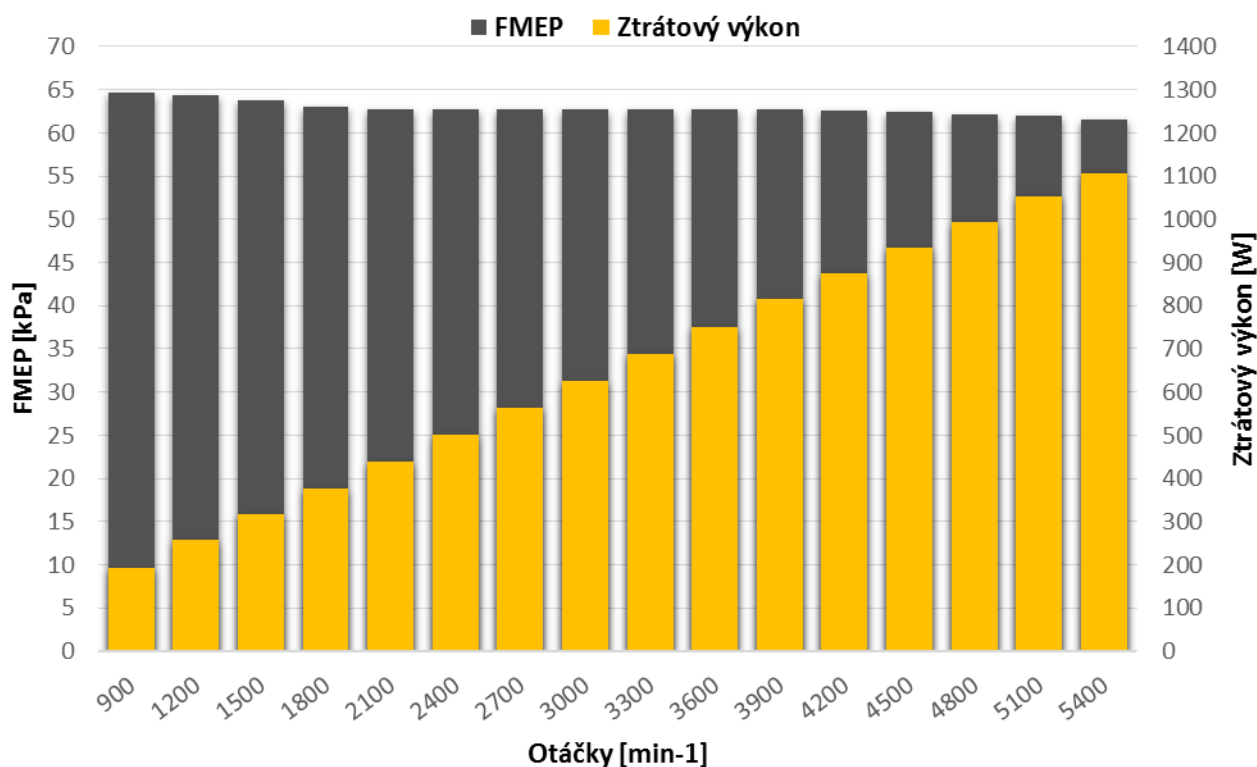
  

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3600	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	1852,1	2084,2	2324,4	2576,9	2847,1	3129,0	3415,1
FMEP [kPa]	154,56	160,55	166,27	172,04	178,20	184,32	190,00



### 7.3 ANALÝZA PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Při pracovním zdvihu dochází k přitlačování pístních kroužků ke stěně válce, tím dochází k mechanickým ztrátám. V grafu 7.11 jsou vykresleny celkové třecí ztráty všech pístních kroužků v klikovém mechanismu. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou uvedeny v tabulce 21.



Graf 7. 11 Analýza pístních kroužků

Tab. 21 Analýza pístních kroužků

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	193,7	257,1	318,2	377,9	437,9	500,6	563,2	625,9	688,6	751,3
FMEP [kPa]	64,65	64,37	63,72	63,08	62,65	62,66	62,67	62,68	62,69	62,70

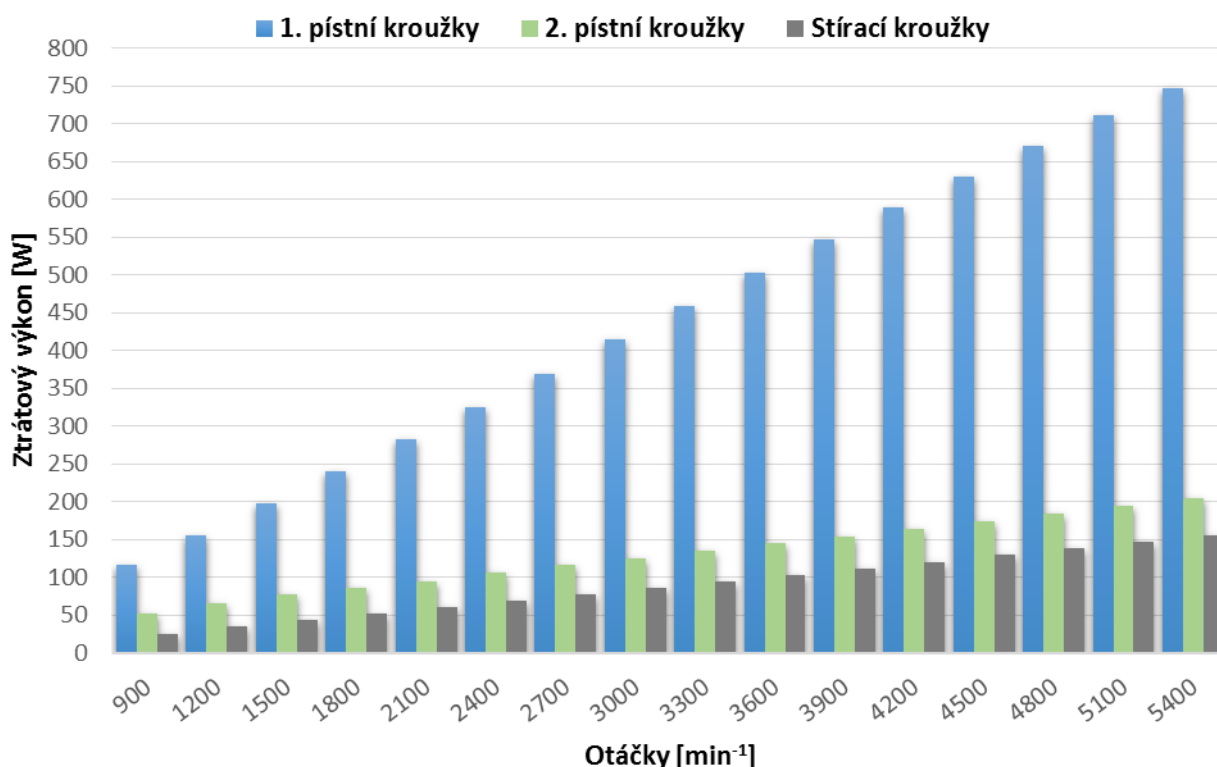
  

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	814,1	875,0	934,5	993,8	1051,6	1107,1
FMEP [kPa]	62,71	62,59	62,39	62,20	61,95	61,60



### 7.3.1 POROVNÁNÍ TŘECÍCH ZTRÁT JEDNOTLIVÝCH KROUŽKŮ

Z grafu 7.12 i 7.13 je patrné, že nejvyšší třecí ztráty způsobují první pístní kroužky. Nejnižší ztráty byly naměřeny u kroužků stíracích. Graf 7.12 vykresluje porovnání kroužků z hlediska ztrátového výkonu, v grafu 7.13 jsou porovnány z hlediska FMEP. V tabulkách 22 a 23 jsou uvedeny číselné hodnoty.

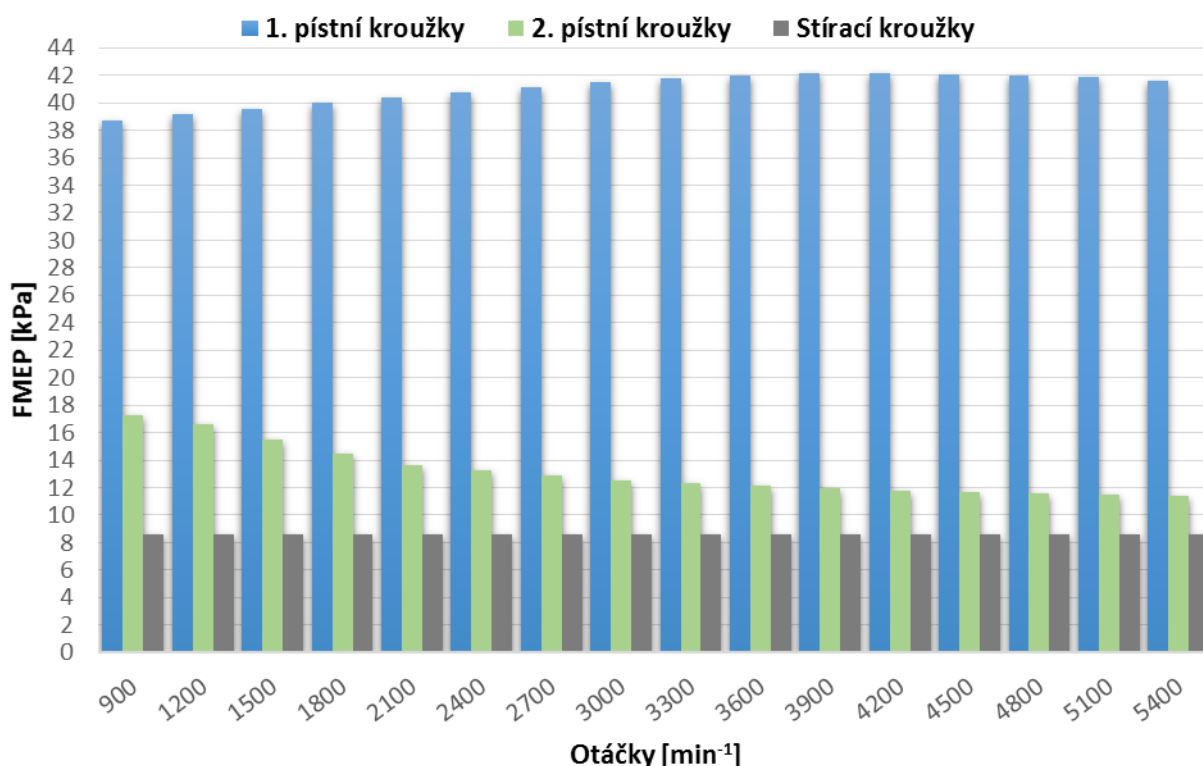


Graf 7.12 Porovnání ztrátového výkonu jednotlivých pístních kroužků

Tab. 22 Hodnoty ztrátového výkonu pro jednotlivé pístní kroužky

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
1. pístní kroužky [W]	116,0	156,4	197,5	239,5	282,2	325,6	369,8	414,8	458,5	502,7
2. pístní kroužky [W]	51,8	66,2	77,5	86,7	95,4	105,9	115,7	124,8	135,1	145,1
3. pístní kroužky [W]	25,9	34,5	43,1	51,8	60,4	69,0	77,7	86,3	94,9	103,5

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
1. pístní kroužky [W]	547,2	589,5	630,5	671,2	710,7	747,4
2. pístní kroužky [W]	154,7	164,6	174,7	184,5	194,3	204,4
3. pístní kroužky [W]	112,2	120,8	129,4	138,0	146,7	155,3



Graf 7.13 Porovnání FMEP jednotlivých pístních kroužků

Tab. 23 Hodnoty FMEP pro jednotlivé pístní kroužky

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300
<b>1. pístní kroužky [kPa]</b>	38,73	39,15	39,56	39,97	40,37	40,76	41,15	41,54	41,75
<b>2. pístní kroužky [kPa]</b>	17,28	16,58	15,53	14,47	13,64	13,26	12,88	12,5	12,3
<b>3. pístní kroužky [kPa]</b>	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3600	3900	4200	4500	4800	5100	5400
<b>1. pístní kroužky [kPa]</b>	41,95	42,16	42,17	42,09	42,01	41,86	41,58
<b>2. pístní kroužky [kPa]</b>	12,11	11,92	11,78	11,66	11,55	11,45	11,37
<b>3. pístní kroužky [kPa]</b>	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64	8,64

## 7.4 CELKOVÉ TŘECÍ ZTRÁTY STANDARTNÍHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

V tabulce 24 jsou uvedeny hodnoty třecích ztrát celého klikového mechanismu, které jsou vztaženy k jednotlivým analyzovaným otáčkám klikové hřídele. Ztrátový výkon je uveden v jednotkách [kW], třecí střední efektivní tlak v jednotkách [kPa].



*Tab. 24 Celkové hodnoty třecích ztrát standartního klikového mechanismu*

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [kW]	0,672	0,946	1,241	1,561	1,903	2,271	2,664	3,087	3,542	4,027
FMEP [kPa]	224,3	236,8	248,5	260,5	272,2	284,3	296,4	309,1	322,5	336,0

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [kW]	4,544	5,081	5,652	6,244	6,844	7,431
FMEP [kPa]	350,0	363,5	377,3	390,8	403,2	413,4



## 8 ANALÝZA MODIFIKOVANÝCH KLIKOVÝCH MECHANISMŮ

V této práci byly navrženy dvě modifikace standartního klikového mechanismu. Analýza byla provedena také pro kombinaci obou modifikací.

Analyzované modifikace klikového mechanismu:

- Vyosení klikové hřídele – excentricita mezi svislou osou klikové hřídele a svislou osou pístu
- Hlavní kuličková ložiska – uložení klikové hřídele na kuličkových ložiskách
- Kombinace výše zmíněných modifikací

### 8.1 ANALÝZA EXCENTRICKY ULOŽENÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Excentricita má především vliv na velikost normálové síly, která tlačí píst na stěnu válce. Experimentálně byla zjištěna optimální excentricita – 17,5 mm. Při této hodnotě excentricity bylo dosaženo snížení ztrátového výkonu (i FMEP) v celém spektru sledovaných otáček (900-5400 min<sup>-1</sup>).

Při návrhu excentrického uložení klikové hřídele byl brán zřetel na stávající konstrukci klikového mechanismu. Z toho důvodu zůstala zachována vertikální vzdálenost od osy otáčení klikové hřídele po HÚ (horní úvrat'), stejně jako u standartního klikového mechanismu.

Tyto změny vedly k modifikaci ojnice, u které byla prodloužena vzdálenost mezi ojničnými oky ze stávajících 138 mm na 138,8 mm. Další parametry ojnice jsou uvedeny v tabulce 25.

Tab. 25 Parametry modifikované ojnice

<b>Hmotnost (kg):</b>	<b>0.401</b>
<b>Moment setrvačnosti (I<sub>xx</sub> x I<sub>yy</sub> x I<sub>zz</sub>):</b>	<b>133.5x1111.4x1233.4 [kg.mm<sup>2</sup>]</b>
<b>Poloha těžiště vzhledem k ose díry pro pístní čep (mm):</b>	<b>35.9; 0; 0 (x; y; z)</b>

Jak je známo excentricita má vliv na výsledné silové působení, tím pádem na vyvážení klikové hřídele. Tento vliv excentricity byl při analýze klikového mechanismu zanedbán, z tohoto důvodu je třeba na výsledné hodnoty mechanických ztrát pohlížet jako na hodnoty orientační.

#### 8.1.1 CELKOVÉ TŘECÍ ZTRÁTY EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

V tabulce 26 jsou uvedeny hodnoty třecích ztrát celého klikového mechanismu, které jsou vztaženy k jednotlivým analyzovaným otáčkám klikové hřídele. Ztrátový výkon je uveden v jednotkách [kW], třecí střední efektivní tlak v jednotkách [kPa].



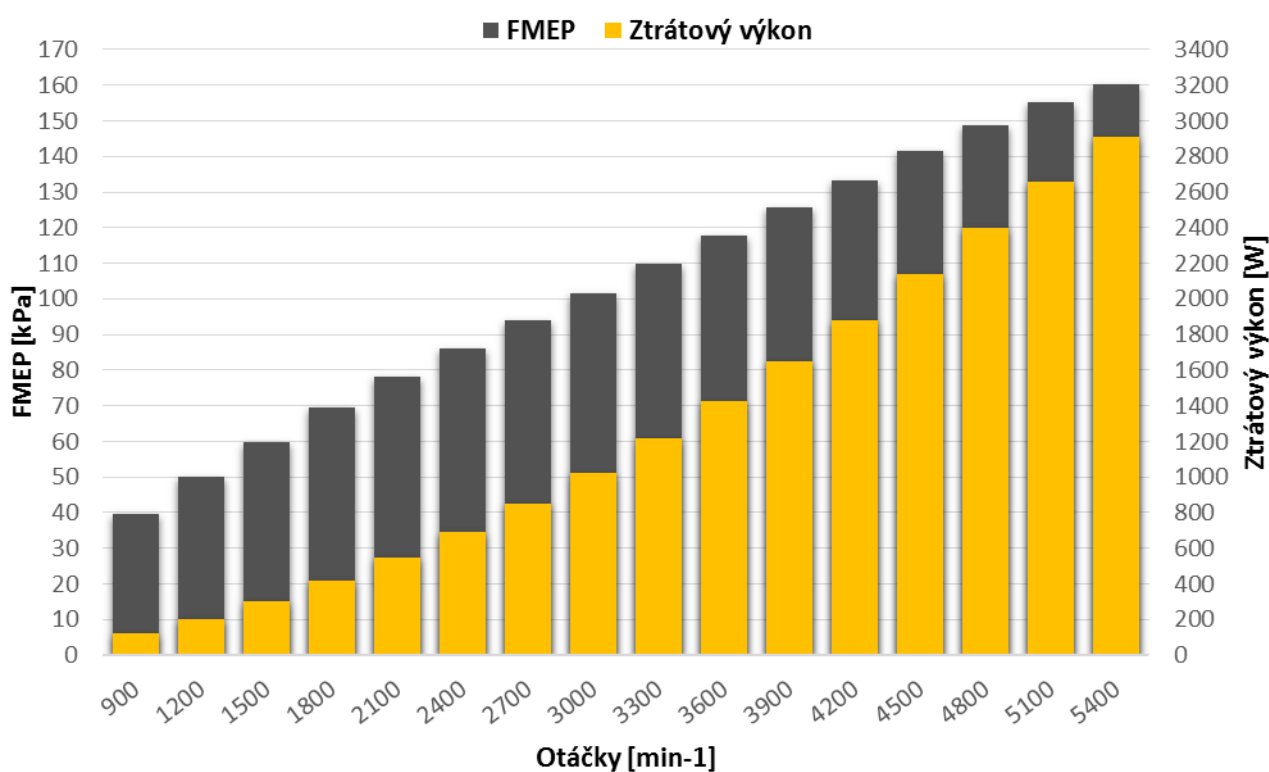
Tab. 26 Celkové hodnoty třecích ztrát excentrického klikového mechanismu

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [kW]	0,564	0,802	1,064	1,351	1,664	2,006	2,377	2,782	3,228	3,711
FMEP [kPa]	186,5	199,1	211,2	223,6	235,9	248,9	262,1	276,1	291,3	307,0

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [kW]	4,233	4,786	5,383	6,015	6,667	7,323
FMEP [kPa]	323,2	339,3	356,2	373,1	389,2	403,8

### 8.1.2 ANALÝZA KLUZNÝCH LOŽISEK

V grafu níže (8.1) jsou vykresleny celkové třecí ztráty kluzných ložisek. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Tyto hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 27.



Graf 8. 1 Analýza kluzných ložisek excentrického klikového mechanismu



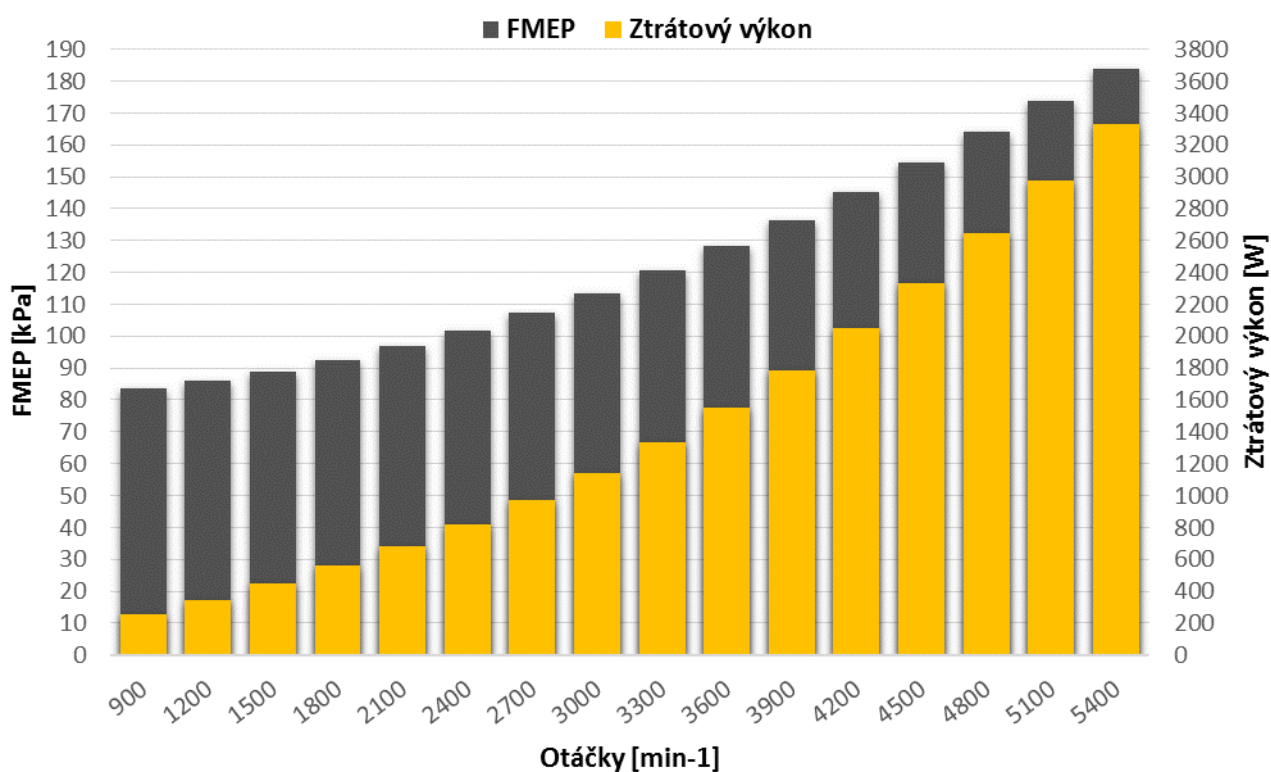
Tab. 27 Analýza kluzných ložisek excentrického klikového mechanismu

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	120,1	202,3	301,8	419,5	550,2	694,0	850,6	1024,3	1216,8	1425,1
FMEP [kPa]	39,72	50,20	59,92	69,40	78,02	86,10	93,81	101,67	109,80	117,87

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	1647,2	1881,3	2136,8	2399,3	2660,5	2908,9
FMEP [kPa]	125,77	133,38	141,40	148,84	155,34	160,40

### 8.1.3 ANALÝZA PLÁŠTĚ PÍSTU

V grafu 8.2 je vykreslen součet třecích ztrát všech pístů klikového mechanismu. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou přehledně uvedeny v tabulce 28.



Graf 8. 2 Analýza pláště pístu excentrického klikového mechanismu



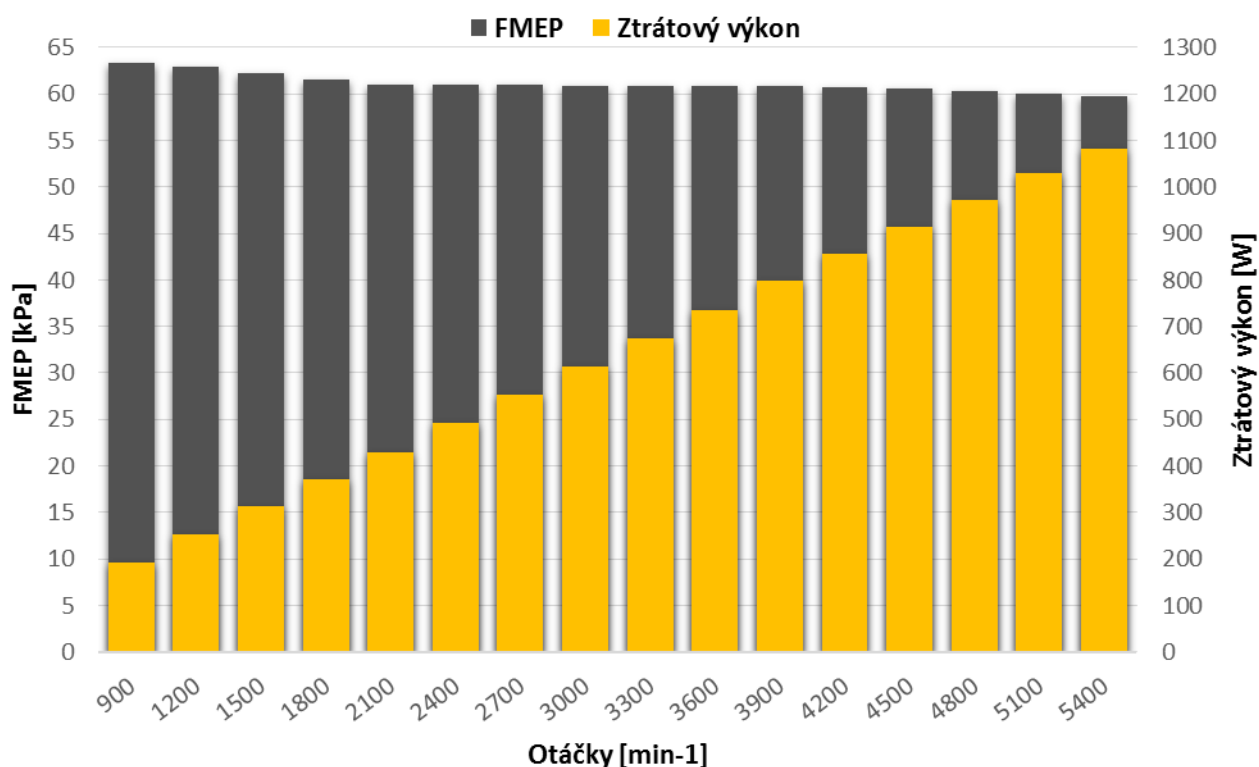
Tab. 28 Analýza pláště pístu excentrického klikového mechanismu

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	252,3	346,3	448,3	560,0	683,2	820,6	973,6	1143,8	1336,1	1550,3
FMEP [kPa]	83,46	85,94	89,00	92,63	96,88	101,82	107,37	113,53	120,56	128,23

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	1788,1	2047,5	2331,4	2643,1	2977,3	3330,7
FMEP [kPa]	136,53	145,17	154,27	163,96	173,84	183,66

#### 8.1.4 ANALÝZA PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

V grafu 8.3 jsou vykresleny celkové třecí ztráty všech pístních kroužků v klikovém mechanismu. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou uvedeny v tabulce 29.



Graf 8. 3 Analýza pístních kroužků excentrického klikového mechanismu



Tab. 29 Analýza pístních kroužků excentrického klikového mechanismu

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	191,4	253,7	313,6	371,9	430,5	491,6	552,6	613,6	674,9	736,2
FMEP [kPa]	63,33	62,97	62,25	61,53	61,04	60,99	60,95	60,90	60,90	60,89

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	797,4	856,8	914,8	972,4	1028,8	1083,2
FMEP [kPa]	60,89	60,74	60,53	60,32	60,07	59,73

## 8.2 ANALÝZA KLIKOVÉHO MECHANISMU S HLAVNÍMI KULIČKOVÝMI LOŽISKY

Cílem této modifikace bylo zjistit, jak velký vliv na třecí ztráty má použití kuličkových ložisek. U této modifikace byla nahrazena hlavní kluzná ložiska ložisky kuličkovými, ostatní ložiska nebyla změněna.

Použití kuličkových ložisek k uložení klikové hřídele si vyžaduje speciální konstrukci, viz kapitola 4.1.4. Tato modifikace uvažuje dělená kuličková ložiska, tudíž nemusela být přepracována kliková hřídel. Výrobce SKF, u kterého byl získán výpočtový model pro valivá ložiska, však dělená kuličková ložiska ani požadovaný rozměr nemá v katalogu. Z toho důvodu byly některé potřebné konstanty brány z rozšířené ložiskové řady 630.

V porovnání se standartním klikovým mechanismem je rozdíl této modifikace pouze v kuličkových ložiskách. Proto jsou v této kapitole uvedeny výsledky analýz třecích ztrát pro celkový modifikovaný klikový mechanismus a výsledky pro hlavní kuličková ložiska.

### 8.2.1 CELKOVÉ TŘECÍ ZTRÁTY KLIKOVÉHO MECHANISMU S HLAVNÍMI KULIČKOVÝMI LOŽISKY

V tabulce 30 jsou uvedeny hodnoty třecích ztrát celého klikového mechanismu, které jsou vztaženy k jednotlivým analyzovaným otáčkám klikové hřídele. Ztrátový výkon je uveden v jednotkách [kW], třecí střední efektivní tlak v jednotkách [kPa].

Tab. 30 Celkové hodnoty třecích ztrát klikového mechanismu s hlavními kuličkovými ložisky

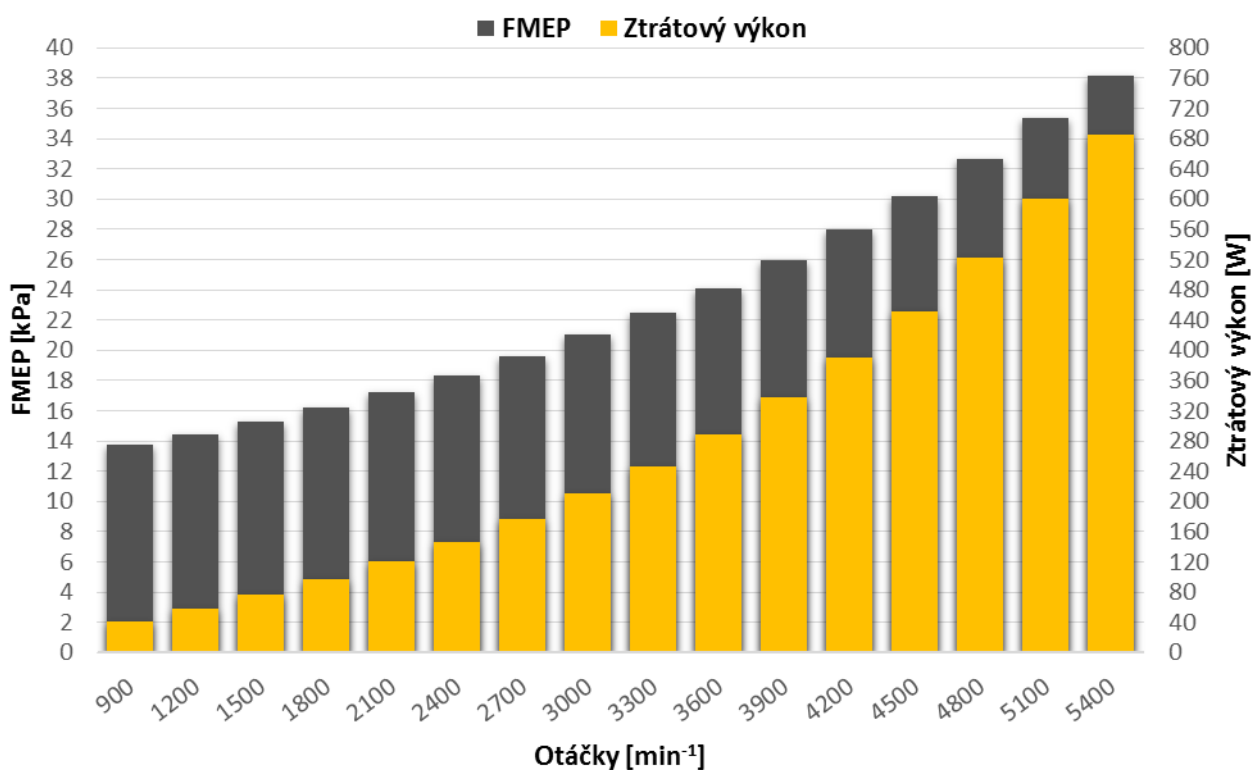
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [kW]	0,642	0,885	1,142	1,418	1,711	2,027	2,365	2,728	3,118	3,534
FMEP [kPa]	214,2	221,7	228,8	236,7	244,8	253,7	263,1	273,2	283,9	295,0

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [kW]	3,981	4,448	4,943	5,463	6,001	6,543
FMEP [kPa]	306,7	318,2	330,0	341,9	353,5	364,0



### 8.2.2 ANALÝZA HLAVNÍCH KULIČKOVÝCH LOŽISEK

V grafu 8.4 jsou vykresleny celkové třecí ztráty hlavních ložisek. Na levé svislé ose jsou vyznačeny hodnoty FMEP, na pravé svislé ose hodnoty ztrátového výkonu. Výsledné hodnoty, pro jednotlivé analyzované otáčky klikové hřídele, jsou uvedeny v tabulce 31.



Graf 8. 4 Analýza hlavních kuličkových ložisek

Tab. 31 Analýza hlavních kuličkových ložisek

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	41,2	57,8	76,3	97,1	120,4	146,6	176,3	210,2	247,0	289,1
FMEP [kPa]	13,75	14,46	15,28	16,20	17,23	18,35	19,62	21,05	22,49	24,12

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	337,2	391,0	451,8	521,7	599,9	685,8
FMEP [kPa]	25,98	27,97	30,17	32,65	35,34	38,16

### 8.3 ANALÝZA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU S HLAVNÍMI KULIČKOVÝMI LOŽISKY

Modifikace excentrického klikového mechanismu i nahrazení hlavních kluzných ložisek kuličkovými přineslo snížení třecích ztrát. Na základě tohoto vznikla tato varianta. Jedná se



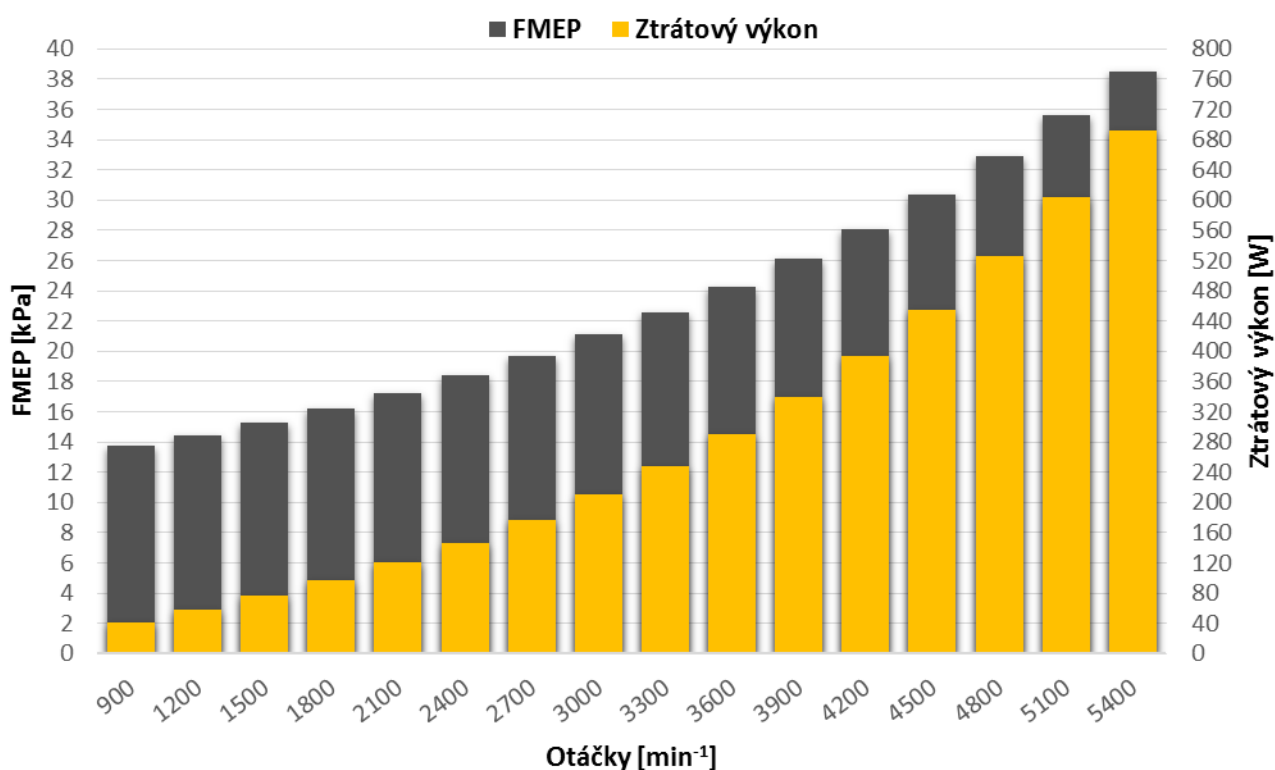
o variantu s excentrickým uložením klikové hřídele (excentricita 17,5 mm), u které byla nahrazena kluzná hlavní ložiska ložisky kuličkovými.

Je zřejmé, že rozdíl mezi excentrickým klikovým mechanismem s hlavními kuličkovými ložisky a klikovým excentrickým mechanismem je pouze v jiných hlavních ložiskách. Z tohoto důvodu jsou v této kapitole uvedeny pouze celkové hodnoty třecích ztrát (ztrátový výkon a FMEP), viz tabulka 32. A dále je zde uveden graf (8.5) a tabulka (33) s výslednými hodnotami pro hlavní kuličková ložiska.

Tab. 32 Celkové hodnoty třecích ztrát excentrického klikového mechanismu s kuličkovými ložisky

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [kW]	0,533	0,741	0,965	1,208	1,471	1,761	2,077	2,423	2,804	3,219
FMEP [kPa]	176,5	184,1	191,6	200,0	208,8	218,6	229,2	240,7	253,2	266,5

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [kW]	3,671	4,155	4,678	5,239	5,830	6,441
FMEP [kPa]	280,5	294,8	309,8	325,3	340,7	355,5



Graf 8. 5 Analýza hlavních kuličkových ložisek excentrického klikového mechanismu



*Tab. 33 Analýza hlavních kuličkových ložisek excentrického klikového mechanismu*

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600
Ztr. výkon [W]	41,2	57,8	76,3	97,1	120,6	146,8	176,7	210,8	247,8	290,2
FMEP [kPa]	13,74	14,46	15,28	16,21	17,25	18,38	19,66	21,11	22,56	24,22

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	3900	4200	4500	4800	5100	5400
Ztr. výkon [W]	338,8	393,0	454,5	525,1	604,2	691,4
FMEP [kPa]	26,10	28,11	30,34	32,87	35,59	38,46



## 9 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

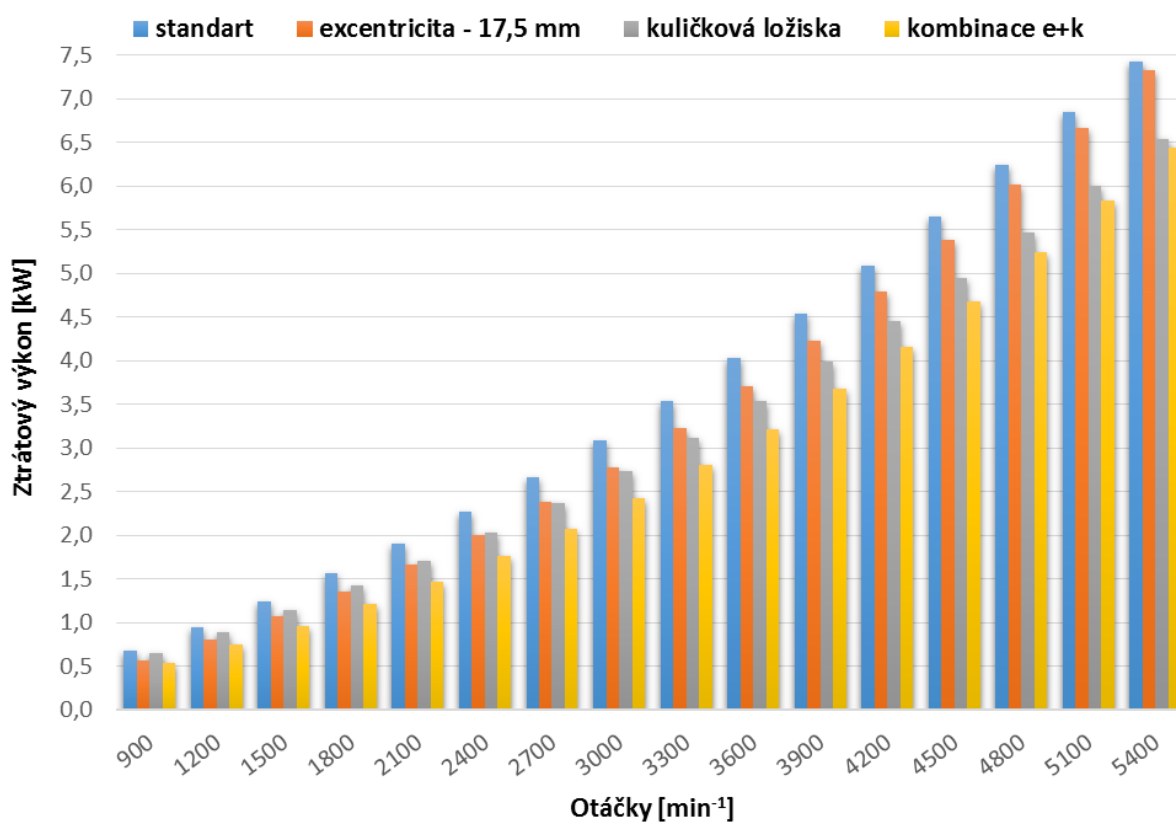
V předchozích kapitolách byly analyzovány výsledky jednotlivých variant klikového mechanismu. Jsou zde uvedeny číselné i grafické vyjádření třecích ztrát. Třecí ztráty byly vyjádřeny pomocí ztrátového výkonu a třecího středního efektivního tlaku.

Tato kapitola je zaměřena na porovnání třecích ztrát jednotlivých analyzovaných klikových mechanismů mezi sebou. Porovnání klikových mechanismů je rozděleno do několika podkapitol:

- Celkový ztrátový výkon
- Celkový třecí střední efektivní tlak
- Standartní vs. excentrický – ztráty třením pláště pístu a pístních kroužků
- Kluzné vs. kuličkové hlavní ložisko – uložení klikové hřídele

### 9.1 POROVNÁNÍ ZTRÁTOVÉHO VÝKONU ANALYZOVANÝCH KLIKOVÝCH MECHANISMŮ

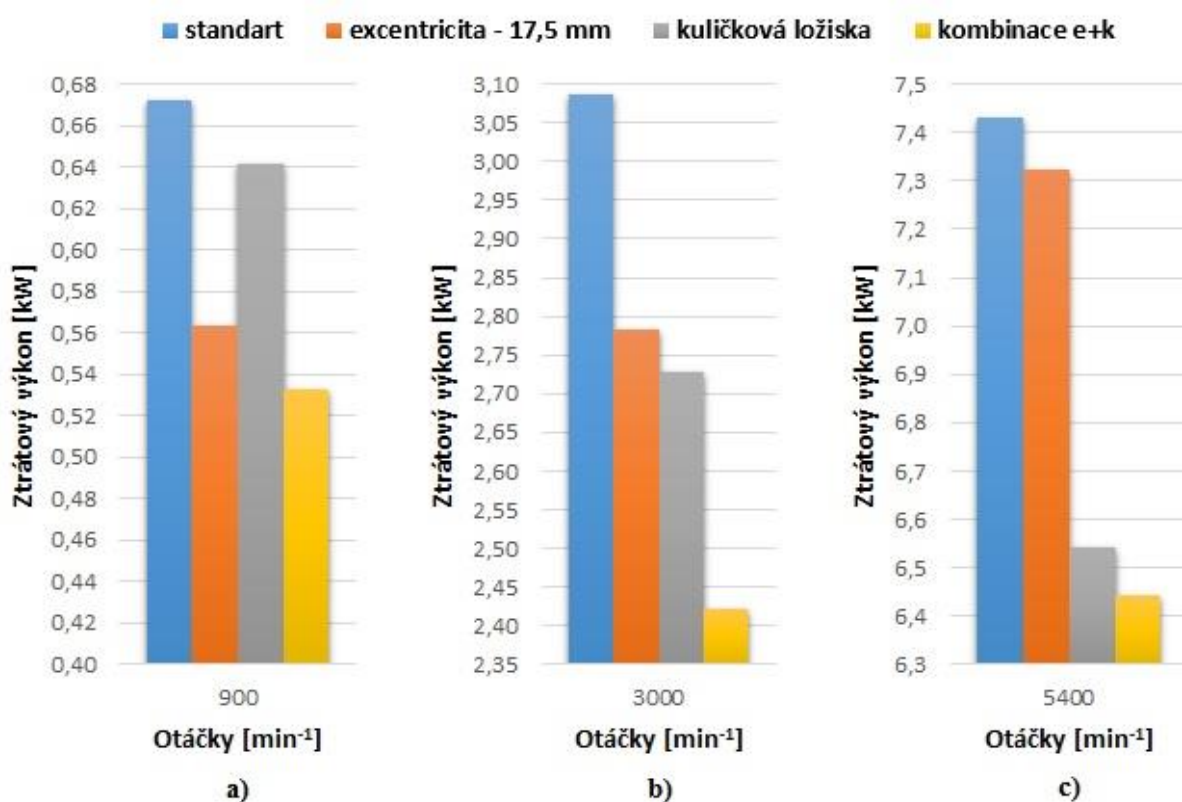
Porovnání ztrátového výkonu jednotlivých klikových mechanismů je zobrazeno v grafu 9.1.



Graf 9. 1 Ztrátové výkony analyzovaných klikových mechanismů



Pro větší přehlednost jsou v grafu 9.2 zobrazeny ztrátové výkony vztažené k významným otáčkám motoru 1.2 HTP (volnoběh, maximální točivý moment a maximální výkon).



Graf 9. 2 Ztrátové výkony analyzovaných klikových mechanismů, a) volnoběžné otáčky, b) otáčky maximálního točivého momentu, c) otáčky maximálního výkonu

Porovnání číselných hodnot ztrátového výkonu je uvedeno v tabulce 34. Z tabulky lze vyčíst procentuální zlepšení jednotlivých modifikovaných klikových mechanismů ve srovnání se standartním 1.2 HTP. žlutě podbarvené řádky obsahují hodnoty významných otáček motoru (volnoběh, maximální točivý moment a maximální výkon).

Z výsledných hodnot lze soudit, že excentricky uložený klikový mechanismus má pozitivní vliv na snížení ztrátového výkonu, a to zejména v otáčkách 900 – 2700 min<sup>-1</sup>, viz tabulka 34.

Nahrazení hlavních kluzných ložisek ložisky kuličkovými přineslo zlepšení v celém spektru analyzovaných otáček klikové hřídele, zejména pak v rozmezí otáček 3000 – 5400 min<sup>-1</sup> je zlepšení téměř konstantní (viz tabulka 34).

Poslední modifikace kombinuje variantu excentricky uložené klikové hřídele a variantu s uložením klikové hřídele v kuličkových ložiskách. Z výsledků (tab. 34) je patrné, že tato modifikace kombinuje i výsledné zlepšení obou variant.



Tab. 34 Srovnání ztrátových výkonů analyzovaných klikových mechanismů

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Standart	Excentricita 17,5 mm		Kuličková ložiska		Kombinace E+K	
	Ztrátový výkon [kW]	Ztrátový výkon [kW]	Procentuální zlepšení	Ztrátový výkon [kW]	Procentuální zlepšení	Ztrátový výkon [kW]	Procentuální zlepšení
900	0,672	0,564	16,1%	0,642	4,5%	0,533	20,7%
1200	0,946	0,802	15,2%	0,885	6,4%	0,741	21,6%
1500	1,241	1,064	14,3%	1,142	7,9%	0,965	22,3%
1800	1,561	1,351	13,4%	1,418	9,1%	1,208	22,6%
2100	1,903	1,664	12,6%	1,711	10,1%	1,471	22,7%
2400	2,271	2,006	11,7%	2,027	10,8%	1,761	22,5%
2700	2,664	2,377	10,8%	2,365	11,2%	2,077	22,0%
3000	3,087	2,782	9,9%	2,728	11,6%	2,423	21,5%
3300	3,542	3,228	8,9%	3,118	12,0%	2,804	20,8%
3600	4,027	3,711	7,8%	3,534	12,2%	3,219	20,0%
3900	4,544	4,233	6,8%	3,981	12,4%	3,671	19,2%
4200	5,081	4,786	5,8%	4,448	12,5%	4,155	18,2%
4500	5,652	5,383	4,8%	4,943	12,5%	4,678	17,2%
4800	6,244	6,015	3,7%	5,463	12,5%	5,239	16,1%
5100	6,844	6,667	2,6%	6,001	12,3%	5,830	14,8%
5400	7,431	7,323	1,5%	6,543	11,9%	6,441	13,3%
		Průměrné snížení ztr. výkonu:	9,1%	Průměrné snížení ztr. výkonu:	10,6%	Průměrné snížení ztr. výkonu:	19,7%

## 9.2 POROVNÁNÍ FMEP ANALYZOVANÝCH KLIKOVÝCH MECHANISMŮ

Třetí střední efektivní tlak byl získán přepočtem ze ztrátového výkonu. To znamená, že výsledné průběhy grafů i procentuální hodnoty zlepšení FMEP by měly být totožné s grafy a hodnotami ztrátového výkonu.

Toto tvrzení však neplatí pro modifikace s excentrickou klikovou hřídelí, u které dochází ke změně zdvihu – zvětšení zdvihového objemu. Ze vztahu (43) je patrné že FMEP je závislé na velikosti zdvihového objemu. Z toho důvodu jsou hodnoty procentuálního zlepšení excentrického klikového mechanismu vyšší než při srovnání ztrátového výkonu (viz tab. 35).

Tab. 35 Srovnání FMEP analyzovaných klikových mechanismů

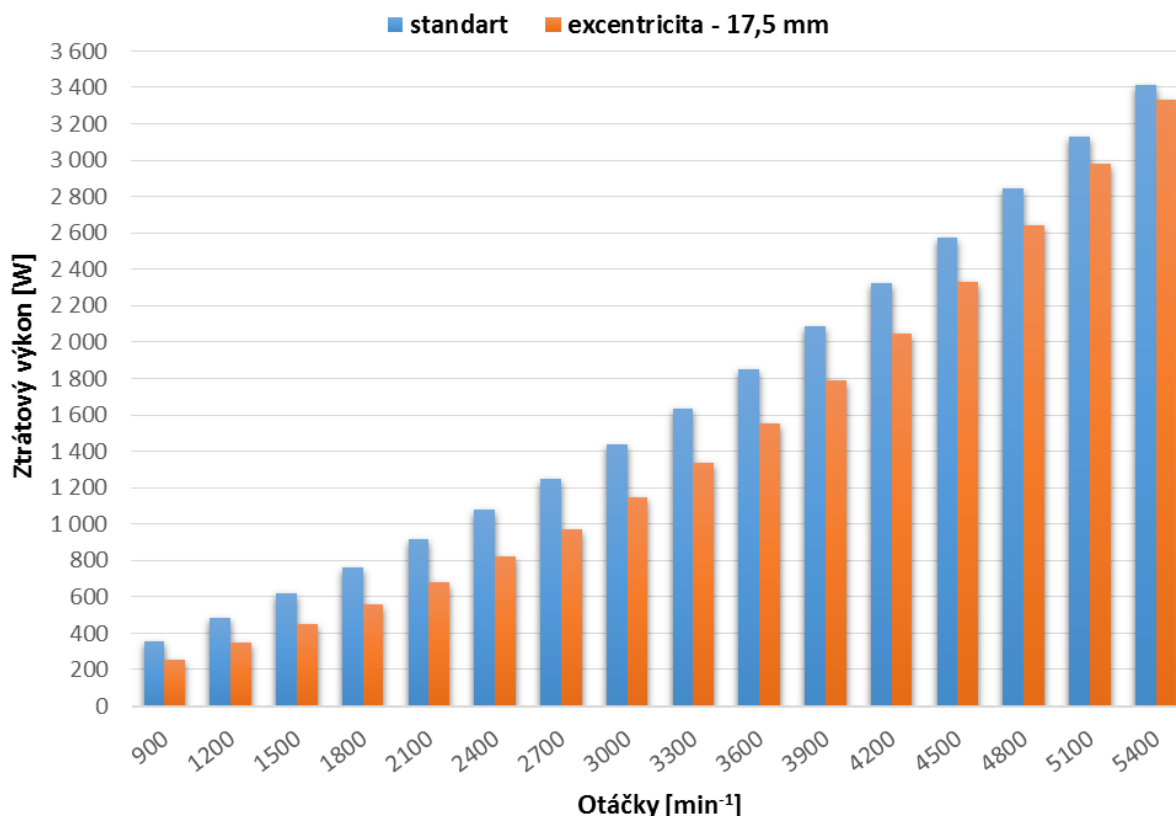
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Standart	Excentricita 17,5 mm		Kuličková ložiska		Kombinace E+K	
	FMEP [kPa]	FMEP [kPa]	Procentuální zlepšení	FMEP [kPa]	Procentuální zlepšení	FMEP [kPa]	Procentuální zlepšení
900	224,3	186,5	16,9%	214,2	4,5%	176,5	21,3%
1200	236,8	199,1	15,9%	221,7	6,4%	184,1	22,3%
1500	248,5	211,2	15,0%	228,8	7,9%	191,6	22,9%
1800	260,5	223,6	14,2%	236,7	9,1%	200,0	23,2%
2100	272,2	235,9	13,3%	244,8	10,1%	208,8	23,3%
2400	284,3	248,9	12,4%	253,7	10,8%	218,6	23,1%
2700	296,4	262,1	11,6%	263,1	11,2%	229,2	22,7%



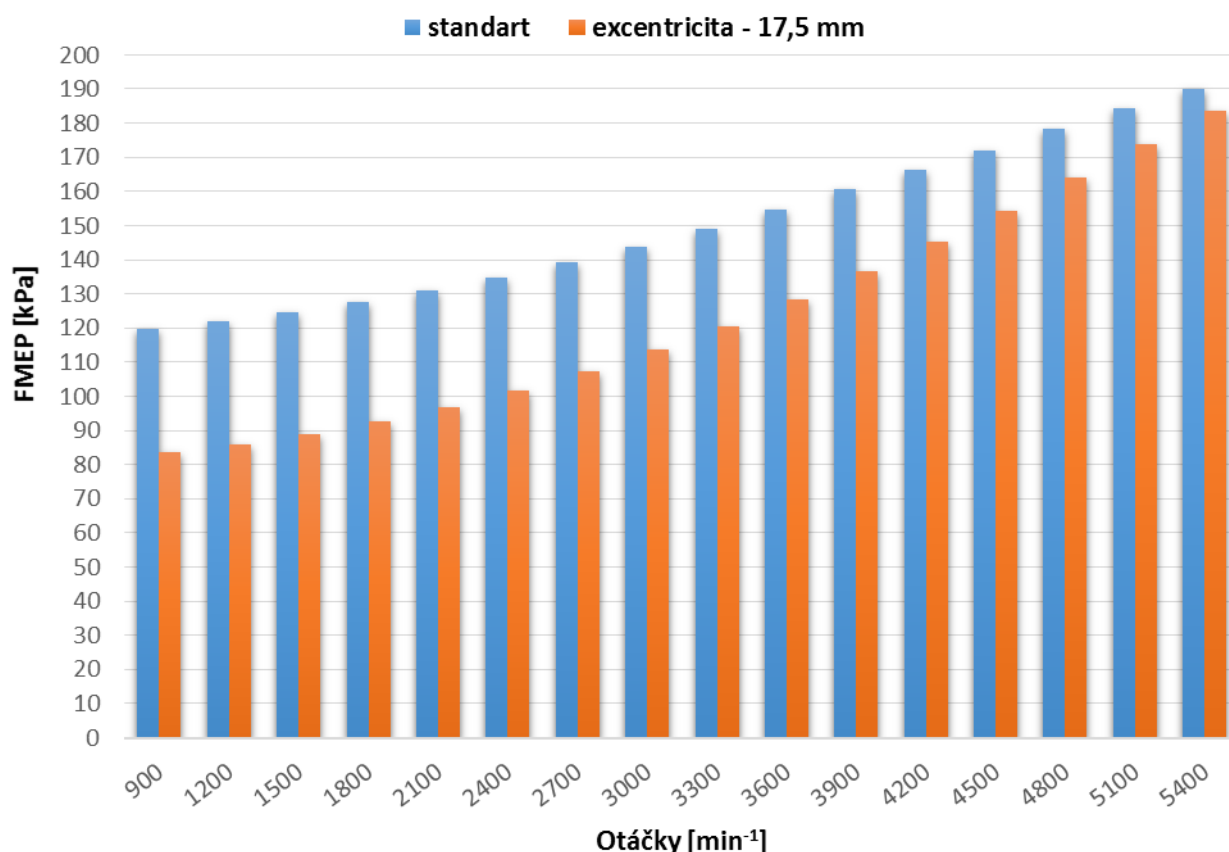
3000	309,1	276,1	10,7%	273,2	11,6%	240,7	22,1%
3300	322,5	291,3	9,7%	283,9	12,0%	253,2	21,5%
3600	336,0	307,0	8,6%	295,0	12,2%	266,5	20,7%
3900	350,0	323,2	7,7%	306,7	12,4%	280,5	19,8%
4200	363,5	339,3	6,7%	318,2	12,5%	294,8	18,9%
4500	377,3	356,2	5,6%	330,0	12,5%	309,8	17,9%
4800	390,8	373,1	4,5%	341,9	12,5%	325,3	16,8%
5100	403,2	389,2	3,5%	353,5	12,3%	340,7	15,5%
5400	413,4	403,8	2,3%	364,0	11,9%	355,5	14,0%
		Průměrné snížení FMEP:	9,9%	Průměrné snížení FMEP:	10,6%	Průměrné snížení FMEP:	20,4%

### 9.3 POROVNÁNÍ STANDARTNÍHO A EXCENTRICKY ULOŽENÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Excentricky uložený klikový mechanismus má největší vliv na třecí ztráty mezi pláštěm pístu a stěnou válce. V grafu 9.3 je vykresleno porovnání ztrátového výkonu pláště pístu mezi standartním a excentrickým klikovým mechanismem, v grafu 9.4 je vykresleno FMEP.



Graf 9.3 Porovnání ztrátového výkonu pláště pístu standartního a excentrického klikového mechanismu



Graf 9. 4 Porovnání FMEP pláště pístu standartního a excentrického klikového mechanismu

Z tabulky 36 i z grafů výše je patrné, že modifikovaný klikový mechanismus o excentricitě 17,5 mm má příznivý vliv na třecí ztráty. Největšího zlepšení bylo dosaženo zejména v nízkých a středních otáčkách. Procentuální zlepšení FMEP je ve srovnání se ztrátovým výkonem o několik desetin vyšší. To je způsobeno změnou zdvihu (větší zdvihový objem) excentricky uloženého klikového mechanismu.

Tab. 36 Srovnání hodnot tření pláště pístu standartního a excentrického klikového mechanismu

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Standart		Excentricita 17,5 mm			
	Ztrátový výkon [W]	FMEP [kPa]	Ztrátový výkon [W]	Procentuální zlepšení	FMEP [kPa]	Procentuální zlepšení
900	358,5	119,7	252,3	29,6%	83,5	30,3%
1200	486,8	121,9	346,3	28,9%	85,9	29,5%
1500	621,6	124,5	448,3	27,9%	89,0	28,5%
1800	763,7	127,5	560,0	26,7%	92,6	27,3%
2100	914,8	130,9	683,2	25,3%	96,9	26,0%
2400	1076,7	134,8	820,6	23,8%	101,8	24,5%
2700	1250,3	139,1	973,6	22,1%	107,4	22,8%



3000	1436,5	143,9	1143,8	20,4%	113,5	21,1%
3300	1636,5	149,0	1336,1	18,4%	120,6	19,1%
3600	1852,1	154,6	1550,3	16,3%	128,2	17,0%
3900	2084,2	160,6	1788,1	14,2%	136,5	15,0%
4200	2324,4	166,3	2047,5	11,9%	145,2	12,7%
4500	2576,9	172,0	2331,4	9,5%	154,3	10,3%
4800	2847,1	178,2	2643,1	7,2%	164,0	8,0%
5100	3129,0	184,3	2977,3	4,8%	173,8	5,7%
5400	3415,1	190,0	3330,7	2,5%	183,7	3,3%
			Průměrné snížení ztr. výkonu:	<b>18,1%</b>	Průměrné snížení FMEP:	<b>18,8%</b>

#### 9.4 POROVNÁNÍ KLUNÝCH A KULIČKOVÝCH HLAVNÍCH LOŽISEK

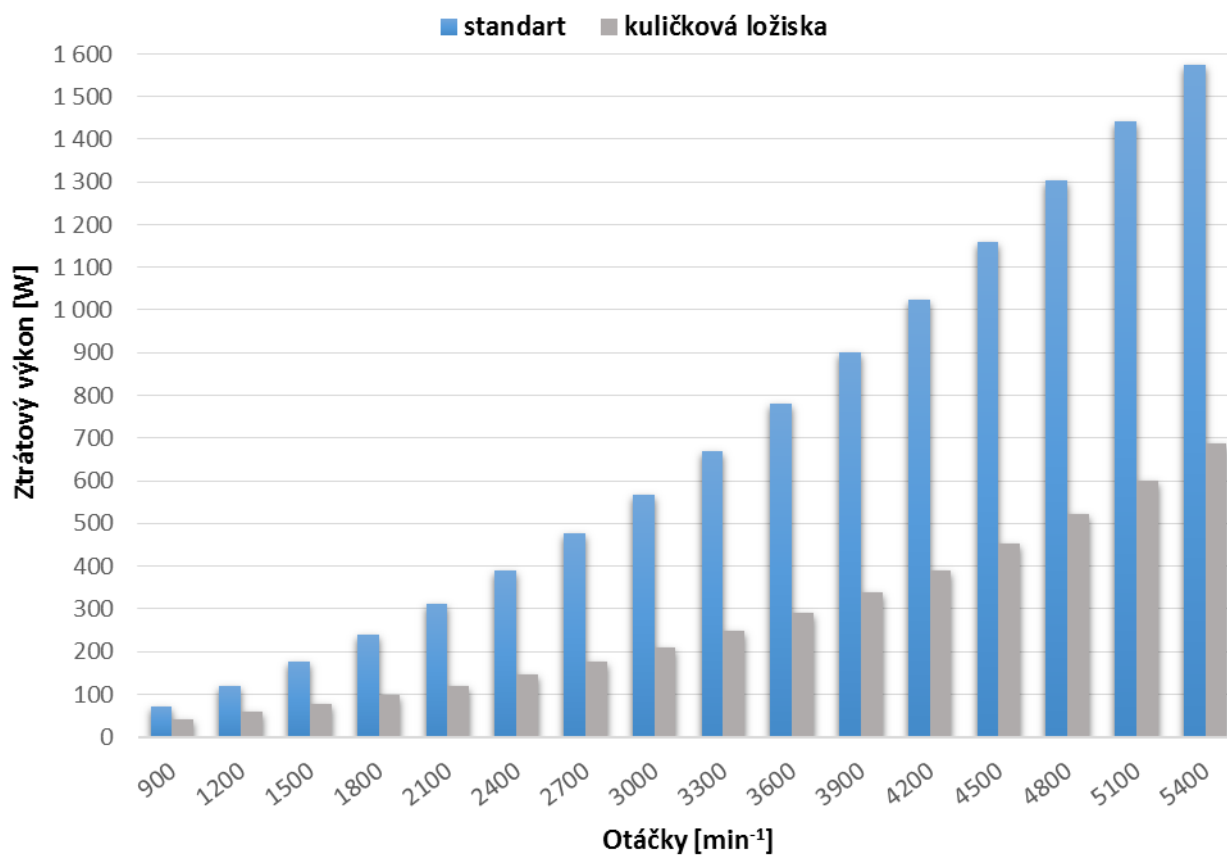
Cílem tohoto porovnání je ukázat jak velký vliv na třecí ztráty má uložení klikové hřídele v kuličkových ložiskách. Z následujícího grafu 9.5 (ztrátový výkon) a z tab. 37 je zřejmé, že použití kuličkového ložiska k uložení klikové hřídele má z hlediska třecích ztrát velký význam. Z analyzovaných dat bylo zjištěno, že použitím kuličkových ložisek lze v této konkrétní analýze dosáhnout až 60% snížení třecích ztrát oproti uložení hřídele v kluzných ložiskách.

Tab. 37 Porovnání hodnot třecích ztrát kluzných a kuličkových hlavních ložisek

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Standart		Kuličková ložiska			
	Ztrátový výkon [W]	FMEP [kPa]	Ztrátový výkon [W]	Procentuální zlepšení	FMEP [kPa]	Procentuální zlepšení
900	71,5	23,9	41,2	42,4%	13,7	42,4%
1200	118,4	29,6	57,8	51,2%	14,5	51,2%
1500	174,8	35,0	76,3	56,4%	15,3	56,4%
1800	239,7	40,0	97,1	59,5%	16,2	59,5%
2100	312,3	44,7	120,4	61,4%	17,2	61,4%
2400	390,8	48,9	146,6	62,5%	18,4	62,5%
2700	475,7	52,9	176,3	62,9%	19,6	62,9%
3000	568,4	56,9	210,2	63,0%	21,1	63,0%
3300	670,5	61,0	247,0	63,2%	22,5	63,2%
3600	781,3	65,2	289,1	63,0%	24,1	63,0%
3900	899,5	69,3	337,2	62,5%	26,0	62,5%
4200	1024,5	73,3	391,0	61,8%	28,0	61,8%
4500	1160,6	77,5	451,8	61,1%	30,2	61,1%
4800	1302,8	81,5	521,7	60,0%	32,7	60,0%
5100	1442,2	85,0	599,9	58,4%	35,3	58,4%



5400	1573,6	87,5	685,8	56,4%	38,2	56,4%
			Průměrné snížení ztr. výkonu:	59,1%	Průměrné snížení FMPE:	59,1%



Graf 9. 5 Porovnání hodnot ztrátového výkonu kluzných a kuličkových hlavních ložisek





## ZÁVĚR

Tato diplomová práce pojednává o problematice mechanických ztrát pístového spalovacího motoru se zaměřením na klikový mechanismus a jeho hlavní části kliková hřídel. V teoretické části byly popsány základní pojmy a kinematika klikového mechanismu. Bylo vysvětleno, co jsou to mechanické ztráty a hlavní oblasti jejich vzniku v klikovém mechanismu. Dále byly popsány možnosti snižování mechanických ztrát a základní výpočtové přístupy, které se používají k řešení mechanických ztrát klikového mechanismu.

Mezi základní výpočtové přístupy patří Empirické a Semiempirické. Empirické modely pro řešení mechanických ztrát klikového mechanismu vycházejí z experimentálních měření protáčením pístového spalovacího motoru. Jedná se o jednoduché a rychlé (rychlost výpočtu), ale také o ne příliš přesné výpočetní modely. Semiempirické přístupy jsou založeny na empirických poznatcích a fyzikálních základech (hydrodynamika apod.). Zástupcem této kategorie je tzv. Sommerfeldův přístup, který řeší třecí ztráty na základě Stribeckových křivek.

Pokročilejšími metodami pro výpočet mechanických ztrát je využití specializovaných MBS a MKP softwarů. Jedná se o komplexní výpočtové modely, u kterých je nutné znát kompletní geometrii a fyzikální vlastnosti klikového mechanismu. K výpočtu třecích ztrát se využívá numerická integrace Reynoldsovy rovnice.

V praktické části této práce byl navržen výpočtový model řešící mechanické ztráty klikového mechanismu motoru Škoda 1.2 HTP. K řešení mechanických ztrát kluzných ložisek byl použit MBS model vytvořený ve specializovaném modulu FEV Engine programu MSC. ADAMS. Ztrátový výkon pláště pístu a pístních kroužků byl vypočten za pomoci semiempirického modelu, vytvořeného v programu Matlab, pro který byly z MBS modelu exportovány hodnoty spalovacích tlaků a viskozity motorového oleje SAE 5W-40.

Jednou z provedených modifikací standartního klikového mechanismu bylo nahrazení kluzného uložení klikové hřídele, uložení v kuličkových ložiskách. K výpočtu třecích ztrát byly použity semiempirické vztahy od známého výrobce ložisek SKF. Výpočtový model byl vytvořen jako script v programu Matlab.

Aplikací výpočtového modelu na klikový mechanismus motoru Škoda 1.2 HTP bylo zjištěno, že ztrátový výkon tohoto klikového mechanismu dosahuje hodnot 3,09 kW při otáčkách maximálního točivého momentu ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) a 7,4 kW při otáčkách maximálního výkonu ( $5400 \text{ min}^{-1}$ ).

Modifikací standartního klikového mechanismu (excentrické uložení klikové hřídele o excentricitě 17,5 mm) byly vypočteny hodnoty ztrátového výkonu 2,78 kW při otáčkách maximálního točivého momentu ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) a 7,3 kW při otáčkách maximálního výkonu ( $5400 \text{ min}^{-1}$ ). Oproti standartnímu provedení bylo dosaženo snížení ztrátového výkonu o 9,9%, respektive o 1,5%. Celkové průměrné snížení pro celé spektrum otáček vyšlo 9,9%. Excentricky uložená kliková hřídel měla největší vliv na třecí ztráty mezi pláštěm pístu a vložkou válce. Ve srovnání se standartním klikovým mechanismem bylo dosaženo snížení ztrátového výkonu o 20,4% při otáčkách maximálního točivého momentu a 29,6% při otáčkách volnoběhu (cca  $900 \text{ min}^{-1}$ ). Průměrné procentuální snížení ztrátového výkonu v celém spektru analyzovaných otáček se zastavilo na hodnotě 18,1%.



Další, již zmíněnou modifikací bylo nahrazení kluzného uložení klikové hřídele kuličkovými ložisky. Hodnoty ztrátového výkonu jsou následující 2,42 kW při otáčkách maximálního točivého momentu ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) a 6,4 kW při otáčkách maximálního výkonu ( $5400 \text{ min}^{-1}$ ). Oproti standartnímu provedení bylo dosaženo snížení ztrátového výkonu o 21,5%, respektive o 13,3%. Celkové průměrné snížení pro celé spektrum otáček vyšlo 19,7%. V přímé srovnání uložení klikové hřídele v kluzných a kuličkových ložiskách bylo dosaženo snížení ztrátového výkonu o 63% při otáčkách maximálního točivého momentu a 58,4% při otáčkách maximálního výkonu. Průměrné procentuální snížení ztrátového výkonu v celém spektru analyzovaných otáček se zastavilo na hodnotě 59,1%.

Z dosažených výsledků lze usuzovat, že úpravy standartního klikového mechanismu motoru Škoda 1.2 HTP mají smysl a lze dosáhnout výrazného zlepšení mechanických ztrát. Otázkou je však použití kuličkových ložisek pro uložení klikové hřídele, které markantně snižuje třecí ztráty, avšak jejich použití má i řadu nevýhod, zejména velké vibrace a hluk skládaných kuličkových ložisek a také velmi vysoká výrobní cena v porovnání s kluznými ložisky. To jsou asi největší důvody, proč se kuličkové nebo valivé ložiska nepoužívají k uložení klikové hřídele u sériově vyráběných spalovacích motorů.

Další úpravy vedoucí ke snižování mechanických ztrát, mezi které se řadí různé povrchové úpravy či volba oleje o nižší hustotě mohou přinést snížení třecích ztrát. Tyto změny je však vždy nutné experimentálně ověřit na hotovém výrobku (motoru). Dá se konstatovat, že moderní pohonné jednotky a tedy i klikové mechanismy dosahují velmi dobrých výsledků třecích ztrát. Jejich další snižování se tedy stává zdlouhavější a hlavně mnohem nákladnější.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [2] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: studijní opory* [online]. Brno, 1999 [cit. 2015-01-17]. Dostupné z: [www.iae.fme.vutbr.cz](http://www.iae.fme.vutbr.cz)
- [3] CREASON, Don. *I-beam vs H-beam*. In: *Enginelabs.com* [online]. 2013 [cit. 2015-01-19]. Dostupné z: <http://www.enginelabs.com/engine-tech/connecting-rod-tech-forged-and-billet-steel-rods/>
- [4] SAJDL, Jan. *Setrvačnick*. In: *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/setrvacnik/>
- [5] JEDELSKÝ, Jan. *Kinematika a dynamika klikového mechanismu*. In: [online]. [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: [http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory\\_a\\_pohony/pohony\\_a\\_motory/prednasky/oficialni\\_sylaby/6-1-klikovy\\_mechanismus.pdf](http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficialni_sylaby/6-1-klikovy_mechanismus.pdf)
- [6] *Přednáška 3: Klikový mechanismus. Konstruování strojů - mechanismy*. Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně - Ústav konstruování. Dostupné z: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/prednasky/prednaska3\\_6km.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/prednasky/prednaska3_6km.pdf)
- [7] *KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU*. In: [online]. [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: [http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/hnaci\\_ustroji/Kin\\_kl\\_mech/index.html](http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/hnaci_ustroji/Kin_kl_mech/index.html)
- [8] *TRIBOLOGIE [22-28]*. In: TU V LIBERCI, katedra strojírenské technologie. [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud\\_materialy/ttv/tribologie.pdf](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/ttv/tribologie.pdf)
- [9] DOMINIK, Josef. *Systémová analýza procesu opotrebenia*. In: [online]. [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-22009/systemova-analyza-procesu-opotrebenia.html>
- [10] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů II: Tribologie, ložiska, převody*. Vyd. 1. Brno: CERM, 2003, 70 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství). ISBN 80-214-2422-2.
- [11] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II: Hřídele, tribologie, ložiska*. 3. vyd. Brno: PC DIR, 1996, 215 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0829-4.
- [12] NOVOTNÝ, Pavel. *Základy aplikované tribologie*. Brno. *Prezentace. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství*.
- [13] *Tribologie*. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/prednasky/>. *Prezentace. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování*.



- [14] ČECH, Jiří. Teorie motoru 2. In: [online]. 2002 [cit. 2015-01-31]. Dostupné z: <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=388>
- [15] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [16] MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: ČVUT Praha, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [17] NOVOTNÝ, P.; PÍŠTĚK, V.; AMBRÓZ, R. Friction Loss Analysis of Powertrain Parts. MECCA - Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2009. p. 1 - 36. ISSN 1214-0821.
- [18] NOVOTNÝ, Pavel. Pístní skupina. Brno. Presentace. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [19] TARAZA, D., HENEIN, N. Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines. SAE technical paper series. 2000-01-0921
- [20] ANDRESSON, Peter, Jaana TAMMINEM a Carl-Erik SANDSTRÖM. Piston ring tribology: A literature survey. In: [online]. VTT Industrial Systems [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: [http://rs1234.wz.cz/img\\_m/T2178.pdf](http://rs1234.wz.cz/img_m/T2178.pdf)
- [21] NOVOTNÝ, M. Snižování ztrát kontaktních dvojic. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 64 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Maršálek.
- [22] PEŠEK, M. Snižování tření a opotřebení u spalovacích motorů. In: [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: [http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz\\_soubor.php?id=525](http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=525)
- [23] Pistoni e bielle di un motore di F1. In: [online]. [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://jdmclubitalia.forumfree.it/?t=47028699>
- [24] Titanium connecting rods with holes in the shaft to remove material for less weight?. In: [online]. [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.benzboost.com/showthread.php?39712-Titanium-connecting-rods-with-holes-in-the-shaft-to-remove-material-for-less-weight>
- [25] 2013-Honda-Activa i-offset-crank. In: [online]. [cit. 2015-02-28]. Dostupné z: <http://www.motoroids.com/reviews/honda-activa-i-review/attachment/2013-honda-activa-i-offset-crank/>
- [26] LHOTA, M. Snižování mechanických ztrát v klikovém mechanismu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [27] LESÁK, T. Moderní kluzná ložiska. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 51 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Maršálek.
- [28] Laser surface texturing. In: [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.advancedsealingsolutions.com/images/lst.jpg>



- [29] DLC Coatings - Diamond-Like Carbon. In: [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.richterprecision.com/dlc-coatings.html>
- [30] DLC-COATED PISTON PIN. In: [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://trendperform.com/press-releases/trend-introduces-first-economical-dlc-coated-piston-pin-program/>
- [31] Chromium Nitride (CrN) PVD Coating. In: [online]. [cit. 2015-03-01]. Dostupné z: <http://www.calicocoatings.com/coating-data-sheets/chromium-nitride-pvd-crn-coating/>
- [32] High Velocity Oxygen Fuel. In: [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.advanced-coating.com/projection-hvof.htm>
- [33] Nanokompozitní supertvrde povlaky. In: [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/nanokompozitni-supertvrde-povlaky.html>
- [34] MAREK, Vladislav a Ladislav HRABEC. Prodloužené intervaly výměny olejů v provozu osobních automobilů. In: [online]. [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: <http://www.oleje.cz/clanek/Prodlouzene-intervaly-vymeny-oleju-v-provozu-osobnich-automobilu>
- [35] Radostný i bolestný vývoj nových motorů. In: [online]. [cit. 2015-03-03]. Dostupné z: <http://www.autopress.cz/?page=311.radostny-i-bolestny-vyvoj-novych-motoru>
- [36] SULLIVAN, Tim. PAG jako motorové oleje?. In: [online]. [cit. 2015-03-03]. Dostupné z: <http://www.oleje.cz/clanek/PAG-jako-motorove-oleje->
- [37] Obrázek motoru 1.2 HTP [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: [http://shared.autorubik.sk/upload/2011/07/1\\_2HTP.jpg](http://shared.autorubik.sk/upload/2011/07/1_2HTP.jpg)
- [38] Motor 1.2 HTP [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: <http://htpklub.webnode.cz/motor-htp/>
- [39] Mean effective pressure. 2015. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Mean\\_effective\\_pressure](http://en.wikipedia.org/wiki/Mean_effective_pressure)
- [40] Model SKF pro výpočet třecího momentu. SKF [online]. [cit. 2015-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/skf-model/index.html>
- [41] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí: Kinematika excentrického klikového mechanismu. Brno, 2012. Prezentace.
- [42] EMRICH, Miloslav. Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů. Praha, 2010. Dostupné také 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). Disertační práce.
- [43] AVL EXCITE Power Unit [online]. [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <https://www.avl.com/excite>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_p$	[ms <sup>-2</sup> ]	zrychlení pístní skupiny
$\mu_s$	[-]	součinitel smykového tření
$c_p$	[ms <sup>-1</sup> ]	střední pístová rychlost
$D$	[mm]	vnější průměr ložiska
$d$	[mm]	průměr díry ložiska
$d_k$	[mm]	průměr kuličky
$dm$	[mm]	střední průměr ložiska
$D_v$	[m]	vrtání válce
$e$	[mm]	excentricita
$f, \mu$	[-]	součinitel třecích ztrát
$FMEP$	[kPa]	třecí střední efektivní tlak
$F_n$	[N]	síla působící kolmo na osu válce
$F_N$	[N]	normálová síla
$F_o$	[N]	síla působící v ose ojnice
$F_p$	[N]	síla od spalín v ose válce
$F_r$	[N]	radiální složka síly na klikovém čepu
$F_{rod}$	[N]	setrvačná síla rotujících hmot
$F_s$	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
$F_t$	[N]	tečná složka síly na klikovém čepu
$F_T$	[N]	třecí síla
$G_{rr}$	[-]	proměnná valivého tření
$G_{sl}$	[-]	proměnná smykového tření
$H$	[mm]	hladina oleje
$h, h_{olej}$	[mm]	tloušťka olejového filmu
$i_{rw}$	[-]	počet řad kuliček
$K$	[-]	směrnice Stribeckovi křivky
$K_{ball}$	[-]	konstanta valivých těles
$l$	[mm]	délka ojnice
$M_{drag}$	[Nm]	třecí moment odporu brodění
$M_f, M_t$	[Nm]	třecí moment
$M_{rr}$	[Nm]	moment valivého tření



$M_{sl}$	[Nm]	moment smykového tření
$M_t$	[Nm]	točivý moment motoru
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	rychlost otáčení
$p_a, p_{atm}$	[Mpa]	atmosférický tlak
$p_e$	[Mpa]	střední efektivní tlak
$P_e$	[kW]	efektivní výkon
$p_i$	[Mpa]	střední indikovaný tlak
$P_i$	[kW]	střední indikovaný výkon
$p_k$	[Pa]	tlak působící na pístní kroužek
$P_z$	[W]	ztrátový výkon
$r$	[mm]	poloměr kliky
$R_s$	[-]	proměnná třecího momentu odporu brodění
$S_k$	[m <sup>2</sup> ]	plocha kroužku, na kterou působí tlak plynu
$s_{kr}$	[m]	šířka kroužku
$So$	[-]	Sommerfeldovo číslo
$s_p$	[m]	dráha pístu
$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	plocha pístu
$U$	[ms <sup>-1</sup> ]	efektivní rychlost
$\nu_k$	[mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\nu_{kr}$	[m]	výška kroužku
$V_m$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem motoru
$v_p$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost pístu
$V_z$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový objem válce
$w$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost tření
$Z$	[m]	zdvih
$\alpha$	[°]	úhel natočení klikového hřídele
$\beta$	[°]	úhel odklonu ojnice
$\varepsilon$	[-]	kompresní poměr
$\eta$	[Pa]	dynamická viskozita
$\eta_m$	[-]	mechanická účinnost
$\lambda$	[-]	klikový poměr
$\rho_{ol}$	[kgm <sup>3</sup> ]	hustota oleje



$\sigma$	[ $\mu\text{m}$ ]	střední aritmetická drsnost
$\tau$	[-]	taktnost
$\phi_{bl}$	[-]	váhový faktor pro součinitel smykového tření
$\phi_{sh}$	[-]	redukční součinitel vířivého tření
$\phi_{rs}$	[-]	redukční součinitel následného nezalítí stopy
$\omega$	[ $\text{s}^{-1}$ ]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele





## SEZNAM PŘÍLOH

## PŘÍLOHA 1

empirické vztahy pro výpočet celkových mechanických ztrát zážehového motoru. [42]

$fmep = 1.22 \times 10^5 \left( \frac{D_b}{B^2 S n_c} \right) + 3.03 \times 10^4 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} \left( \frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + 1.35 \times 10^{-10} \left( \frac{D_b^2 N^2 n_b}{n_c} \right)$																													
$+ 2.94 \times 10^2 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} \left( \frac{S_p}{B} \right) + 4.06 \times 10^4 \left( \frac{F_f}{F_{to}} C_r \right) \left( 1 + \frac{500}{N} \right) \left( \frac{1}{B^2} \right) + 3.03 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} \left( \frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right)$																													
$+ 6.89 \frac{p_i}{p_a} \left[ \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} + 0.182 \left( \frac{F_f}{F_{to}} \right) r_c^{(1.33 - K S_p)} \right] + 4.12$																													
$+ 244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} \frac{N n_b}{B^2 S n_c} + C_{ff} \left( 1 + \frac{500}{N} \right) \frac{n_v}{S n_c} + C_{rf} \left( \frac{N n_v}{S n_c} \right)$																													
$+ C_{oh} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_o}} \left( \frac{L_v^{1.5} N^{0.5} n_v}{B S n_c} \right) + C_{om} \left( 1 + \frac{500}{N} \right) \frac{L_v n_v}{S n_c}$																													
$+ 8.3155 + 1.86 \times 10^{-3} N + 7.45 \times 10^{-7} N^2$																													
$+ (p_a - p_i) + 3.0 \times 10^{-3} \left( \frac{p_i}{p_a} \right)^2 \left( \frac{S_p^2}{n_v^2 r_i^4} \right)$																													
$+ 0.178 \left( \frac{p_i}{p_a} S_p \right)^2 + 3.0 \times 10^{-3} \left( \frac{p_i}{p_a} \right)^2 \left( \frac{S_p^2}{n_v^2 r_i^4} \right)$																													
<p><math>K</math>, in the third line, is equal to <math>2.38 \times 10^{-2}</math>, and <math>C_{ff}</math>, <math>C_{rf}</math>, <math>C_{oh}</math>, <math>C_{om}</math> are constants based on the valvetrain mechanism and are given in Table 3.</p>																													
<p><b>DEFINITIONS, SYMBOLS</b></p>																													
<p><math>A</math> = area</p> <p><math>atmep</math> = auxiliary friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>B</math> = bore (mm)</p> <p><math>C</math> = radial journal bearing clearance</p> <p><math>C_r</math> = piston roughness constant</p> <p><math>cfmep</math> = crankshaft friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>D_b</math> = bearing diameter (mm)</p> <p><math>D_v</math> = valve diameter (mm)</p> <p><math>\Delta p</math> = pressure drop (kPa)</p> <p><math>\eta_v</math> = volumetric efficiency</p> <p><math>f</math> = friction coefficient</p> <p><math>F_f</math> = friction force</p> <p><math>fmep</math> = friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>F_n</math> = normal force</p> <p><math>F_r/F_o</math> = piston ring tension ratio</p> <p><math>L</math> = length</p> <p><math>L_b</math> = bearing length (mm)</p> <p><math>L_s</math> = piston skirt length (mm)</p> <p><math>L_v</math> = maximum valve lift (mm)</p> <p><math>\dot{m}</math> = mass flow rate</p>	<p><math>mfmep</math> = mechanical friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>\mu</math> = oil viscosity</p> <p><math>N</math> = engine speed (rpm)</p> <p><math>n_b</math> = number of bearings</p> <p><math>n_c</math> = number of cylinders</p> <p><math>n_v</math> = number of valves</p> <p><math>p_a</math> = atmospheric pressure (kPa)</p> <p><math>p_i</math> = intake manifold pressure (kPa)</p> <p><math>P_f</math> = friction power loss</p> <p><math>pmep</math> = pumping mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>r_s</math> = exhaust valve diameter / bore</p> <p><math>r_i</math> = intake valve diameter / bore</p> <p><math>rfmep</math> = reciprocating friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>\rho</math> = density</p> <p><math>S</math> = stroke (mm)</p> <p><math>S_p</math> = mean piston speed (m/s)</p> <p><math>tfmep</math> = total friction mean effective pressure (kPa)</p> <p><math>V</math> = velocity</p> <p><math>V_s</math> = displaced volume</p> <p><math>vfmep</math> = valvetrain friction mean effective pressure (kPa)</p>																												
<p><b>Table 3: Constants for Valvetrain Mechanism Terms</b></p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>TYPE</th> <th>Cam Follower Flat Roller</th> <th>Oscillating Hydrodynamic</th> <th>Oscillating Mixed</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SOHC finger follower</td> <td>600 0.0227</td> <td>0.2</td> <td>42.8</td> </tr> <tr> <td>SOHC rocker arm</td> <td>400 0.0151</td> <td>0.5</td> <td>21.4</td> </tr> <tr> <td>SOHC direct acting</td> <td>200 0.0076</td> <td>0.5</td> <td>10.7</td> </tr> <tr> <td>DOHC finger follower</td> <td>600 0.0227</td> <td>0.2</td> <td>25.8</td> </tr> <tr> <td>DOHC direct acting</td> <td>133 0.0050</td> <td>0.5</td> <td>10.7</td> </tr> <tr> <td>OHV</td> <td>400</td> <td>0.5</td> <td>32.1</td> </tr> </tbody> </table> <p>* Determined by matching engine data for DOHC finger follower valvetrain mechanisms.</p>		TYPE	Cam Follower Flat Roller	Oscillating Hydrodynamic	Oscillating Mixed	SOHC finger follower	600 0.0227	0.2	42.8	SOHC rocker arm	400 0.0151	0.5	21.4	SOHC direct acting	200 0.0076	0.5	10.7	DOHC finger follower	600 0.0227	0.2	25.8	DOHC direct acting	133 0.0050	0.5	10.7	OHV	400	0.5	32.1
TYPE	Cam Follower Flat Roller	Oscillating Hydrodynamic	Oscillating Mixed																										
SOHC finger follower	600 0.0227	0.2	42.8																										
SOHC rocker arm	400 0.0151	0.5	21.4																										
SOHC direct acting	200 0.0076	0.5	10.7																										
DOHC finger follower	600 0.0227	0.2	25.8																										
DOHC direct acting	133 0.0050	0.5	10.7																										
OHV	400	0.5	32.1																										