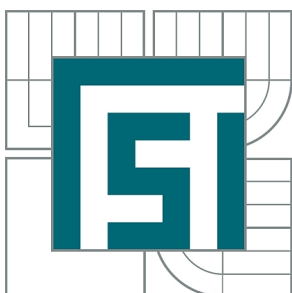




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SNIŽOVÁNÍ TŘECÍCH ZTRÁT KONTAKTNÍCH DVOJIC

REDUCTION OF CONTACT PAIRS FRICTION LOSSES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MAREK NOVOTNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ MARŠÁLEK

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Novotný

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Snižování třecích ztrát kontaktních dvojic

v anglickém jazyce:

Reduction of Contact Pairs Friction Losses

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rešeršní části bakalářské práce student zpracuje problematiku třecích ztrát klikového mechanismu spalovacího motoru. Popíše hlavní činitele, ovlivňující mechanické ztráty a kriticky zhodnotí výhled na snížení mechanických ztrát v blízké budoucnosti. Práce dále bude obsahovat popis analytických vztahů, které se v současnosti nejběžněji používají pro základní výpočetní analýzy v této oblasti. V závěru práce je možné provést detailní analýzu třecích ztrát kontaktní dvojice ve vhodně zvoleném softwaru.

Cíle bakalářské práce:

- Úvodní vpravení do problematiky
- Popis mechanismu vzniku třecích ztrát
- Popis hlavních činitelů, ovlivňujících výši třecích ztrát
- Predikce možného snižování třecích ztrát v budoucnosti + navrhované cesty k jeho uskutečnění
- Závěrečné zhodnocení

Seznam odborné literatury:


- [1] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. 1. vyd. Praha : SNTL, 1978. 367 s.
- [2] BOHÁČEK, František; DVOŘÁK, Karel. Části a mechanismy strojů II : Hřídele, tribologie, ložiska. 3. vyd. Brno : PC DIR, 1996. 215 s. ISBN 80-214-0829-4.
- [3] ŠAFR, Emil. Ložiska a jejich mazání. 1. vyd. Praha : Průmyslové nakladatelství, 1951. 60 s.
- [4] Nilsson B, Rosen B-G, Thomas TR, Wiklund D, Xiao L. Oil pockets and surface topography: mechanism of friction reduction. In: Proceedings of the XI international colloquium on surfaces. 2004.
- [5] Duffet G, Sallamand P, Vannes AB. Improvement in friction by cw Nd: YAG laser surface treatment on cast iron cylinder bore. Appl Surf Sci 2003;205:289–96.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ondřej Maršálek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 20.11.2013





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou mechanické účinnosti kontaktních dvojic v aplikaci na klikový mechanismus spalovacího motoru. Úvodní část pojednává o účinnosti spalovacího motoru jako celku, dále pak popisuje oblasti, kde primárně dochází k mechanickým ztrátám. Další kapitoly popisují mechanismus vzniku třecích ztrát, hlavní faktory ovlivňující jejich výši a nejmodernější způsoby zvyšování mechanické účinnosti. V závěrečné části jsou uvedeny základní výpočetní vztahy popisující velikost mechanických ztrát. Práce má za úkol seznámit čtenáře s významností mechanické účinnosti v oblasti spalovacích motorů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kliková hřídel, mechanické ztráty, pístní kroužky, povlakování, spalovací motor, tribologie, tření, účinnost.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the topic of mechanical efficiency of contact pairs in the crankshaft apply of the combustion engine. The introductory section focuses on the efficiency of the combustion engine as a whole. In addition, it describes areas where mechanical losses primarily occur. The following chapters describe mechanism of friction losses, the main factors affecting their amount and the most modern ways to increase mechanical efficiency. In the closing chapter, some basic computing relations, describing the size of mechanical losses are listed. The aim of this thesis is to acquaint the reader with the importance of mechanical efficiency in the area of combustion engines.

KEYWORDS

Crankshaft, mechanical losses, piston rings, coating, combustion engine, tribology, friction, efficiency.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, M. *Snižování ztrát kontaktních dvojic*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 64 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Maršálek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Maršálka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 6. května 2014

.....

Marek Novotný



PODĚKOVÁNÍ

Nejprve bych chtěl poděkovat svému vedoucímu panu Ing. Ondřejovi Maršálkovi za cenné rady a připomínky, které mi pomohli při vypracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mě po celou dobu mého studia morálně i materiálně podporovala.



OBSAH

Úvod	10
1 Úvodní seznámení s problematikou mechanických ztrát spalovacích motorů.....	11
1.1 Transformace energií ve spalovacím motoru.....	11
1.2 Problematika účinnosti spalovacích motorů	11
1.2.1 Chemická účinnost spalování	12
1.2.2 Tepelná účinnost.....	12
1.2.3 Stupeň plnosti diagramu	12
1.2.4 Indikovaná účinnost.....	13
1.2.5 Mechanická účinnost	13
1.2.6 Celková účinnost spalovacího motoru.....	15
1.3 Oblasti vzniku třecích ztrát	15
2 Popis konstrukčního řešení kluzných ložisek a válců spalovacího motoru.....	17
2.1 Kluzná ložiska.....	17
2.2 Válec	18
3 Síly působící ve spalovacím motoru.....	19
3.1 Kinematika a dynamika klikového mechanismu	19
3.2 Silové působení v klikovém mechanismu	20
3.2.1 Primární síly	20
3.2.2 Sekundární síly	21
3.2.3 Grafické znázornění silového působení v klikovém mechanismu	22
4 Mechanismus vzniku třecích ztrát	23
4.1 Coulombův zákon	23
4.2 Součinitel tření	23
4.2.1 Měření součinitele tření	23
4.3 Závislost součinitele tření na rychlosti	23
4.4 Tribologický systém	24
4.5 Režimy mazání	26
4.5.1 Mezní mazání.....	26
4.5.2 Smíšené mazání	26
4.5.3 Hydrodynamické mazání	26
4.5.4 Ostatní režimy mazání	29
4.6 Opotřebení	29
4.7 Nosný podíl povrchu.....	31
5 Hlavní faktory ovlivňující výši mechanických ztrát	33
5.1 Vliv výkonnosti maziva	33



5.1.1	Hlavní úkol maziva.....	33
5.1.2	Viskozita maziva	33
5.1.3	Současné metody snižující mechanické ztráty	34
5.1.4	Zhodnocení	35
5.2	Vliv downsizingu.....	35
5.2.1	Hlavní nevýhody downsizingu	35
5.2.2	Současné metody snižující mechanické ztráty	36
5.2.3	Zhodnocení	37
5.3	Vliv jakosti povrchu.....	37
5.3.1	Hlavní nevýhody povrchů nevhodných jakostí	37
5.3.2	Současné metody snižující mechanické ztráty	40
5.3.3	Zhodnocení	42
5.4	Vliv konstrukčních úprav motoru	43
5.4.1	Hlavní výhody používání konstrukčních úprav	43
5.4.2	Současné metody snižující mechanické ztráty	43
5.4.3	Zhodnocení	44
6	Výpočetní analýza mechanických ztrát	46
6.1	Empirické výpočetní modely	46
6.2	Semiempirické výpočetní modely	47
6.2.1	Výpočet třecího výkonu.....	47
6.3	MKP výpočtové modely	51
6.4	Metoda měření na motoru se spalováním	52
6.5	Protáčení motoru elektrickým dynamometrem.....	53
6.6	Metoda extrapolace křivky celkové spotřeby paliva	53
6.7	Metoda vypínání jednotlivých válců.....	54
6.8	Metoda doběhu motoru	54
	Závěr.....	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	60
	Seznam obrázků.....	64



ÚVOD

Výzkum a vývoj v oblasti spalovacích motorů neustále směřuje ke snižování provozních nákladů, zvyšování výkonů a v neposlední řadě také k plnění stále přísnějších emisních norem. To vše komplexně vzato se dá formulovat jako cílevědomé usilování o co možná největší účinnosti nově vyvíjených motorů. Při konstrukci pohonné jednotky, ať už vznětové či zážehové, se hledí i na velikost zastavěného prostoru a její hmotnost, kterou zásadně ovlivňuje volba materiálu a samotný způsob konstrukce. Vyvinout agregát, který bude splňovat očekávání ať už zákazníků, nebo ekologů, chce samozřejmě každý výrobce, ovšem za vynaložení co nejmenších výrobních nákladů. Proto je důležité zvolit vhodné výrobní postupy, aby byla výroba výhodná i po stránce ekonomické. Ekonomický způsob vývoje a výroby však nesmí ovlivňovat jakost vyrobených součástí, se kterou přímo souvisí spolehlivost a životnost pohonné jednotky jako celku.[8]

Tyto aspekty ovlivňující vývoj v automobilovém průmyslu hrají velkou roli pro každého výrobce. Ti pak přicházejí s ucelenými programy a filozofiemi výroby s jasným cílem a to zvýšit účinnost svých vozidel 21. století. Takovýto soubor konstrukčních úprav nabízí např. automobilka Mazda pod názvem Skyactiv. Součástí tohoto souboru úprav jsou řešení jako celkové snížení hmotnosti spolu se zvýšením tuhosti skeletu, tvarování pístů a mnoho dalších. Mazda použila takovýto úprav ke zvýšení účinnosti hned několik, mezi hlavní ale patří snížení tření v oblasti pohybujících se komponent uvnitř spalovacího motoru. Tyto redukce v oblasti mechanických ztrát, spolu s dalšími úpravami, jako je například zdokonalení přípravy a spalování směsi vedly ke snížení spotřeby zhruba o 15 až 20%. [12][44]

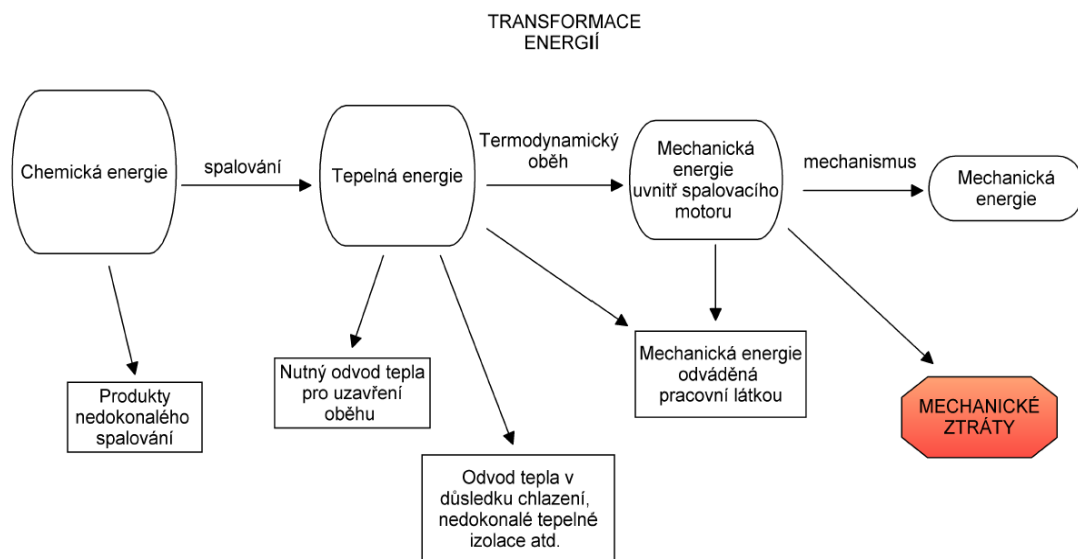
Již zmiňovaná japonská značka však není jediná, která investuje stovky milionů do vývoje úsporných, ekologických a zároveň výkonných motorů. Například švédské Volvo v roce 2013 uvedlo na trh novou modelovou řadu motorizací s názvem Drive-E. Ta má za cíl nahradit velké šestiválce a i dokonce osmiválce za menší, výkonnější a úspornější dvoulitrové čtyřválce přeplňované turbodmychadlem a kompresorem. U těchto pohonných jednotek se švédští vývojáři dostali na zcela jinou úroveň vůči konkurenci, pokud se jedná o poměr mezi hmotností škodlivých CO₂ vyprodukovaných za 1km jízdy a výkonu. Tato hodnota činní až 2 koňské síly na gram CO₂. Podle oficiální evropské certifikace NEDC (New European Driving Cycle) je to nejlepší hodnota mezi výrobci aut na světě. Takto vynikajících výsledků by Volvo nikdy nedosáhlo, kdyby nevěnovalo dostatečné úsilí vývoji a výzkumu v oblasti mechanických ztrát spalovacích motorů. Ať už se jedná o tření v klikovém mechanismu, nebo v několika dalších tribologických systémech, je vliv na výslednou účinnost a efektivitu motorů obrovský.[36][43]



1 ÚVODNÍ SEZNÁMENÍ S PROBLEMATIKOU MECHANICKÝCH ZTRÁT SPALOVACÍCH MOTORŮ

1.1 TRANSFORMACE ENERGIÍ VE SPALOVACÍM MOTORU

Pro samotné pochopení funkce spalovacího motoru je nejdůležitější si uvědomit, jak probíhá proces přeměny energie získávané ze spalování paliva v mechanickou energii, která je využívána v náš prospěch. Na následujícím schématu je znázorněn celý proces transformace energií.[8]



Obr. 1 Transformace energií.[8]

1.2 PROBLEMATIKA ÚČINNOSTI SPALOVACÍCH MOTORŮ

Každý stroj pracuje s určitou účinností, což je poměr mezi odváděnou energií ze stroje a energií do něho dodanou, ať už ve formě tepla nebo v jiné podobě. Po zahrnutí pasivních odporů je získána energie ztrátová, která vyjadřuje všechny ztráty ve stroji jako energetickou hodnotu. Pak pro obecný výpočet účinnosti platí vztah [29]:

$$\eta_o = \frac{E_2}{E_1} = \frac{E_1 - E_{ZT}}{E_1} = 1 - \frac{E_{ZT}}{E_1} [-] \quad (1)$$

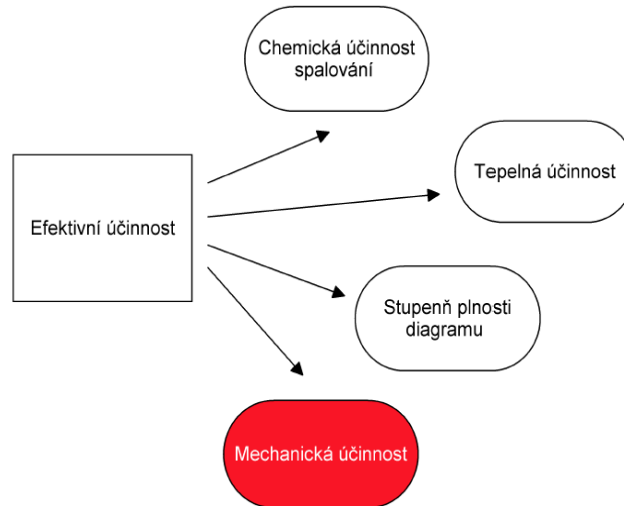
Kde:

η_o [-]	značí obecnou účinnost,
E_1 [J]	je dodaná energie,
E_2 [J]	je odváděná energie,
E_{ZT} [J]	je ztrátová energie.

U spalovacích motorů jakožto tepelných strojů lze účinnost obecně vyjádřit jako poměr mezi užitečným výkonem, který je skutečně k dispozici, a tepelnou energií dodávanou ve formě



paliva. Pro účely této práce je však vhodnější užívat účinnosti efektivní, která je někdy označována jako užitečná účinnost. Tu lze vyjádřit, pouze pokud jsou známy hodnoty všech dílčích účinností (viz. Obr. 2).[5]



Obr. 2 Rozdělení účinností spalovacího motoru.[5]

1.2.1 CHEMICKÁ ÚČINNOST SPALOVÁNÍ

Chemická účinnost vyjadřuje dokonalost spalování paliva přivedeného do spalovacího prostoru. Je dána poměrem tepla dodaného do pracovního cyklu a tepla přivedeného ve formě paliva. Pokud je chemická účinnost počítána pro konkrétní spalovací motor, tak je nutné zhotovit rozbor výfukových plynů a výpočet přízpusobit konkrétní pohonné jednotce.[5]

1.2.2 TEPELNÁ ÚČINNOST

Tepelná účinnost je definována jako poměr tepla Q_t , které je spotřebované při práci během teoretického oběhu, a tepla Q_p , které je přivedené do oběhu.[5]

Pomocí náležitých vztahů pro výpočet tepelné účinnosti lze odvodit, že tepelná účinnost [5]:

- roste spolu s rostoucím kompresním poměrem,
- roste spolu se zvětšujícím se součinitelem zvýšení tlaku,
- roste spolu s rostoucí Poissonovou konstantou,
- klesá spolu s rostoucím součinitelem zvětšení objemu.

1.2.3 STUPEŇ PLNOSTI DIAGRAMU

Hodnota stupně plnosti diagramu η_p je vyjádřena poměrem tepla spotřebovaného na indikovanou práci Q_i k teplu spotřebovanému během práce teoretického oběhu Q_t . Hodnota η_p bývá v rozmezí 0,9-0,97, v některých případech i nižší. Z pravidla jsou vyšší hodnoty u motorů vznětových, nižší u zážehových.[5]



1.2.4 INDIKOVANÁ ÚČINNOST

Tuto účinnost představuje součin uvedených účinností, tedy chemické účinnosti spalování, tepelné účinnosti a stupně plnosti diagramu.[5]

$$\eta_i = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_p [-] \quad (2)$$

1.2.5 MECHANICKÁ ÚČINNOST

Během přeměny indikované práce w_i , která je dána působením tlaku spalin na píst, v efektivní práci w_e na hřídeli motoru, vznikají tzv. mechanické ztráty w_m . Vlivem působení těchto ztrát je efektivní výkon P_e menší než výkon indikovaný P_i . Mechanická účinnost je charakterizovaná jako poměr efektivního a indikovaného výkonu. Platí tedy [5][8]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - \sum_{i=1}^n P_z}{P_i} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n P_z}{P_i} [-] \quad (3)$$

Kde:

P_e [W]	je efektivní výkon motoru,
P_i [W]	je indikovaný výkon motoru,
$\sum P_z$ [W]	je součet všech mechanických ztrát, vyjádřených tzv. ztrátovým výkonem P_z .

DRUHY MECHANICKÝCH ZTRÁT

Mechanické ztráty lze podle mechanismu jejich vzniku rozdělit do následujících skupin [8]:

- třecí ztráty,
- ventilační ztráty.

Pokud se jedná o samotné mechanické ztráty, a to jak třecí, tak ventilační, je důležité brát v potaz jejich vznik nejen v hlavních částech spalovacího motoru, ale i v pomocných zařízeních. Mezi pomocná zařízení pohonné jednotky patří [8]:

- čerpadla provozních hmot, zejména palivová vstřikovací čerpadla a jejich pomocná čerpadla,
- vyplachovací, nebo přeplňovací dmychadla, které odebírají mechanickou energii z klikového hřídele motoru,
- mazací a chladicí čerpadla,
- chladicí ventilátory,
- zdroje elektrické energie pro provoz motoru atd.

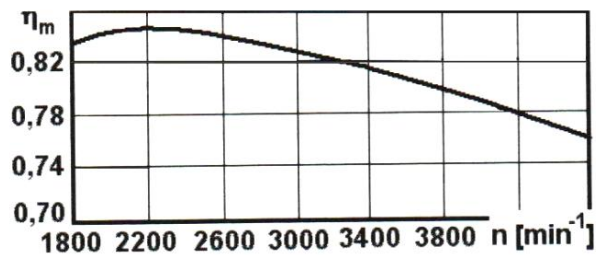
U každého druhu pohonné jednotky je pak zapotřebí stanovit, která pomocná zařízení je nutno do výpočtu velikosti η_m zahrnout a která nikoliv.

Pokud se jedná o ztráty ventilační, jsou to ztráty vznikající odporem prostředí, které jsou nejzřetelnější u rychle se pohybujících částí rychloběžných motorů. Mezi nejtypičtější případ ventilačních ztrát patří odpor proti pohybu klikového mechanismu v klikové skříni motoru, který způsobuje olejová mlha o vysoké hustotě. Ztrátami třecími se bude podrobně zabývat kapitola 4.[8]

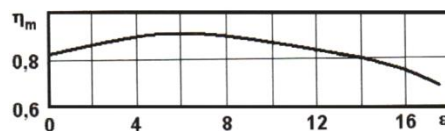


ZÁKLADNÍ PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ VÝŠI MECHANICKÝCH ZTRÁT

Mechanické ztráty způsobují pokles výkonu motoru o 15 až 20%, což je nemalý podíl z celkového výkonu, který motor "dává" řidiči k dispozici. Nejvíce je velikost hodnoty η_m ovlivněna druhem a zejména konstrukcí motoru. Velmi záleží také na jeho rychloběžnosti a na dokonalosti technologického provedení, tj. kvalitě obroběných ploch, volbě materiálu apod. Existuje však více aspektů, které ovlivňují velikost mechanické účinnosti. Na následujících grafech jsou znázorněny závislosti na různých parametrech.[8][24]

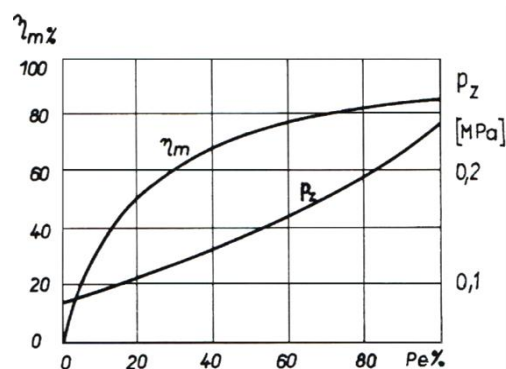


Obr. 3 Závislost mechanické účinnosti na otáčkách.[5]



Obr. 4 Závislost mechanické účinnosti na stupni komprese.[5]

Pokud pohonná jednotka pracuje při stále stejném zatížení, ale zvětšují se otáčky a pracovní tlaky, tak mechanická účinnost klesá, což je patrné na grafu viz. Obr. 3. Stejně tak v případě zvětšujícího se kompresního poměru lze zaznamenat klesající hodnotu η_m viz. Obr. 4. Naopak je tomu v případě závislosti na zatížení (Obr. 5). Obecně nižších hodnot η_m nabývají motory velmi rychloběžné a motory používající mechanický pohon plnicího dmychadla. Větší hodnoty η_m mají motory s menším počtem ložisek na válec (např. vidlicové, mnoho válcové motory), pomaloběžné, nebo přepřehované výfukovým turbodmychadlem.[5]



Obr. 5 Závislost mechanické účinnosti na zatížení motoru P_e při stálých otáčkách a středním tlaku mechanických ztrát P_z . [8]



1.2.6 CELKOVÁ ÚČINNOST SPALOVACÍHO MOTORU

Jak již bylo zmíněno v úvodní kapitole 1.1, tak vzhledem k zaměření této práce bude vhodnější užívat účinnosti efektivní, která je vyjádřena jako součin všech dílčích účinností [5], než zjednodušeného tvaru pro účinnost, který je dán vztahem (1).

$$\eta_e = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_p \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m [-] \quad (4)$$

Hodnota η_e se v praxi u běžných spalovacích motorů pohybuje v širokém pásmu. Zpravidla od 0,25 u motorů zážehových do 0,4 u motorů vznětových. Nejvyšší bývá u motorů vznětových s přeplňováním, kde hodnota nabývá až 0,47. Extrémní hodnoty účinnosti byly naměřeny u lodních pomaloběžných dvoudobých dieselů, a to přes 0,52. Naopak nejnižší bývá u malých zážehových motocyklových motorů, kde bývá pouhých 0,15.[5][8]

1.3 OBLASTI VZNIKU TŘECÍCH ZTRÁT

Třecí ztráty jsou přímým důsledkem tření na všech kontaktních plochách pohybujících se součástí. Tyto plochy se často označují jako kontaktní dvojice. Takovéto kontaktní dvojice se nacházejí v oblastech, kde dochází ke vzájemné interakci zejména těchto součástí [4][5]:

- vačkového hřídele a vahadel,
- pístních kroužků a vložek válců,
- pláště pístů a vložek válců,
- malého ojničního oka a pístního čepu,
- velkého ojničního oka a klikového hřídele,
- kluzných ložisek a klikového hřídele,
- v palivových a ve vstřikovacích čerpadlech,
- v olejových a ve vodních čerpadlech,
- v rozvodech,
- v alternátorech.

Klíčové kontaktní dvojice jsou také součástí následujících uložení:

- vačkového hřídele,
- dřívku ventilu,
- turbodmychadel, ventilátorů apod.



Obr. 6 Klikový hřídel motoru Mazda Skyactiv s viditelnými kontaktními plochami a otvory dodávající olej do těchto míst.[32]



Pokud bude kladen důraz na součásti, mezi nimiž dochází ke kontaktu, budou získány ucelené skupiny komponent, ve kterých dochází k primárnímu vzniku největších třecích ztrát. Jako největší zdroj těchto ztrát lze označit tření mezi pístem a vložkou válce, kde toto tření zaujímá až 35% z celkového objemu mechanických ztrát, vždy však záleží na výši otáček motoru (u rychloběžných motorů jsou ztráty větší). Z tohoto podílu je 70 až 80% způsobeno pístními kroužky. Olejový film mezi pístními kroužky a stěnou válce totiž může být narušován, a to různými způsoby. Jednou z příčin může být narušování přítomností paliva. Pokud se jedná o zážehové motory, tak problém je hlavně v nízkém pH, v případě vznětových je mazací schopnost narušována přítomností sazí. Narušení olejového filmu však nepředstavuje jedinou příčinu takto velkých třecích ztrát v této oblasti. Dalším negativním faktorem je zde velmi vysoký spalovací tlak, který "tlačí" kroužky na stěnu válce.[8]

Jak už bylo zmíněno výše, tak při pohledu na problematiku popisu konstrukce motoru vzhledem k oblastem vzniku největší mechanických ztrát, budou získány ucelené skupiny komponent, na které je třeba se zaměřit detailněji [8]:

- **pístní skupina** - píst, pístní kroužky, pístní čep, válec, (někdy je také pístní skupina označována jako součást klikového mechanismu),
- **klikový mechanismus** - ojnice, klikový hřídel, ložiska klikového hřídele uložená ve skříni motoru,
- **vačkový mechanismus** - vačkový hřídel, zdvihátko, vahadlo,
- **pomocná zařízení.**

Cílem této práce je poukázat na oblasti, ve kterých dochází ke vzniku největších mechanických ztrát se zaměřením na klikový mechanismus spalovacího motoru. Z tohoto důvodu budou hlavními body zájmu zejména pístní skupina a klikový mechanismus.



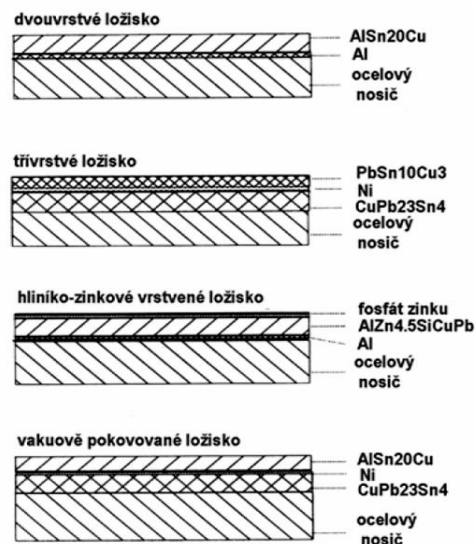
2 POPIS KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ KLUZNÝCH LOŽISEK A VÁLCŮ SPALOVACÍHO MOTORU

Stěny válců a kontaktní plochy kluzných ložisek tvoří ve spalovacím motoru oblasti, kde se vytváří během pracovního oběhu převážná část mechanických ztrát. Je proto více než vhodné se na tyto konstrukční prvky zaměřit detailněji.

2.1 KLUZNÁ LOŽISKA

U motorů čtyřdobých, na které se tato práce zaměřuje, se převážně používají ložiska kluzná. Kluzná ložiska lze napojit na cirkulační oběh tlakového oleje, tudíž lze snadno dosáhnout hydrodynamického mazání, které se vyznačuje nízkými hodnotami opotřebení a tedy velmi dlouhou životností stýkajících se součástí, mezi nimiž je tento druh mazání realizován. Další výhodou těchto ložisek je mnohem tišší chod v porovnání s ložisky valivými.

Podle orientace sil, které ložisko namáhají, se rozdělují na axiální (síla rovnoběžná s osou rotace ložiska), radiální (síla kolmá na osu rotace) a kombinovaná, která přenášejí síly obou orientací.[1][39]



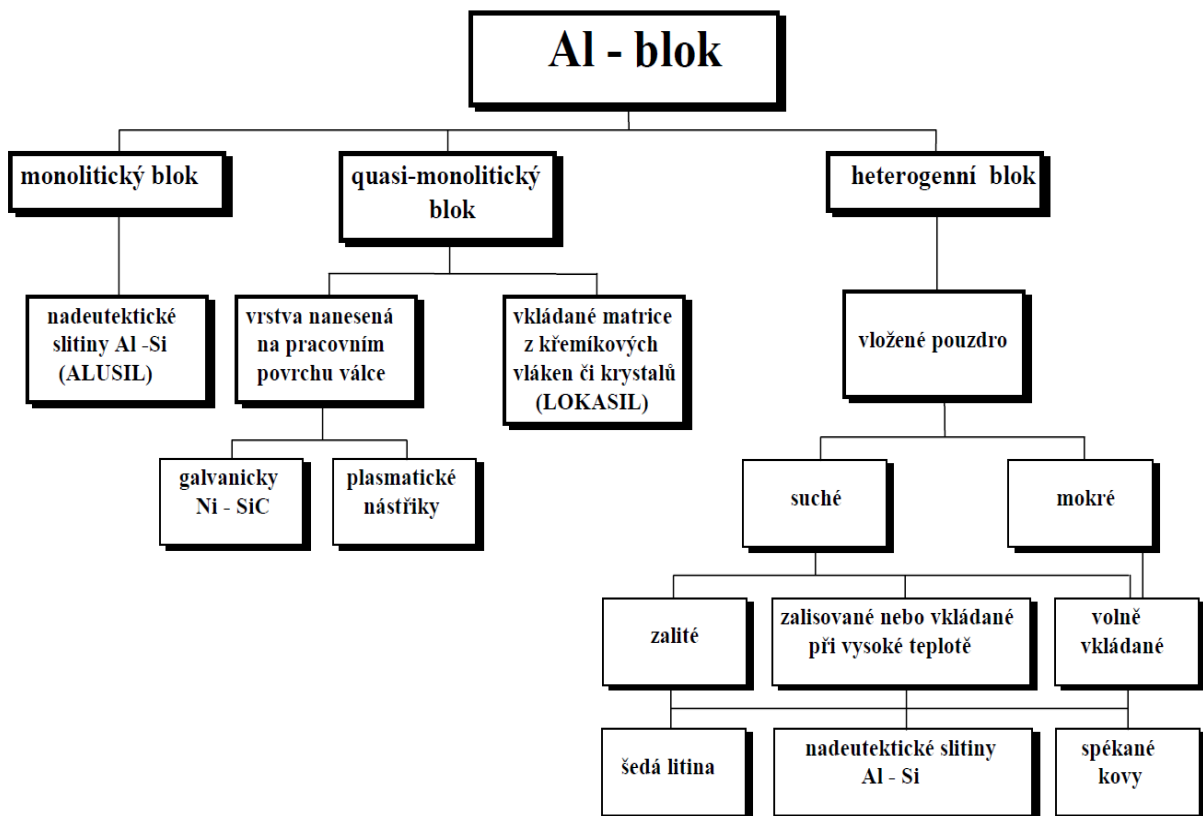
Obr. 7 Vícevrstvé kluzné ložisko.[39]

Ložiska axiální se ve spalovacím motoru vyskytují minimálně, za to radiální a kombinovaná jsou užívána velmi často. Radiální kluzná ložiska jsou například používána u klikového hřídele jak na hlavní, tak na ojnicí ložiska. Konstrukce těchto ložisek je většinou kompozitní a vyrábějí se ze dvou, tří, nebo i více materiálů. Na Obr. 7 jsou znázorněny jednotlivé vrstvy v kompozitních ložiscích, respektive ložiskových pánvích. Taktéž se pro kluzná ložiska používají bronzové slitiny, které mají výborné kluzné vlastnosti. Hlavním cílem u kluzných ložisek je udržet kapalinné tření po celou dobu provozu. Samozřejmě mimo dobu rozběhu a doběhu motoru, kde je to těžko realizovatelné. V těchto fázích se v ložiscích dosahuje mezného, nebo smíšeného mazání. Pro dosažení souvislé vrstvy oleje mezi součástmi ve vzájemné interakci se vytvářejí nejen u kluzných ložisek, ale i u stěn válců různé textury, které zabraňují stékání a stírání oleje z povrchu a vytvářejí zásobníky oleje. Ten na těchto plochách ulpívá a vytváří souvislou vrstvu o tloušťce cca 0,025 μm . [1][39]



2.2 VÁLEC

Jedna z hlavních součástí spalovacího motoru, jež se podílí na vzniku značné části mechanických ztrát, je bezpochyby válec. Ten může být tvořen samotným blokem motoru (monolitický blok) nebo vloženým pouzdrům v bloku motoru (heterogenní blok). Jelikož stále větší roli při navrhování pohonné jednotky hraje její hmotnost, stává se litina pro konstruktéry a technology nezajímavým materiálem, který najde své uplatnění už jen ve stavebních strojích, zemědělských strojích apod. Bloky motorů se tedy odlévají výhradně z hliníkových slitin. Hliník, respektive jeho slitiny však nemají příliš dobré tribologické vlastnosti, tudíž se do bloku vkládají již zmiňované pouzdra nebo se ve válci vytváří různé povlaky (výjimkou jsou bloky ze slitiny Al-Si). Materiály pouzder jsou buď šedá litina, nadeutektické slitiny Al-Si, nebo spékané prášky různých kovů. Na Obr. 8 je znázorněno schéma, které popisuje konstrukci jednotlivých druhů bloku motoru.[39]



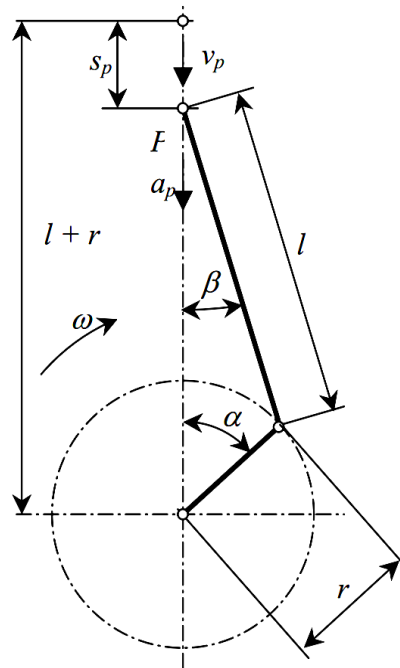
Obr. 8 Konstrukční řešení bloku motoru z Al slitiny.[39]



3 SÍLY PŮSOBÍCÍ VE SPALOVACÍM MOTORU

3.1 KINEMATIKA A DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Během spalování směsi vzniká velké množství spalin o vysokém tlaku, které při expanzi působí na píst. Skrze píst dochází k přenosu tohoto silového působení na pístní čep, ojnici a klikový hřídel. Silové působení vytváří posuvný pohyb pístu, který je za pomoci klikového hřídele převáděn na pohyb rotační. Tento proces je možné znázornit v kinematickém schématu (viz Obr. 9).[33]



Obr. 9 Kinematické schéma klikového mechanismu.[33]

Kde:

α [°]	značí úhel pootočení kliky od počáteční polohy,
β [°]	značí úhel odklonu ojnice od osy válce,
S_p [mm]	je dráha pístu,
r_{kl} [mm]	je poloměr klikového hřídele,
l [mm]	je délka ojnice,
ω [rad.s ⁻¹]	je úhlová rychlost klikového hřídele.

Dráhu pístu lze vyjádřit jako funkci úhlů alfa a beta dle následujícího vztahu [33]:

$$S_p = l + r_{kl} - l \cdot \cos \beta - r_{kl} \cdot \cos \alpha [\text{mm}] \quad (5)$$

Rychlost a zrychlení pístu lze zapsat následujícími vztahy [33]:

$$v_p = \frac{dS_p}{dt} = \frac{dS_p}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dS_p}{d\alpha} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (6)$$

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} = \frac{dv_p}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dv_p}{d\alpha} [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]. \quad (7)$$

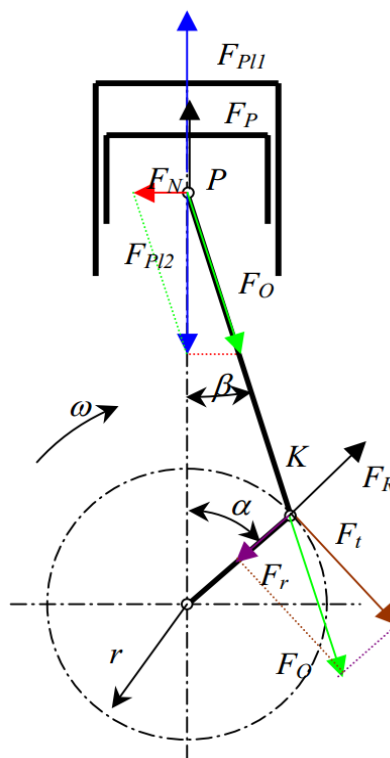


Kde:

v_p [m.s⁻¹] je rychlost pístu,
 a_p [m.s⁻²] je zrychlení pístu,
 ω [rad.s⁻¹] je úhlová rychlost klikového hřídele.

3.2 SILOVÉ PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Během pohybu pístu dochází k vlastnímu vzniku třecích ztrát, což je u všech pohybujících se kontaktních dvojic způsobeno silovým působením, které je dvojího charakteru. Přetlak spalin způsobuje tzv. **primární silové působení** a setrvačné síly pohybujících se součástí způsobují tzv. **sekundární silové působení**. [33]



Obr. 10 Schéma silového působení v klikovém mechanismu. [33]

3.2.1 PRIMÁRNÍ SÍLY

Na Obr. 10 jsou znázorněny spolu s dalšími silami dvě stejně velké síly F_{pl1} a F_{pl2} , které jsou způsobeny tlakovým působením spalin. Sílu působící na píst (F_{pl2}) lze rozložit ve směru osy ojnice na sílu F_O a ve směru kolmém na osu válce na sílu F_N . Síla F_N způsobuje spolu s tlakem spalin třecí ztráty mezi pístními kroužky a stěnou válce, je tedy cílem všech konstruktérů tuto sílu co nejvíce redukovat (viz. kapitola 5.4.2). [33]

Pokud sílu F_O přesuneme v rámci osy ojnice do místa spojení ojnice s klikovým hřídelem (klikový čep), lze ji rozdělit na sílu radiální F_r směřující k ose otáčení klikového hřídele a na sílu tečnou F_t , která je na tuto sílu kolmá. Síla F_t způsobuje na rameni kliky r krouticí moment M_k motoru, který je dán následujícím vztahem [33]:



$$M_k = F_t \cdot r [N \cdot m] \quad (8)$$

Dále platí že [33]:

$$F_t = F_{pl} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} [N] \quad (9)$$

$$F_{pl} = F_{pl1} = -F_{pl2} [N] \quad (10)$$

3.2.2 SEKUNDÁRNÍ SÍLY

Setrvačné síly a to jak od součástí konající posuvný pohyb (píst), tak od součástí konající rotační pohyb (kliková hřídel) způsobují sekundární silové zatížení v celém klikovém mechanismu. Rotující hmoty m_r pak způsobují zatížení F_R , které je dáno vztahem [33]:

$$F_R = m_r \cdot r \cdot \omega^2 [N] \quad (11)$$

Jak je patrné z Obr. 10, tak síla F_R působí pouze ve směru radiálním a tangenciální složka je při $\omega = konst.$ nulová. Hmoty m_p konající pohyb posuvný způsobují v ose válce proměnné silové zatížení F_p , které lze vyjádřit následujícím vztahem, jako funkci proměnné alfa [33]:

$$F_p = m_p \cdot a_p \cong m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_k \cdot \cos 2\alpha) [N] \quad (12)$$

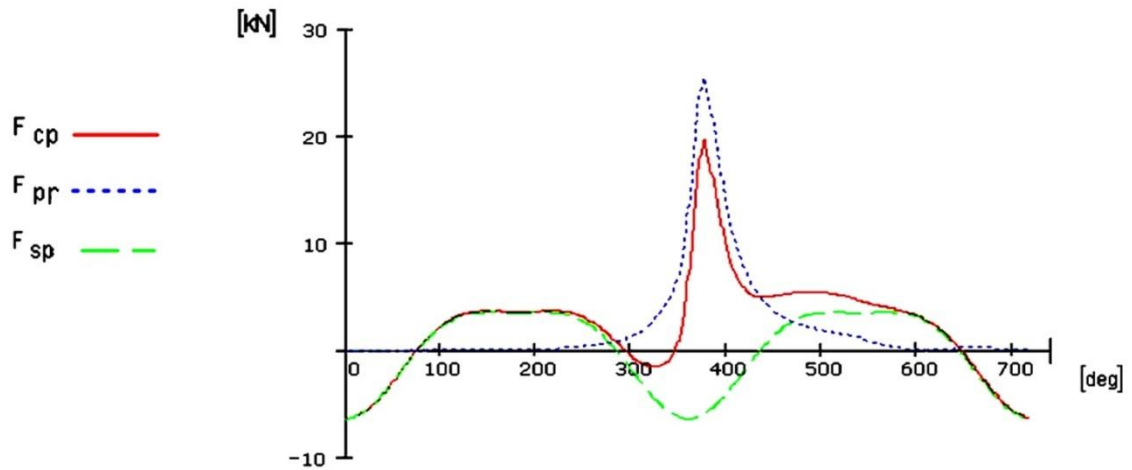
Kde:

$\lambda_k [-]$ je klikový poměr,
 $\lambda_k = r/l [-]$ $\lambda \in <0,16; 0,34>$.

Ze vztahu (12) vyplývá, že setrvačné síly od posouvajících se součástí mají značně proměnný charakter a nelze je tedy tak snadno vyrovnávat protizávažím (vyvažovat), za to setrvačné síly od rotujících součástí mají stále stejnou velikost. U těchto součástí je pak vyvažování mnohem jednodušší. Nevyvážené setrvačné síly způsobují vibrace motoru, které značně snižují jízdni komfort, což je u dnešních pohonných jednotek skoro nemyslitelné.[33]



3.2.3 GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ SILOVÉHO PŮSOBNÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU



Obr. 11 Schéma silového působení v klikovém mechanismu v závislosti na natočení klikového hřídele.[33]

Kde:

F_{cp} [N] vyjadřuje výslednou sílu,
 F_{pr} [N] vyjadřuje primární sílu,
 F_{sp} [N] vyjadřuje sekundární sílu.



4 MECHANISMUS VZNIKU TŘECÍCH ZTRÁT

4.1 COULOMBŮV ZÁKON

Tato problematika bude zaměřena zejména na tření smykové, protože ve spalovacích motorech tento druh tření naprosto převládá. Tímto stochastickým jevem se již v 15. století zabýval Leonardo da Vinci, avšak až v roce 1799 jej Coulomb podložil řadou experimentů a stanovil vztah pro výpočet součinitele tření μ jako funkci třecí síly $F_{tř}$ (působí proti směru pohybu) a síly přítláčné (normálové) F_{Np} , která působí kolmo na podložku (kolmo na směr pohybu součásti). Tato závislost se nazývá Coulombův zákon tření a je definována vztahem [2]:

$$\mu = \frac{F_{tř}}{F_{Np}} [-] \quad (13)$$

Kde:

$\mu [-]$ je součinitel tření,
 $F_{tř} [N]$ je třecí síla,
 $F_{Np} [N]$ je přítláčná síla.

Coulombův zákon byl doplněn o dvě poučky. První stanovuje, že třecí síla nezávisí na velikosti styčné plochy dvou těles ve vzájemné interakci. Druhá poučka říká, že tření statické (za klidu) je větší než tření dynamické (za pohybu). První poučka však platí pouze v případě ideálně tuhých těles a při zanedbání opotřebení a deformací, což je ale v případě reálného spalovacího motoru naprosto nepoužitelný stav.[1][2]

4.2 SOUČINITELE TŘENÍ

Při hodnocení kluzných vlastností daných materiálů, respektive povrchů je nejdůležitějším parametrem jejich koeficient tření, který se měří při vzájemném kontaktu. To se provádí v páru zkušební tělíska a zkušební disk. Jak již bylo v předchozích kapitolách zmíněno, tak je důležité rozlišovat koeficient tření statický (nulová relativní rychlost povrchů) nebo dynamický (nenulová relativní rychlost povrchů).

4.2.1 MĚŘENÍ SOUČINITELE TŘENÍ

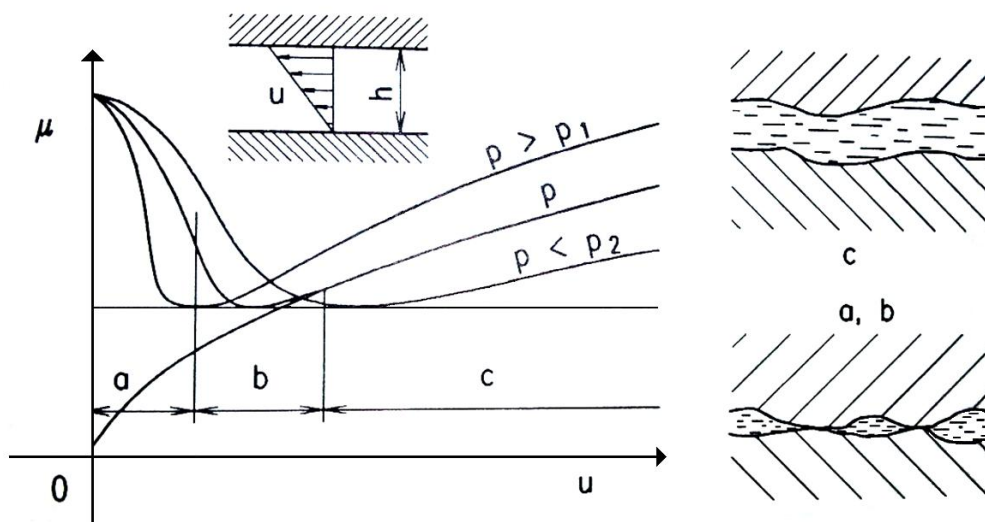
Zkoušky, během kterých se měří tato tribologická charakteristika, se provádějí nejčastěji na tribometru. Jeho nejdůležitější částí je elasticky ohebné rameno, ve kterém je přípravek na upevnění zkušební tělíska a sklíčidlo, do kterého se upevňuje zkušební disk. Zde je možné libovolně nastavovat přítláčnou sílu, kterou působí zkušební tělíska na disk, a nastavovat lze i otáčky disku. Pokud je tribometr doplněn o přídatné zařízení na ohřev, tak i teplotu. Na základě těchto různorodých fyzikálních podmínek, během kterých se samotný experiment provádí, lze vytvářet různé závislosti a z nich vyvozovat závěry. Princip určení součinitele tření spočívá v měření výchylky ramene, o kterou se prohne a to nejčastěji za pomoci tenzometrů. Název zkoušky je odvozen od tělíska (Pin) a disku tedy anglicky "Pin on disc".[15]

4.3 ZÁVISLOST SOUČINITELE TŘENÍ NA RYCHLOSTI

Tření lze obecně definovat jako odpor proti pohybu, který nabývá největších hodnot při nulové vzájemné rychlosti povrchů součástí (statické tření). Celkové pasivní účinky jsou dány



součtem přínosů od jednotlivých kontaktních dvojic. Následující graf, který obsahuje tzv. Stribeckovy křivky zobrazuje závislost součinitele tření μ (který také reprezentuje výši výsledného odporu proti pohybu) na rychlosti relativního pohybu u . Křivky na Obr. 12 také názorně demonstrují, jak velký je rozdíl ve velikosti součinitele statického a dynamického tření.[1]

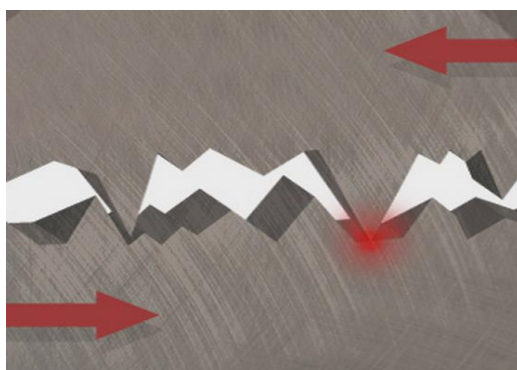


Obr. 12 Stribeckovy křivky udávající závislosti součinitele tření μ na rychlosti u při různých hodnotách tlaku p . [1]

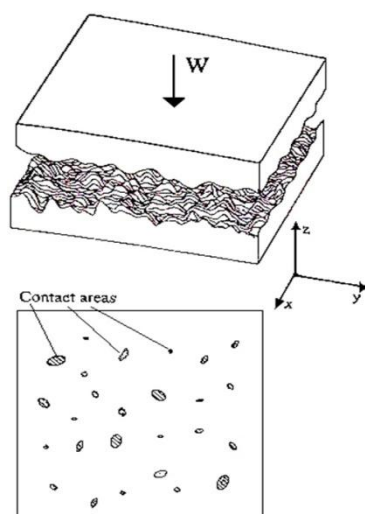
4.4 TRIBOLOGICKÝ SYSTÉM

Při řešení problematiky tření je potřebné na stykové povrchy nahlížet jako na elementární třecí plošky, které pomohou výrazněji vyniknout topografii stykových ploch.

Jak je patrné z Obr. 13 a Obr. 14, tak vrcholky nerovností stýkajících se těles mají velmi malou plochu, tudíž v nich vzniká v důsledku vnějšího zatížení velké napětí. V místech kontaktu vznikají od tohoto napětí lokální mikroplastické deformace a dochází k přilnutí obou povrchů k sobě, k čemuž přispívají adhezní síly působící mezi danými povrchy. Odpor, který klade toto přilnutí při jeho porušování, lze definovat jako statické tření, což vysvětluje druhou poučku Coulombova zákona (13). [1]



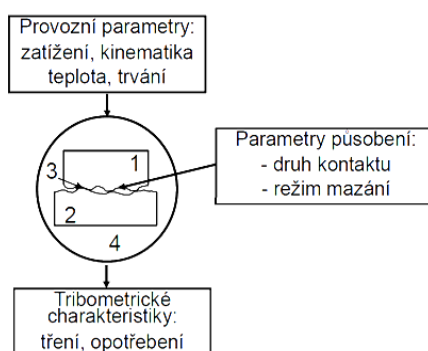
Obr. 13 Pohled na stykové plochy na mikroskopické úrovni. [40]



Obr. 14 Skutečné kontaktní oblasti stýkajících se těles.[2]

Vědní obor zabývající se studiem tření, opotřebení, mazání apod. se nazývá tribologie a to od řeckých slov "tribos" a "logos", což lze volně přeložit jako "věda" a "tření". Stykové plochy na Obr. 13 a Obr. 14 lze popsat jako **tribologický systém** nebo jako **třecí uzel**, což je ve své podstatě totožné. Tribologický systém znázorňuje následující schéma.[30]

Tribologický systém (třecí uzel)



Struktura tribologického systému:

- pevné těleso 1, 2
- médium v zóně kontaktu 3
- okolní prostředí 4

Obr. 15 Tribologický systém.[37]

Ze schématu na Obr. 15 je patrné, že velikost třecích ztrát je přímo závislá hned na několika parametrech. Vybrané parametry jsou detailněji popsány v následujících podkapitolách.

Parametry ovlivňující velikost třecích ztrát [37]:

- velikost a způsob zatěžování,
- teplota kontaktních ploch,
- délka trvání samotného kontaktu,
- druh kontaktu,
- režim mazání.



4.5 REŽIMY MAZÁNÍ

Závislost součinitele tření na rychlosti u mazaných kontaktních dvojic udávají tzv. Stribeckovy křivky znázorněné na Obr. 12. Tyto křivky jsou rozděleny na tři oblasti, a to podle režimu mazání, které mezi povrchy nastává. Podrobnější zobrazení kontaktu je znázorněno v detailech a, b, c.

4.5.1 MEZNÉ MAZÁNÍ

Oblast *a* je oblastí mezného mazání. U mezného mazání dochází ke vzájemnému kontaktu výstupků nerovností povrchu. V místech prohlubní topografie povrchu je (viz Obr. 12 a) přítomno mazivo o velmi tenké vrstvě, kterou lze považovat za mezný mazací film. Složitými experimenty lze dokázat, že jisté mazací účinky mají i oxidy a nečistoty, které jsou přítomny na povrchu stýkajících se těles. Tuto vrstvu oxidů a jiných nečistot lze pak považovat za meznou mazací vrstvu také. Prozatím je to však velmi pokrokový mechanismus mazání a lze ho uplatnit jen na úrovni vývoju různých samomazných ložisek apod.[37]

4.5.2 SMÍŠENÉ MAZÁNÍ

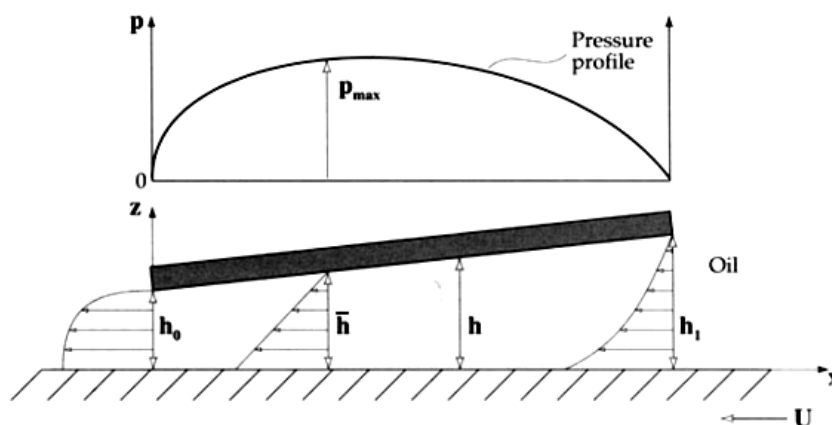
Druhou oblastí je oblast *b*, ve které se nachází mazání smíšené. Během tohoto mazání dochází stejně jako v případě mezného mazání k přímému kontaktu vrcholů nerovností. V těchto lokálních oblastech dochází k meznému mazání. V místech, kde nedochází ke kontaktu, je povrch vyplněn mazivem a dochází zde ke kapalinnému tření. Kombinují se zde tedy dva různé režimy mazání.[17][37]

4.5.3 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Poslední oblastí ve Stribeckově křivce je oblast *c*, kde se nachází mazání kapalinné, neboli hydrodynamické. Během tohoto režimu mazání jsou povrchy zcela odděleny mazivem a jsou tedy v kontaktu jen skrze toto médium. Tento druh mazání se vyznačuje malými součiniteli tření, velmi nízkými hodnotami opotřebení stýkajících se povrchů a schopností tlumit rázy a vibrace. To vše zaručuje velmi dlouhou životnost a vyvážený chod součástí, mezi nimiž je tento druh mazání realizován.[37]

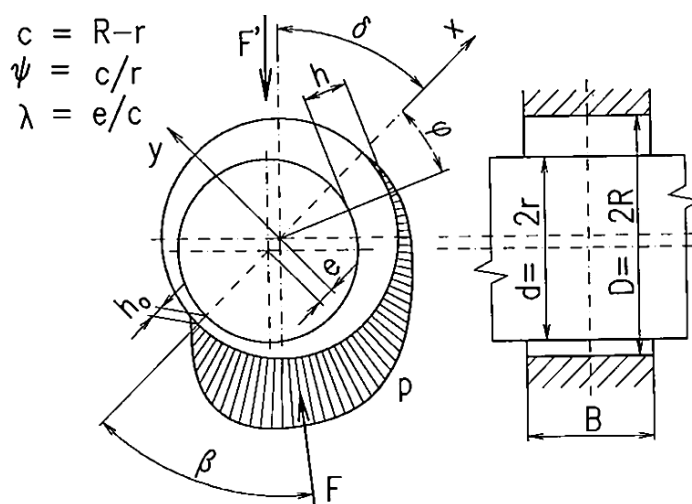
Aby bylo dosaženo hydrodynamického mazání, musí být splněny dva základní předpoklady [37]:

- třecí povrchy musí být v relativním pohybu, přičemž rychlost tohoto pohybu musí být natolik velká, aby bylo dosaženo požadované únosnosti mazacího filmu,
- třecí povrchy musí být vzájemně skloněné tak, aby vytvářely mezi sebou klínovou mezeru (rovinné plochy),
- třecí povrchy musí mít vůči sobě jistou excentricitu (válcovité plochy).



Obr. 16 Schéma klínové mezery realizované při hydrodynamickém mazání.[37]

Ve spalovacích motorech se klínová mezera vytváří převážně mezi dvěma válcovými povrchy, tedy při uložení čepu radiálního HD ložiska v její pánvi. Na Obr. 17 je zobrazena taková klínová mezera, která ve své podstatě funguje jako pumpa, jež pumpuje pod čep mazivo a vytváří pod ním mazací film o patřičném tlaku. Tento "pumpující" účinek způsobuje jistá excentricita e . [1]



Obr. 17 Schéma klínové mezery mezi čepem a pánví radiálního HD ložiska.[1]

Kde:

e [mm]	je excentricita čepu,
r [mm]	je poloměr čepu,
R [mm]	je poloměr pánve ložiska,
c [mm]	je ložisková vůle,
ψ [-]	je relativní ložisková vůle,
λ [-]	je relativní excentricita čepu.



Čím větší tlak p_h je v mazivu vytvořen, tím větší je únosnost ložiska. Proces vzniku hydrodynamického tlaku v klínové mezeře radiálního hydrodynamicky mazaného ložiska je matematicky popsán Reynoldsovou ložiskovou rovnicí [1]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \cdot \frac{\partial}{\partial \xi} \left(H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \xi} \right) = 6 \cdot \left[\frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2}{\omega} \cdot \frac{\partial H}{\partial t} \right] \quad (14)$$

Kde:

Π [-] je bezrozměrná tlaková funkce pro stacionární kluzné ložisko,

$$\Pi(\varphi, \xi) = \frac{p_h \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_c} [-] \quad (15)$$

p_h [Pa] je hydrodynamický tlak ve vrstvě pod čepem kluzného ložiska,

η [mm²·s⁻¹] je kinematická viskozita maziva,

ω_c [rad·s⁻¹] je úhlová rychlost čepu,

φ [-] je bezrozměrná souřadnice (užívající se pro zjednodušení výpočtu),

$$\varphi = \frac{x}{R} [-] \quad (16)$$

R [mm] je poloměr pánve kluzného ložiska,

x [mm] je souřadnice posunutí ve směru osy x ,

ζ [-] je bezrozměrná souřadnice (užívající se pro zjednodušení výpočtu),

$$\xi = \frac{z \cdot 2}{B} [-] \quad (17)$$

B [mm] je šířka pouzdra ložiska,

z [mm] je souřadnice posunutí ve směru osy z ,

D [mm] je průměr páve kluzného ložiska,

H [mm] je bezrozměrná tloušťka spáry,

$$H = 1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi [-] \quad (18)$$

ε [-] značí relativní excentricitu.

$$\varepsilon = \frac{e}{c} [-] \quad (19)$$

První člen pravé strany Reynoldsovy ložiskové rovnice vyjadřuje vliv zužující se spáry při rotaci čepu a druhý člen pravé strany vyjadřuje vliv změny tloušťky spáry s časem.[1]

Ve spalovacích motorech je olej do ložisek dodáván kanálky, které vedou skrze součást (kliková hřídel, vačková hřídel, ojnice apod.) a vytéká otvory, které je možno vidět na Obr. 6 u klikového hřídele motoru Mazda. Výhodou mazání tlakovým olejem je neustále se obměňující olejová náplň, která se filtruje a mnohdy i chladí, což zaručuje dlouhou životnost oleje. Jelikož při přehřívání minerálních olejů nad 130 °C dochází k jejich degradaci, je jejich

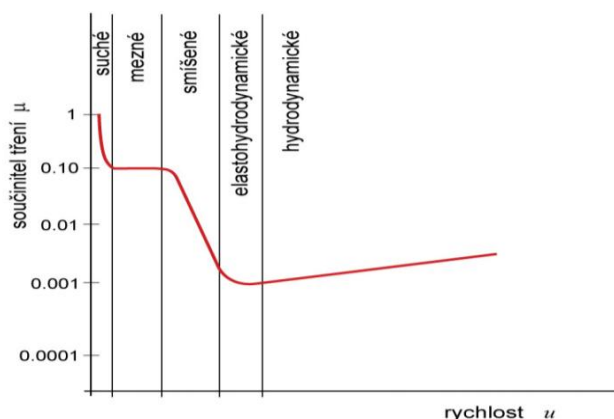


chlazení velmi důležité. Pro čerpání maziva se používá ve většině případů zubové čerpadlo, které nasává olej ze skříně a dodává ho o tlaku řádově 0,3 až 0,6 MPa.[6]

4.5.4 OSTATNÍ REŽIMY MAZÁNÍ

V praxi se vyskytují další dva mechanismy tření respektive mazání, mezi které patří:

- **suché tření:** Zde dochází k přímému kontaktu vrcholků nerovností, mezi nimiž nejsou přítomny žádné mastnoty, nečistoty a oxidy. Jedná se o nejvíce destruktivní způsob kontaktu, který i při malých stykových rychlostech vede ke značnému opotřebení obou povrchů.[37]
- **elastohydrodynamické mazání:** Tento druh mazání, se u konformních styků těles (stykové plochy s podobným poloměrem zakřivení např. kluzná ložiska) vyskytuje jen zřídka. Aby bylo možné dosáhnout elastohydrodynamického mazání i u konformních styků, musí být zatížení ložiska enormně vysoké. V pásmu tohoto režimu mazání se vyskytují styky nekonformních těles, což jsou interakce jednotlivých segmentů valivých ložisek s jejich vnitřními a vnějšími kroužky. Dále se tento druh mazání vyskytuje u styku dvou ozubených kol, vačky a zdvihátka apod. Jak už sám název napovídá, tak zde dochází k elastickým deformacím stýkajících se povrchů, jejichž deformace jsou řádově stejně velké jako tloušťka hydrodynamického filmu.[37][11]



Obr. 18 Stribeckova křivka udávající závislost součinitele tření μ na rychlosti.[37]

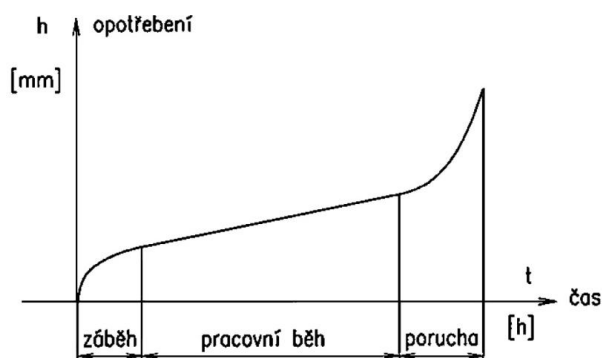
4.6 OPOTŘEBENÍ

Přímým důsledkem kluzného tření nejsou jen mechanické ztráty, ale i opotřebení, které může mít různý charakter. To má podobu různých plastických deformací, rozrývání a jiných destruktivních procesů vedoucích až k vyřazení součásti z provozu.[30]

V místě styku nedochází pouze k plastickým deformacím vrcholků nerovností, ale i k elastickým deformacím. Dále zde dochází k porušení ochranné oxidické vrstvy a vzniku adhezních spojů. Tyto spoje lze označit jako mikro svary, které je nutno usmýknout pro uvedení, respektive udržení tělesa v pohybu. Velký počet těchto mikro svarů na kontaktních plochách klade při jejich porušování značný odpor, čímž lze vysvětlit výši třecích ztrát při suchém tření. Během usmýkávání nastává přenos částic materiálu z jednoho povrchu na druhý

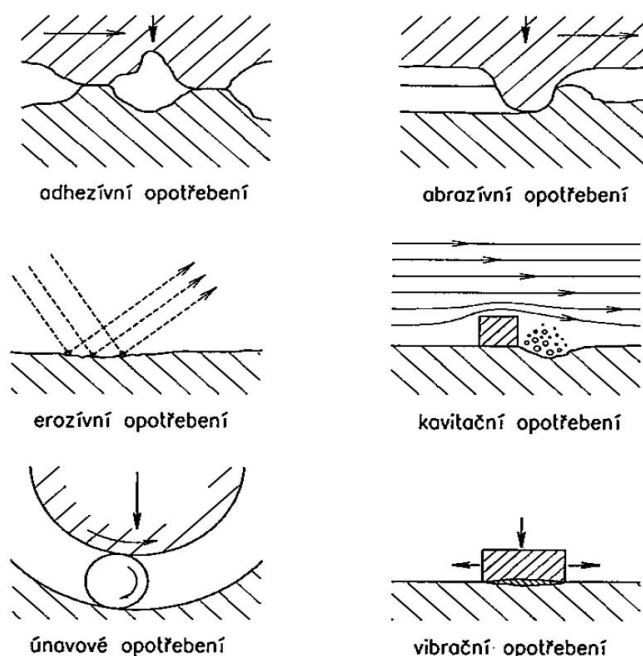


a to vlivem uvolňování částic z obou povrchů. Tomuto druhu opotřebení se říká **adhezivní opotřebení**. [1]



Obr. 19 Křivka opotřebení. [1]

U drsnějších povrchů je proces opotřebení zcela odlišný, zde se realizuje zaklínění nerovností obou povrchů do sebe a odřezávání výčnělků, nebo vytváření rýh. Rýhy se zákonitě vytváří tvrdším materiálem v materiálu měkčím. Tento druh opotřebení se nazývá jako **abrazivní opotřebení**. Výsledná třecí síla je pak určena jako součet adhezivní smykové síly a abrazivní síly rycí. Rycí síla by však u spalovacích motorů neměla vůbec figurovat. Pokud by zde totiž docházelo k abrazivnímu opotřebení, tak by bylo zřejmé, že s motorem není něco v pořádku a destrukce činných ploch by pak byla jen otázkou času. [1]



Obr. 20 Druhy opotřebení. [1]

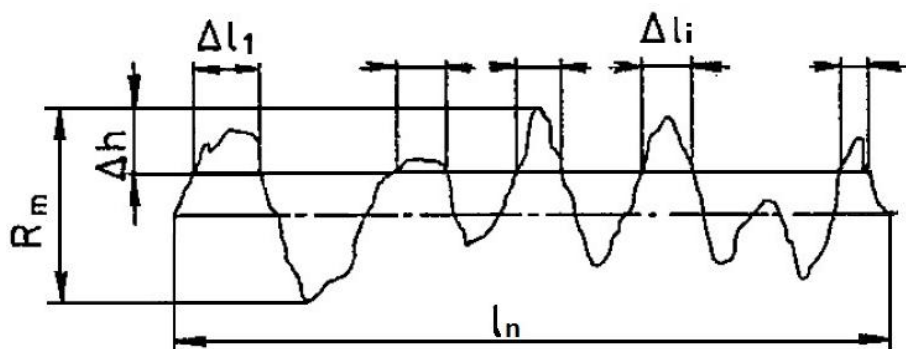


Ostatní druhy opotřebení jsou znázorněny na Obr. 20. Pro problematiku, kterou se zabývá tato práce jsou nejdůležitější dva již zmiňované mechanismy vzniku opotřebení. Určité zastoupení u spalovacích motorů má i únavové opotřebení tzv. Pitting, jež se týká valivých ložisek. Nejvíce namáhaná ložiska a ložiska ve kterých dochází ke třecím ztrátám jsou však ložiska kluzná.

4.7 NOSNÝ PODÍL POVRCHU

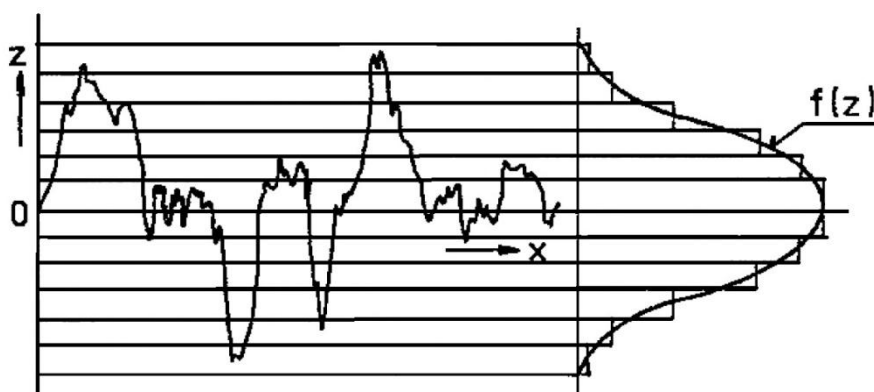
Jak již zde bylo v předchozích kapitolách několikrát zmíněno, tak při kontaktu dvou povrchů těles dochází k různým plastickým a elastickým deformacím vrcholků nerovností. Pokud jsou povrchy dostatečně tuhé a zatížení je konstantní, tak se velikost kontaktní plochy ustálí na určité hodnotě. Tato plocha se označuje jako nosný podíl povrchu a její velikost je dána součtem všech elementárních stykových plošek, které tvoří deformované vrcholky nerovností.[3]

Součet těchto stykových plošek vzrůstá s normálovým zatížením styku těles. Délka nosné plochy l_n je vyjádřena jako suma délek úseků Δl_i , které jsou situovány v určité vzdálenosti Δh od nejvyššího vrcholku nerovnosti $\Delta h_{max}=R_m$. Čerchovaná čára v Obr. 21 značí střední čáru profilu nerovností, ke které se ve výpočtech vztahuje vzdálenost třecích povrchů.[3]



Obr. 21 Nosná délka profilu.[3]

Rozšíření této úvahy na oblast plochy je realizováno za pomoci tzv. bezrozměrných relativních ploch. Do vztahů pro výpočet těchto ploch vstupují parametry, které lze určit za pomoci Abbotovy nosné křivky. Tento způsob výpočtu nosného podílu povrchu je však značně orientační. Pro reálnou úlohu se používají statistická vyhodnocení, která spočívají ve vyjádření povrchové nerovnosti distribučními funkcemi jejich výšek, nebo hustotou pravděpodobnosti jejich rozložení.[3]



Obr. 22 Hustota pravděpodobnosti výšek nerovností.[3]

Tuto hustotu pravděpodobnosti lze popsat histogramem rozložení výšek nerovností (viz Obr. 22), s jehož pomocí lze kromě střední aritmetické drsnosti povrchu R_a , výšky nerovnosti profilu z deseti bodů R_z a největší výšky nerovností R_m získat následující statistické údaje [3]:

- parametry funkce hustoty pravděpodobnosti a střední čáry profilu,
- frekvenční charakteristiku profilu povrchu (tj. rozteče nerovností a počty vrcholů i prohlubní),
- tvarovou charakteristiku profilu povrchu (tj. střední úhel sklonu nerovností, poloměr zaoblení vrcholů a nerovností atd.).



5 HLAVNÍ FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VÝŠI MECHANICKÝCH ZTRÁT

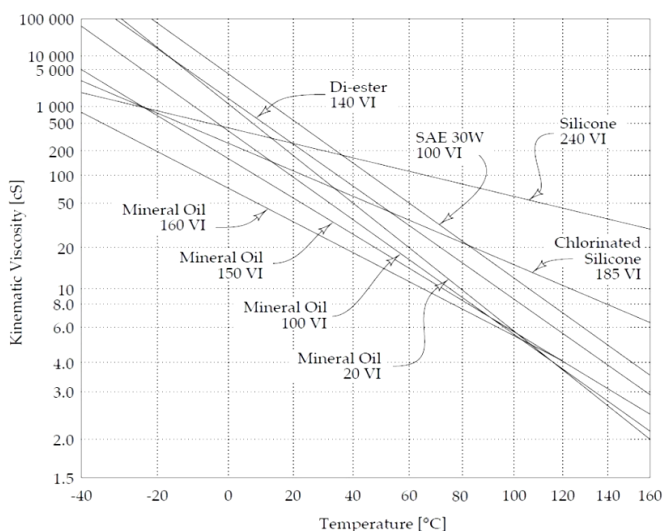
5.1 VLIV VÝKONNOSTI MAZIVA

5.1.1 HLAVNÍ ÚKOL MAZIVA

Mezi hlavní úkoly mazacího oleje spalovacích motorů patří snižování třecích ztrát a to tím způsobem, že vytváří mezi vzájemně se pohybujícími součástmi vrstvu, která udržuje pokud možno za každých podmínek kapalinné tření. To však není vždy možné a to hlavně z důvodů malých relativních rychlostí stýkajících se povrchů. Dalšími úkoly olejové vrstvy je odvádět teplo z ložisek a vysoce tepelně namáhaných pístů, dotěsnit spalovací prostor, zbavovat kontaktní plochy nečistot od otěru a spalování, tlumit vibrace a konzervovat v pracovních přestávkách vnitřní strany motoru.[5][8]

5.1.2 VISKOZITA MAZIVA

Základní vlastností charakterizující chování oleje je jeho viskozita. Tento parametr vyjadřuje míru vnitřního tření v samotném oleji a přímo ovlivňuje únosnost olejového filmu. Pokud je viskozita příliš vysoká, tak mazivo výrazně snižuje mechanickou účinnost pohonné jednotky, omezuje průchod oleje ložiskem a třecí práce (která je dosti značná) zvyšuje jeho provozní teplotu. U olejů s extrémně nízkou viskozitou je nepříznivých vlivů mnohem méně, za to jsou dosti podstatné. Tím nejvýznamnějším je malá mazací schopnost. V tom případě by olej nesplňoval jeho zásadní úkol a to zaručovat kapalinné tření v kontaktních dvojicích. Oleje s menší viskozitou mají na rozdíl od těch vysoko viskózních mnoho výhod, mezi které patří lepší chladicí účinek, vytváření o mnoho méně úsad ve spalovacím prostoru a lepší čisticí účinky.[8]



Obr. 23 Závislost kinematické viskozity η na teplotě.[11]

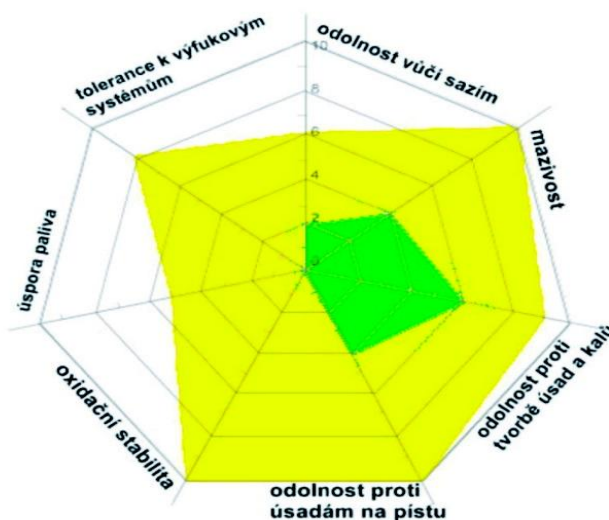
Viskozita má tendenci s rostoucí teplotou klesat, pokles však není u všech olejů stejný (viz. Obr. 23). Pro spalovací motor je však vhodné, aby závislost na teplotě byla co nejmenší. Je totiž velmi důležité, aby byly zaručeny vynikající mazací schopnosti oleje i při vysokých teplotách a zároveň aby olej nekladl příliš veliký odpor při zimních startech, kdy teplota oleje



je hluboko pod nulou. Pro správnou funkci a hlavně efektivní běh pohonné jednotky je důležitá kinematická viskozita oleje při 180°C, kdy nesmí klesnout pod určitou hodnotu.[8]

5.1.3 SOUČASNÉ METODY SNIŽUJÍCÍ MECHANICKÉ ZTRÁTY

V dnešní době jsou v hojné míře preferovány oleje s co možná nejmenší viskozitou, což má pozitivní vliv především na mechanické ztráty a to hlavně z důvodů malých smykových napětí v samotném mazivu. Vývoj a výzkum v oblasti technologie zpracování ropných produktů zaznamenal během posledních cca 15-ti let obrovský pokrok.[38]



Obr. 24 Diagram vývoje výkonnosti maziv, kde zelená oblast označuje motorový olej z roku 1997 a žlutá oblast olej z roku 2012.[38]

Výkonnost maziv se spolu s pokročilými technologiemi dostala na mnohem vyšší úroveň, než tomu bylo dříve. Jedna z olejových přísad, která značně zmenšuje opotřebení, je zinkový dialkyldithiofosfát tzv. ZDDP, jež vytváří na povrchu mazaných součástí ochranný film. Ten zmenšuje odpor při tření a tím pádem i opotřebení kontaktních dvojic. Existuje však mnoho takovýchto přísad, které mají za úkol vytvářet stálý olejový film, který za pomoci absorpčních sil ulpívá na površích uvnitř spalovacího motoru. Takovéto přísady se nazývají modifikátory tření.[19][41]

To vše by se na první pohled jevilo jako snadná cesta k navržení velmi účinného zařízení. Bohužel tomu tak ale není. Hlavními překážkami v této cestě jsou přísné ekologické předpisy, které zásadně upravují složení olejů a prodloužené servisní intervaly stanovené výrobcem.[38]

Pokud se jedná o servisní intervaly, tak ty se z původních 15 000km zdvojnásobily na hodnotu 30 000km, což představuje pro olej mnohem vyšší zátěž v podobě velkého počtu nečistot, které musí pojmout. I když jsou moderní tzv. long life oleje na značné zatížení konstruovány, tak jejich mazací a ochranné schopnosti jsou na samém okraji požadavků, které jsou na ně kladeny. Jejich složení totiž musí splňovat velmi přísné ekologické požadavky, které výkonnost těchto maziv razantně zhoršují. Různá aditiva, která se dříve běžně do olejů přidávala, se z novodobých olejů zcela vytratila a hlavně zatížení spalovacích motorů, respektive jejich součástí v posledních několika letech rapidně vzrostlo.



U některých olejů hrozí při vyšším počtu hodin, během kterých je motor v provozu tvorba kalů a usazenin v olejovém systému a olejové vaně. Tvorba těchto kalů a usazenin se nejvíce projevuje u vznětových motorů, kde pak takto vzniklé částice mohou výrazně snižovat mechanickou účinnost a způsobovat nežádoucí abrazivní opotřebení.[38]

5.1.4 ZHODNOCENÍ

Vliv výkonnosti olejů na výši mechanických ztrát spalovacích motorů je obrovský, proto je velmi důležité používat nejmodernější plně syntetické oleje, využívající novodobé technologie. Tyto moderní oleje se vyznačují malou závislostí jejich kinematické viskozity na teplotě a naopak velkou schopností ulpívat na mazaných površích, což zaručuje stále podmínky pro efektivní chod motoru. Je však velmi důležité brát na vědomí, že zde není možno naplno využít potenciálu, který se v mazivech skrývá.[38]

Jistou nadějí ve snižování škodlivých účinků motorových olejů je jejich nahrazení rostlinnými oleji (např. kokosový olej). Toto alternativní řešení je prozatím ve stádiu různých testů a experimentů, jejichž výsledky dodnes nepřinesly jednoznačnou odpověď. Oblast, kde naopak lze moderních technologií využít naplno, je problematika filtrace oleje. Zde se dá využít filtrů vyrobených na bázi mikro a nano vláken.[22][38]

Pokud se jedná o zamezení nadměrnému zatěžování olejů příliš dlouhými servisními intervaly, tak řešení je velmi snadné. Lze totiž během provozu automobilu jednoduše přejít na starý systém, který předepisoval výměnu při 15 000 km. Takovýto přístup k servisu motoru může přinést značné zlepšení kondice olejové náplně, jejíž pozitivní vliv na mechanické ztráty a opotřebení je zcela nesporný. Dalším opatřením, snižující třecí ztráty, je přechod z minerálních olejů, na již zmiňované plně syntetické oleje. Tato změna může přinést zmenšení mechanických ztrát až o 5%. [13][38]

5.2 VLIV DOWNSIZINGU¹

5.2.1 HLAVNÍ NEVÝHODY DOWNSIZINGU

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.1.3, tak splnit požadavky motorů na jejich mazání je velmi obtížné a to hlavně z důvodů neustálých inovací a zvyšování jejich litrového výkonu.

Model roku	1991	2000	2010	1996	2010
Automobil	Opel Kadet	Opel Astra	Opel Astra	VW Golf	VW Golf
Typ motoru	C16NZ	X16XE	A16LET	A3 1.8	A6 1.4 TSI
Výkon (kW)	55	77	132	66	118
Měrný výkon (kW/l)	34	48	83	37	85
Max. rychlost (km/h)	150	180	221	178	220
Max. teplota oleje (°C)	120	130	140	XX	XX
Výměna oleje	5 000 km/ 6 měsíců	15 000 km/ 1 rok	30 000 km/ 1 rok	15 000 km/ 1 rok	30 000 km/ 2 roky
Objem oleje (l)				3,8	3,6
Zatížení oleje (kW.km/l ²)				146 tis.	708 tis.

Obr. 25 Vývoj motorů vybraných modelů osobních automobilů.[38]

¹ Tato kapitola byla vypracována na základě informací získaných během konzultací s vedoucím této bakalářské práce.



Z uvedené tabulky na Obr. 25 je patrný značný nárůst výkonu, který se v mnohých případech za posledních 20 let více jako zdvojnásobil. Takovýto nárůst výkonu způsobuje i nárůst velikosti sil, které na kontaktní plochy uvnitř motoru působí.

Hlavní myšlenkou tzv. downsizingu není pouze zvyšování výkonů, ale jak už sám název napovídá, tak je zde zásadní především snižování zdvihového objemu a zástavbových rozměrů motoru. Motory jsou tedy lehčí, menší a k tomu výkonnější a úspornější. Tyto parametry jsou si však celkem dosti protichůdné a při pohledu na údaje o objemu a výkonu motoru až nereálně vyhlížející. Výkony, kterými tyto motory disponují, lze získat pouze za použití tubodmychadel, kopresorů, přímého vstřikování paliva, proměnného časování ventilů a jiných konstrukčních zařízení, které zvyšují účinnost motoru.[38]

Lze tedy konstatovat, že se zmenšujícími se objemy motorů se také zmenšují součásti, ze kterých se samotný motor skládá. Pro tuto problematiku je pak zásadní, že tento fakt má vliv na zmenšující se stykové plochy jednotlivých komponent. Lze použít základní vztah (20)[28] pro výpočet tlaku v kontaktních dvojicích, z něhož je více než jasné, že vlivem downsizingu se tento tlak mnohem zvýšil.

$$p_k = \frac{F_k}{S_s} [Pa] \quad (20)$$

Kde:

F_k [N] síla působící do místa kontaktu,
 S_s [mm²] styková plocha.

5.2.2 SOUČASNÉ METODY SNIŽUJÍCÍ MECHANICKÉ ZTRÁTY

Hlavní nevýhodou zvýšení kontaktních tlaků, je nárůst doby, během které se povrchy nestýkají v režimu hydrodynamického mazání. V literatuře [9] uvádějí, že ložiska, která pracují 20% pracovního cyklu v režimu mezního tření, lze ještě považovat za provozně spolehlivá. U moderních motorů je však sklon k vytváření mezního mazání u kluzných ložisek mnohem větší a tudíž se doba, během které není realizováno HD mazání citelně prodlužuje.

Tento handicap motorů podléhajících fenoménu downsizingu, se v dnešní době vyrovnává zejména volbou modernějších materiálů, nebo revolučními povrchovými úpravami. Ty pak velkou měrou přispívají k vytvoření HD mazání, nebo zmenšují ztráty během doby, kdy dochází k meznímu mazání. Pro komponenty typu vačkového hřídele, zdvihátek, pístních kroužků nebo pístních čepů nachází své uplatnění povlak DLC. Na čepy klikového hřídele, pístní kroužky, nebo stěny válců je zase preferována metoda LST.

Nano-strukturní povlaky nacházejí své uplatnění zejména na pístních kroužcích. Uplatnění povlaků na bázi termoplastů UHMW-PE lze očekávat na kluzných ložiscích, kde nebude třeba dodávat mazivo, nebo na pánvích kluzných HD mazaných ložisek. Zde by při aplikaci této metody bylo umožněno opět snížení ztrát během doby, kdy kluzné ložisko nepracuje v režimu HD mazání. O všech těchto revolučních materiálech a metodách povrchových úprav pojednává kapitola 5.3..



5.2.3 ZHODNOCENÍ

Na samotný downsizing spalovacích motorů bylo přistoupeno po tlaku úřadů, které vydávají různé emisní limity a hlavně po tlaku zákazníků, kteří začali žádat automobily s co možná nejmenší spotřebou, avšak při zachování stejných výkonů. Výrobcům nahrává fakt, že vývoj v oblasti plánované životnosti a konstrukce spalovacích motorů obecně udělal velký krok vpřed, a tak lze konstruovat součásti menší, lehčí, méně "předimenzované" a přitom mít jistotu, že motor vydrží minimálně dobu garantovanou zárukou.



Obr. 26 Přepřehovaný tříválec DIG-TR od Nissanu dosahující výkonu 400HP o hmotnosti 40kg.[35]

Nejnovejší případ takového využití vývoje a výzkumu v oblasti pohonných jednotek budoucnosti představuje Nissan. Ten do svého konceptu ZEOD (Zero Emission On Demand) zakomponoval vedle elektromotoru přepřehovaný zážehový tříválec o objemu 1,5 litru. Jeho výkon činí neuvěřitelných 400 koňských sil a ještě neuvěřitelnější je jeho hmotnost 40 kg. Pro tento motor byl vyvinut společností Total motorový olej Total Quartz, který slibuje snížení tření a maximalizaci výkonu [35]. Je však nepředstavitelné, s jakými spalovacími tlaky tento motor musí pracovat, a přihlédně-li se k minimalizaci konstrukce všech jeho součástí, pak musejí být působící tlaky v kontaktních dvojicích stýkajících se komponent obrovské. U tohoto agregátu tedy muselo být využito nejnovějších materiálů a povrchových úprav, které spolu s pokrokovým olejem dokázaly vytvořit podmínky zajišťující minimální mechanické ztráty.

5.3 VLIV JAKOSTI POVRCHU

5.3.1 HLAVNÍ NEVÝHODY POVRCHŮ NEVHODNÝCH JAKOSTÍ

Je bezesporu jasné, že pokud jsou funkční plochy nekvalitně opracovány, tak nosný podíl povrchu je mnohem menší, než u povrchů opracovaných na velmi malou drsnost. Menší stykové plochy pak přinášejí zvětšení zatížení respektive kontaktního tlaku v kontaktních dvojicích. Přímý vliv drsnosti povrchu a výšky mazacího filmu na kontaktním tlaku řeší v



literatuře [11], kde drsnosti stýkajících se povrchů jsou zahrnuty do jednoho parametru, který se nazývá kombinovaná drsnost². Ta je pak vyjádřena následujícím vztahem [11]:

$$\sigma = \sqrt{Ra_A^2 + Ra_B^2} \text{ } [\mu\text{m}] \quad (21)$$

Kde:

Ra_A [μm] je střední aritmetická drsnost povrchu součásti A,
 Ra_B [μm] je střední aritmetická drsnost povrchu součásti B.

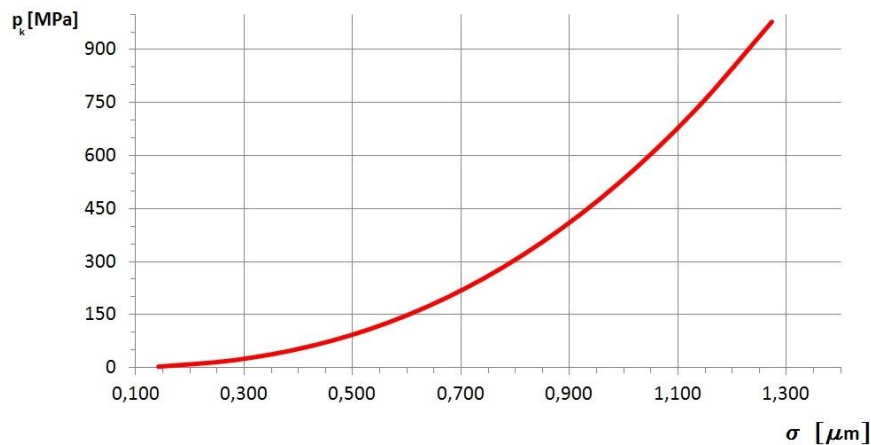
Parametr, který zahrnuje jak drsnosti, tak minimální tloušťku filmu maziva, se značí λ a platí pro něj [11]:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sigma} \text{ } [\mu\text{m}] \quad (22)$$

Kde:

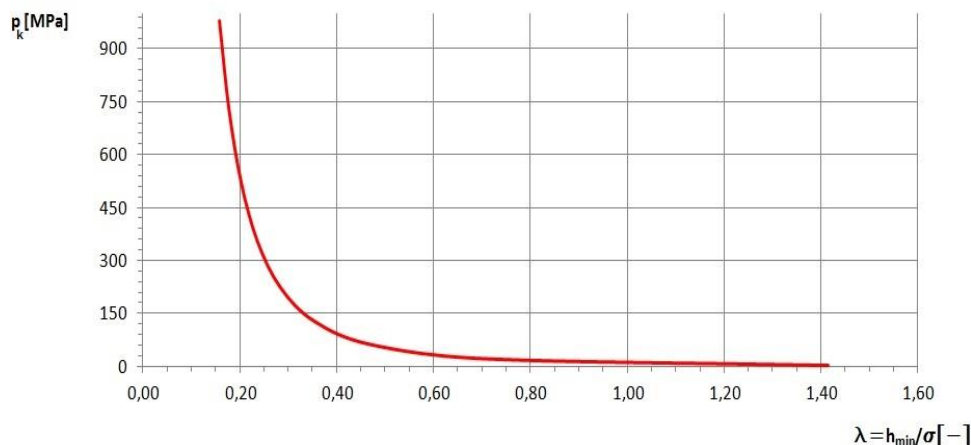
h_{min} [μm] minimální tloušťka mazacího filmu.

Parametry λ a σ pak lze použít pro znázornění vlivu drsnosti povrchu a tloušťky mazacího filmu na mechanických ztrátách respektive zatížení ve třecích uzlech, které reprezentuje kontaktní tlak p_k .



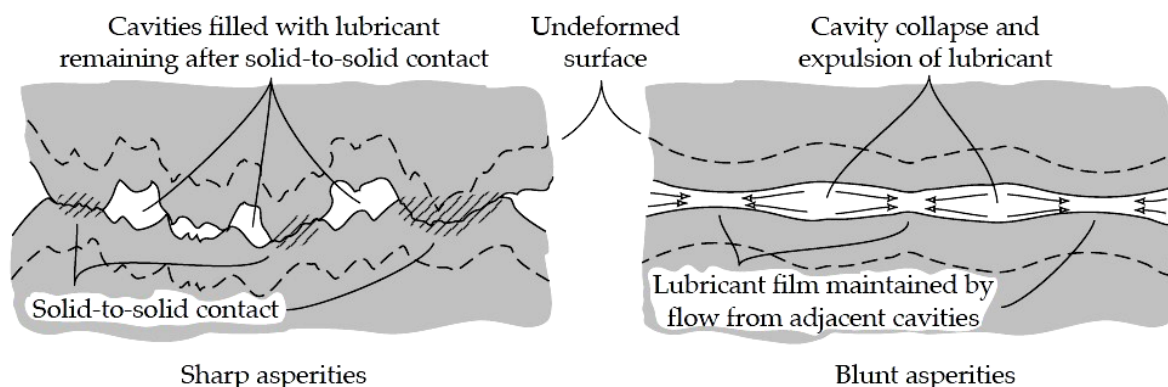
Obr. 27 Závislost kombinované drsnosti σ stýkajících se ploch na kontaktním tlaku p_k .²

² Poznátky a potřebné informace o této problematice byly získány během konzultací s vedoucím této bakalářské práce.



Obr. 28 Závislost parametru λ na kontaktním tlaku p_k , kdy výpočetní simulace byla prováděna pro toušťku maziva $h_{min} = 0,2\mu m$.

Dalším negativním jevem u povrchů o velké drsnosti je velká pravděpodobnost přímého kontaktu vrcholků nerovností (solid-to-solid contact) a to i při dostatečné výšce mazacího filmu. Na Obr. 29 je možné vidět porovnání kontaktu povrchů jakostního s oblými vrcholky nerovností a nejakostního s velkou drsností.[1][11]



Obr. 29 Vliv drsnosti povrchu na vznik EHD mazání.[11]

V praxi se již několikrát prokázalo, že povrchy, které jsou naopak vyleštěny na velmi malou drsnost, se také mohou chovat zanečťně nepředvídatelným způsobem. U takovýchto povrchů může z důvodů absence jakýchkoliv rezervoárů maziva ve formě nerovností docházet k náhlému zadření. Není tedy vždy pravidlem, že pokud je získán kvalitně obroběný povrch, tak je získán i jistý předpoklad pro vytvoření kontaktní dvojice s nízkými třecími odpory. Proto je velmi důležité při výběru technologie opracování povrchu pro jakékoliv kontaktní dvojice předem zvážit vhodnost dané volby a zvolit vhodný povlak či uměle vytvořenou texturu, bez kterých se v dnešní době žádný mechanicky efektivní stroj neobejde.[11]

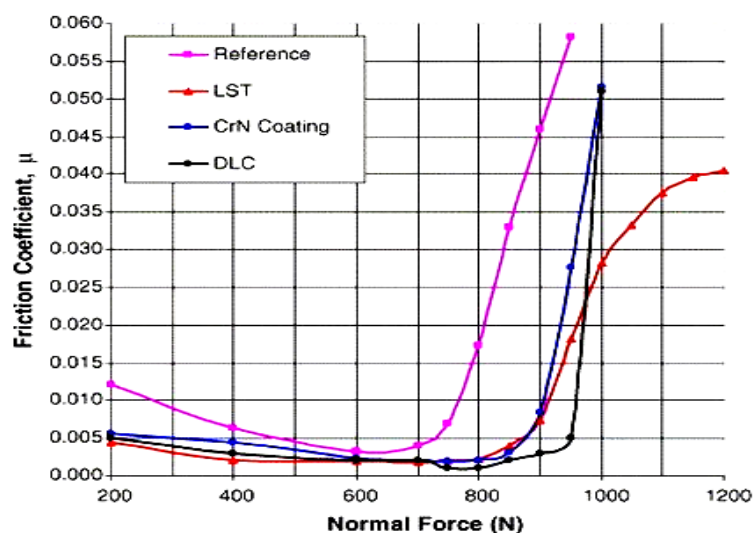


5.3.2 SOUČASNÉ METODY SNIŽUJÍCÍ MECHANICKÉ ZTRÁTY

LST TEXTUROVÁNÍ

Jedna z nejmodernějších metod, využívajících se v současné době za účelem snižování koeficientu tření, je metoda LST (Laser Surface Texturing). Jedná se o laserem vytvořené mikro důlky, které se vytvářejí v místech přepokládaného kontaktu s druhým tělesem. Textura se vytváří buď po celé této oblasti, nebo jen na její části. Princip funkce této metody spočívá v zachycování oleje v mikrodůlcích (oil pockets), jejichž hloubka je 5,6 μm . Poměr mezi průměrem a hloubkou se určuje především experimentálně.[23]

Na Obr. 30 je možné vidět, že metoda LST vykazuje i při značném zatížení velmi slušné průměrné hodnoty koeficientů tření μ . Tento způsob texturování povrchu má hlavní uplatnění na pístních kroužcích, pístních čepech a stěnách vložky válce.[22]

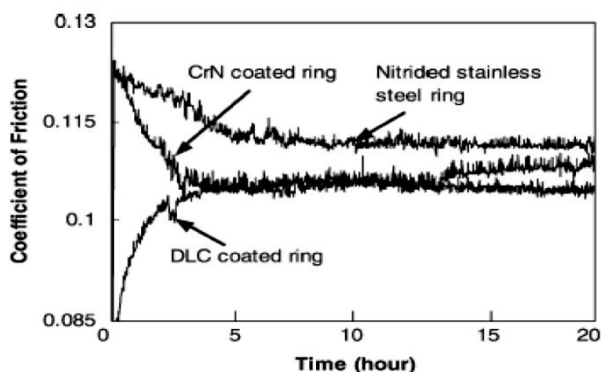


Obr. 30 Grafy závislosti průměrných hodnot součinitelů tření na normálovém zatížení pro různé druhy povlaků, respektive textur.[14]

DLC POVLAČOVÁNÍ

Další nadějnou cestu ve snižování třecích ztrát a hlavně opotřebení představují povlaky DLC (Diamond Like Carbon), které se nanášejí pomocí napařování metodou CVD. Pod tuto vrstvu se pro zlepšení přilnavosti nanáší vrstva nitridu chromu (CrN). Samotný finální povlak DLC má velkou tvrdost a ohromnou odolnost proti otěru. Součástí mnoha výzkumů je nalezení optimální tloušťky, která by zaručovala dlouhou životnost povlakovaných komponent spalovacího motoru. Během těchto výzkumů bylo zjištěno, že se vzrůstající tloušťkou diamantového povlaku rapidně klesá životnost a naopak vzrůstá odolnost proti kavitaci.[18]

Povlaky na bázi uhlíku, čímž je právě DLC, mají nespornou výhodu v tom, že uhlík funguje jako velmi dobré tuhé mazivo. V největší míře je možné se s těmito povlaky setkat u ventilů, podložek pod ventily, zdvihátek ventilů, vačkových hřídelů, plášťů pístů, pístních čepů a pístních kroužků.

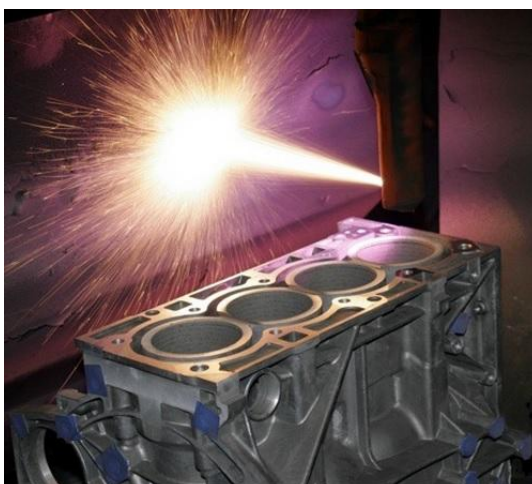


Obr. 31 Grafy závislosti průměrných hodnot součinitelů tření na životnosti pro různé druhy povrchů pístních kroužků. Zatížení kroužků $F_N = 80N$, použitý minerální olej 5W-30, teplota $T = 125^\circ C$ a rychlost $v = 138mm/s$. [26]

Z grafů na Obr. 31 popisujících závislosti koeficientů tření na čase, při použití různých druhů povrchů na pístním kroužku, vyplývají zjevné výhody povlaku DLC v podobě nižšího koeficientu tření a delší životnosti. [22]

TEPELNÉ NAPRAŠOVÁNÍ

Tato metoda se dále dělí na plazmové povlakování a HVOF (High Velocity Oxy-Fuel). První zmiňovaná metoda spočívá v natavení prášku proudem plazmy o vysoké hustotě tepelné energie a jeho následné nanášení v tekutém stavu na povrch. Plazmové povlakování nachází své využití zejména v oblasti povlakování vnitřních stran válce, respektive jejich vložek. Metoda HVOF pracuje na podobném principu jako plazma. Na rozdíl od ní ale nemůže upravovat vnitřní povrchy válců. To z důvodu vzdálenosti, se kterou se HVOF musí pohybovat nad upravovaným povrchem, aby nedocházelo k jeho přehřátí. Tato metoda je hojně využívána na povrchové upravování pístních kroužků. [22]



Obr. 32 Metoda PTWA, která našla své uplatnění v modelové řadě motorů Ford EcoBoost. [27]

V roce 2009 získali američtí inženýři James Baughman, Dr. David Cook, Keith Kowalsky a Daniel Marantz ocenění Inventor of the Year za vývoj plazmově nanášeného povlaku pro hliníkové válce motorů. Díky tomuto povlaku odpadla nutnost použití vložek z litiny, což



umožnilo jistou úsporu hmotnosti. Dalšími výhodami jsou nízký koeficient tření, odolnost proti otěru a také možnost aplikace během repase na starší pohonné jednotky. PTWA (Plasma Transferred Wire Arc), což je celý název této metody, je již zapsán mezi patenty Fordu. Ten ji již zařadil do výrobního procesu motorů pod označením EcoBoost.[27]

NANO-STRUKTUROVÉ POVLAKY

Oblast povlakování nano-strukturovanými povlaky představuje velmi slibný předpoklad pro získání revolučního povrchu, mající své uplatnění v automobilovém průmyslu. Ve vědeckém článku [21], jež se zabývá právě studií nano-strukturovaného povlaku, jsou vyzdvihovány výborné samomazné vlastnosti tohoto povrchu. Konkrétně se jedná o TiC, který je zasazený do amorfní uhlovodíkové matrice, tedy TiC/a-H:C. Na základní materiál byla nanosená vrstva chromu o tloušťce 100 nm a na tuto vrstvu titanový substrát, který tvoří mezivrstvu o tloušťce 100 nm. Na tyto vrstvy byla za pomoci magnetronového povlakování v ochranné atmosféře acetylenu a argonu nanosená finální nano-strukturovaná vrstva.

Během experimentů byly naměřeny extrémě nízké koeficienty tření. Jejich hodnoty činily 0,05 v atmosféře vzduchu a 0,01 v atmosféře dusíku. Zde je nutné poukázat na fakt, že se jednalo o tření bez přítomnosti maziva. Největší výhodou těchto povlaků je, že v sobě pojí vysokou houževnatost, odolnost proti otěru a nízký koeficient tření, což jsou vlastnosti takřka ideální. Nevýhodou je velká závislost na prostředí, ve kterém se materiál vyskytuje a to hlavně na jeho vlhkosti.[21]

TERMOPLASTY DURO-GLIDE® UHMW-PE

Posledním a dalo by se říci, že i nejvíce revolučním materiálem pro povlakování je speciální termoplast, jež má vynikající tribologické vlastnosti. Konkrétně se jedná o polyethylen s relativní molekulovou hmotností pohybující se od 3 do 9 milionů, z čehož také plyne název Ultra High Molecular Weight Polyethylene (UHMW-PE). Vysoká relativní molekulová hmotnost spolu s dlouhými molekulárními řetězci jsou klíčové charakteristiky, které udávají tomuto materiálu vynikající mechanické vlastnosti, jako je vysoká odolnost proti otěru, nízký koeficient tření a vysoká odolnost proti rázovému zatížení. Součinitel tření může dosahovat hodnot až 0,09. Povlak tvořený UHMW-PE má vynikající samomazné vlastnosti a tudíž není divu, že těchto hodnot bylo dosaženo bez jakékoliv přítomnosti maziva.[16][34]

5.3.3 ZHODNOCENÍ

V problematice snižování mechanických ztrát je další klíčovou oblastí materiálové inženýrství. Cílem mnoha automobilových výrobců je vyvinout materiál, nebo metodu úpravy povrchu materiálu s co možná nejnižším koeficientem tření a solidní životností. Výrobcům nahrává fakt, že oblast materiálového výzkumu zaznamenala během několika posledních let obrovský pokrok.

Materiály typu UHMW-PE, tepelně naprášené povrchy, nano-strukturované materiály, DLC povlaky, nebo LST texturování povrchu se během různých měření ukázaly jako velmi vhodné kandidáty pro snížení třecích ztrát v automobilovém průmyslu. Je tedy pouze otázkou času, kdy se komponenty spalovacích motorů dočkají takovýchto technologií materiálového inženýrství.



5.4 VLIV KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV MOTORU

5.4.1 HLAVNÍ VÝHODY POUŽÍVÁNÍ KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Během konstrukce spalovacího motoru lze použít různá technická řešení, která vedou ke snížení mechanických ztrát. Mnoho takovýchto úprav je již zařazeno do výrobní filozofie mnoha výrobců. Vyjmenování a popis všech různých konstrukčních úprav by samo o sobě vydalo na velmi obsáhlou publikaci. V následujících podkapitolách jsou vyzdvíženy takové úpravy konstrukčního řešení spalovacího motoru, které lze považovat za nejefektivnější. Tyto úpravy způsobují:

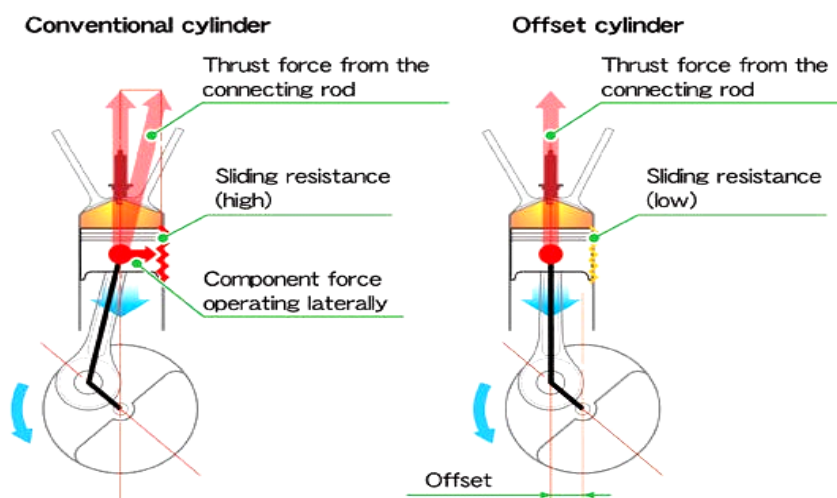
- redukcí klopného momentu pístu,
- redukcí normálového tlaku pístu na vložku válce,
- redukcí negativního účinku krátké ojnice,
- redukcí plochy, kterou se píst dotýká vložky válce.

5.4.2 SOUČASNÉ METODY SNIŽUJÍCÍ MECHANICKÉ ZTRÁTY

OFFSET OSY KLIKOVÉ HŘÍDELE

Jednou z metod, kterou používá například i BMW u motorizace s označením N20, je tzv. offset, neboli vybočení osy klikového hřídele vůči ose pístu. Zejména u závodních motorů se dříve používaly dlouhé ojnice, které způsobovaly jistý pokles normálových sil, kterými píst působí na stěnu válce. Toto řešení je však nevýhodné s ohledem na velikost a tudíž i hmotnost motoru. Pokud chce konstruktér navrhnout kompaktní pohonnou jednotku, tak nejnadhnější cesta k co možná nejmenšímu zastavěnému prostoru je právě zkrácení ojnice. Krátká ojnice však má tendenci tzv. "tlačit" píst na stěnu válce, což má velký vliv na výsledné mechanické ztráty. Pokud se však použije již zmiňovaný offset osy klikového hřídele, který se provádí v řádech milimetrů, tak lze normálovou složku sil působících na píst značně zredukovat.[25]

Samotný offset však nemá vliv pouze na výši třecích ztrát v oblasti pístní skupiny. Ovlivňuje také kinematiku pohybu pístu, kde v oblasti 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.[25]



Obr. 33 Offset osy klikového hřídele na motocyklovém motoru Honda.[31]



UMÍSTĚNÍ PÍSTNÍHO ČEPU

Pokud se píst dostane do horní úvrati, tak u něho může nastat vlivem setrvačných sil tzv. klopný moment, který má velký vliv na tlak, kterým píst tlačí na stěnu válce. Optimální vedení pístu se dosahuje vhodným uložením pístního čepu v plášti pístu. Při realizaci snižování mechanických ztrát v pístní skupině je mnoho vlivů, které je zapotřebí brát v úvahu, pokud se volí nejvhodnější umístění tohoto čepu.[7]

- Pro redukci klopného momentu je ideální, pokud se umístí čep v těžišti pístu.
- Motor má mnohem menší výšku, uloží-li se čep blízko dna pístu.
- Normálová složka sil se rozdělí po povrchu kluzné plochy válce mnohem rovnoměrněji, je-li čep uprostřed pláště.

Volba ideálního umístění pístního čepu tak není vůbec jednoduchá. S ohledem na mechanickou účinnost pístní skupiny je třeba nalézt určitý kompromis mezi ideálním rozložením normálové složky sil působících na píst a redukcí klopného momentu.

ÚPRAVA GEOMETRIE PÍSTU

Vhodnou úpravou geometrie pístu lze zmenšit velikost plochy, kterou se plášť pístu přímo dotýká stěny válce. Ve formuli 1, ale i u jiných motorů určených pro krátkodobé, ale vysoké zatížení se používají písty s velkým vybráním a se snížením jejich celkové výšky (Obr. 34). Takové úpravy mimo jiné způsobují velkou úsporu hmotnosti pístu, který pak mnohem méně zatěžuje pístní čep a klikový hřídel.[8]



Obr. 34 Píst, který používaly motory F1.[42]

Na levém obrázku jsou patrné pouze dvě drážky pro pístní kroužky, toto řešení přispívá ke zmenšení tření v pístní skupině. I když je takovýto píst z hlediska třecích ztrát velmi účinný, tak v sériové výrobě své uplatnění nenašel. Zde se používají výhradně písty s válcovitými plášti (tj. bez vybrání) a až na výjimky se třemi pístními kroužky a to z důvodů mnohem větší životnosti.[8][10]

5.4.3 ZHODNOCENÍ

V dnešní době, kdy snad všechny automobilky usilují o prvenství v jednotlivých segmentech, se musí při vývoji pohonné jednotky hledět i na ty nejmenší detaily. Vyrábějí se stále



úspornější a zároveň výkonnější motory, které se bez konstrukčních úprav snižujících tření na jednotlivých kontaktních dvojicích takřka neobejdou.

Mezi nejúčinnější lze mimo jiné jednoznačně zařadit offset klikového hřídele. Tuto úpravu již používá mnoho výrobců a jedná se tedy o osvědčenou a celkem snadnou cestu ke snížení mechanických ztrát. Dalším spolehlivým nástrojem pro snížení ztrát je vhodná volba umístění pístního čepu. I když se to možná na první pohled nezdá, tak právě volbě umístění čepu v plášti pístu je nutné věnovat dostatečně velkou pozornost. U těchto úprav se vždy jedná o redukci normálové síly, která má tendenci píst jak již bylo několikrát zmíněno tzv. "tlačit" na stěnu válce. Právě tření mezi pláštěm pístu, respektive pístními kroužky se stěnou válce představuje prostor pro velké úspory, co se týče mechanických ztrát.

Ve formuli 1 a celkově vzato u závodních motorů je situace zjednodušená tím, že se zde nehledí na dlouhodobou životnost, náročnost údržby a v rámci možností také na cenu pohonné jednotky. To vše umožňuje použít písty se zmenšenou plochou pláště nebo písty s pouze dvěma pístními kroužky. U běžných produkčních verzí se žádná z těchto úprav prozatím neujala.



6 VÝPOČETNÍ ANALÝZA MECHANICKÝCH ZTRÁT

Od výrobců spalovacích motorů se očekává predikce třecích ztrát konkrétní pohonné jednotky již ve fázi vývoje. Pro výpočet (odhad) pasivních odporů spalovacího motoru můžeme použít následující metody:

Výpočetní:

- výpočetní modely založené na empirických vztazích (konstantách),
- výpočetní modely založené na semiempirických vztazích,
- MKP výpočtové modely.

Experimentální:

- metoda měření na motoru se spalováním,
- protáčení motoru elektrickým dynamometrem,
- metoda extrapolace křivky celkové spotřeby paliva (Willansova čára),
- metoda vypínání jednotlivých válců (Morseova metoda),
- metoda tzv. doběhu motoru.

6.1 EMPIRICKÉ VÝPOČETNÍ MODELY

Tyto metody výpočtů vznikají na základě mnoha měření na motorech se stejným typem spalování s různými zdvihovými objemy. Korelací dat, které získáme během těchto měření, můžeme získat koeficienty C_1 , C_2 , C_3 a C_4 na základě kterých lze vypočítat průměrné třecí ztráty. Tyto ztráty reprezentuje střední tlak ztrát motoru [13]:

$$f_{mep} = C_1 + C_2 \cdot n + C_3 \cdot n^2 \text{ [kPa]} \quad (23)$$

Kde:

f_{mep} [kPa] značí střední tlak ztrát motoru,
 n [min^{-1}] jsou otáčky motoru.

Vztahů pro výpočet průměrných třecích ztrát v závislosti na typu motoru existuje více. Pro čtyřválcový, zážehový motor s plně otevřenou škrticí klapkou byl na základě protáčení na dynamometru stanoven následující vztah [13]:

$$f_{mep} = 0,97 + 0,15 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0,05 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \text{ [bar]} \quad (24)$$

Pro čtyř a šestiválcové, vznětové motory platí [12]:

$$f_{mep} = C_1 + 48 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0,4 \cdot c_p^2 \text{ [kPa]} \quad (25)$$

Kde:

C_1 [-] je koeficient pro přímé vstřikování 75,
 pro nepřímé vstřikování je tento koeficient 110,



c_p [m.s⁻¹] je střední píستová rychlost.

Zde je však nutné zdůraznit, že metoda protáčení motoru bez spalování dává značně nadsazené hodnoty právě z důvodů absence spalovacích tlaků. Výsledky těchto výpočtů lze tedy brát pouze jako informativní. Velkou výhodou empirických modelů je jednoduchost a rychlost výpočtů.

6.2 SEMIEMPIRICKÉ VÝPOČETNÍ MODELY

Na rozdíl od empirických modelů výpočtů, které počítají pouze průměrné mechanické ztráty, lze za pomoci této metody počítat ztráty okamžité. Semiepirické modely lze obecně rozdělit na dva různé typy [13]:

- První model počítá třecí ztráty na každé kontaktní dvojici v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, při užití semiepirických korelací.
- Druhý model počítá s tlakovým polem mazacího oleje a predikuje třecí ztráty na jednotlivých komponentech spalovacího motoru. Pro výpočet tlakového pole se používá Reynoldsova rovnice. Pro určení třecích ztrát se zde užívá zejména Sommerfeldových podobnostních čísel.

Druhý zmiňovaný výpočetní model podrobněji popisuje kapitola 6.2.1. Výpočet za pomoci Reynoldsovy rovnice a Sommerfeldových čísel je velmi rozšířený, tudíž je vhodné se na tento způsob výpočtu více zaměřit.

6.2.1 VÝPOČET TŘECÍHO VÝKONU

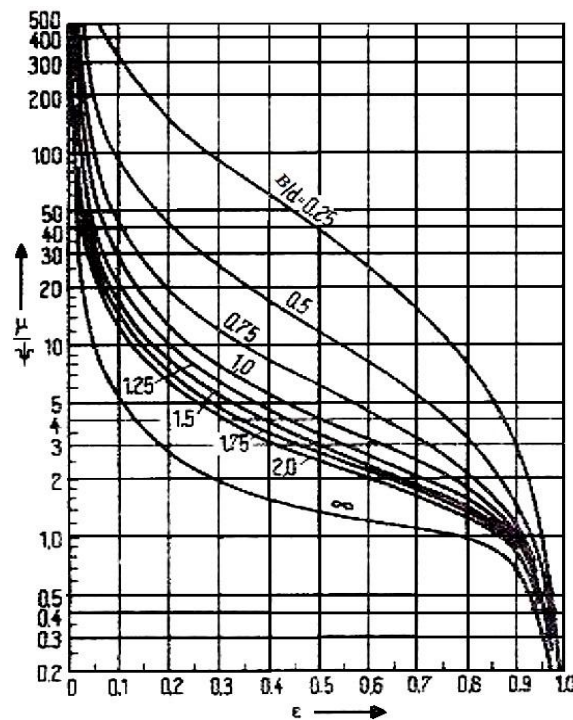
Ve většině případů se pro reprezentaci třecích ztrát užívá tzv. **třecí výkon**. Třecí výkon je vlastně část výkonu, kterou ztratíme z důsledku tření. V kapitole 1.2.5 je tento problém popsán podrobněji.

Třecí výkon je přímo závislý na třecí síle, která je závislá zejména na zátěžné síle a součiniteli tření. Pokud je v ložisku realizováno HD mazání (což je předpoklad), tak součinitel tření μ závisí na relativní excentricitě ε a poměrné šířce ložiska B/d . Tuto závislost (Obr. 35) lze popsat následujícím vztahem [10]:

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\pi}{S_{OD} \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin\beta \quad (26)$$

Kde:

S_{OD} [-] je Sommerfeldovo podobnostní číslo,
 β_{F_v} [°] značí úhel, pod kterým působí vztlaková síla F_v od otáčení čepu vzhledem ke směru nejmenší výšky mazací mezery h_0 .



Obr. 35 Závislost součinitele tření μ na poměrné excentricitě ε a poměrné šířce ložiska B/d . [10]

Výpočet relativní excentricity ε a relativní ložiskové vůle ψ je uveden v kapitole 4.5.3. Pro výpočet vztahu (26) je však nutné znát číselnou hodnotu So_D a β_{Fv} . Vztahy pro výpočet těchto hodnot jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

SOMMERFELDOVO ČÍSLO

Z numerického řešení Reynoldsovy diferenciální rovnice (14) vyplývá pro otáčivý pohyb přibližný vztah pro podobnostní Sommerfeldovo číslo [10]:

$$So_D = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) + 16 \cdot \varepsilon^2} \cdot \frac{a_1 \cdot (\varepsilon - 1)}{a_2 + \varepsilon} \quad (27)$$

Kde:

a_1, a_2 [-] jsou koeficienty pro výpočet So_D (podrobně specifikované v [10]).

ÚHEL, POD KTERÝM PŮSOBÍ VZTLAKOVÁ SÍLA

Z numerického řešení Reynoldsovy diferenciální rovnice (14) vyplývá také vztah pro určení úhlu β_{Fv} [10]:

$$\beta_{Fv} = \arctan\left(\frac{\pi \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{2 \cdot \varepsilon}\right) \cdot (a_1 + a_2 \cdot \varepsilon + a_3 \cdot \varepsilon^2 + a_4 \cdot \varepsilon^3 + a_5 \cdot \varepsilon^4) \quad (28)$$



Kde:

a_1, a_2, a_3, a_4 [-] jsou koeficienty pro výpočet β_{F_V} (podrobně specifikované v [10]).

VZTLAKOVÁ SÍLA

Výslednou vztlakovou sílu F_V od tlaku vzniklého vytlačováním maziva lze stanovit ze Sommerfeldova čísla pro vytlačování [10]:

$$So_V = \frac{F_V \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \dot{\varepsilon}} = f(\varepsilon, b/d) \quad (29)$$

Kde:

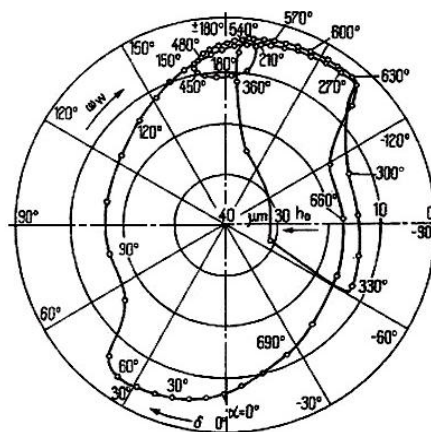
$\dot{\varepsilon}$ [rad.s⁻¹] je radiální rychlost čepu ložiska.

Za pomoci numerického řešení již několikrát zmiňované diferenciální Reynoldsovy rovnice lze získat průběhy této vztlakové síly respektive So_V v závislosti na relativní excentricitě ε .

VÝPOČET TRAJEKTORIE STŘEDU ČEPU

U dynamicky zatěžovaných ložisek je velmi důležité určit trajektorii, po které se při zatěžování pohybuje střed čepu HD ložiska. Pokud je známa trajektorie středu čepu, je možné kromě třecích ztrát určit provozní spolehlivost, průtočné množství maziva, nebo maximální tlak v mazací mezeře. Nejčastěji se pro takovýto výpočet používala tzv. Hollandova metoda. Zde poloha čepu v každém okamžiku vyplývá z podmínky, že musí trvale existovat rovnovážný stav mezi hydrodynamickými vztlakovými silami F_D a F_V a zatěžující silou F . [10]

Přesnost řešení diferenciálních rovnic popisující změnu relativní excentricity $\Delta\varepsilon$ a změnu úhlu přemístění $\Delta\delta$ za pomoci Hollandovy metody, je přímo závislá na velikosti kroku. V dnešní době se tyto vztahy upraví jako systém diferenciálních rovnic a výpočet se provádí na počítači za pomoci vhodné numerické metody. [10]



Obr. 36 Polární diagram zobrazující trajektorii středu klikového čepu v ojnicím ložisku čtyřdobého zážehového motoru. [10]



Problém při řešení trajektorie středu čepu spočívá v tom, že není známa jeho počáteční poloha, proto se zadávají pouze odhadnuté počáteční podmínky. Řada výpočtů však prokázala, že špatná volba počátečních podmínek prakticky neovlivní výpočet celé trajektorie, protože výpočet je velmi stabilní a velmi rychle konverguje. Výpočty pro celý pracovní cyklus se neustále opakují až do doby, kdy se výsledky z předchozího cyklu liší pouze o předem zadanou chybu.[10]

SAMOTNÝ VÝPOČET TŘECÍHO VÝKONU

Na dynamicky zatížené ložiska působí časově proměnná zatěžující síla F . Relativní excentricita se s časem taktéž mění, proto se třecí výkon P_R mění v průběhu pracovního cyklu s periodou T_A . Časově střední hodnota třecího výkonu je dána vztahem [10]:

$$P_{Rm} = \frac{1}{T_A} \int_0^{T_A} P_R(t) dt = \frac{1}{T_A} \int_0^{T_A} F(t) \mu(t) v dt \quad (30)$$

Vzhledem k tomu, že poměrný součinitel tření μ/ψ je pro $\varepsilon=0$ singulární, tak nelze třecí výkon stanovovat na základě součinitele tření, proto užíváme střední hodnoty integrálů okamžitých třecích výkonů. Z tohoto důvodu také zavádíme poměrné smykové síly, které vyplývají z integrace průběhu smykových napětí v kluzném ložisku. Pro tyto síly platí následující vztah [10]:

$$S^* = \frac{S \cdot \psi}{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega_{\xi}} = f(\varepsilon, b/d) \quad (31)$$

Kde:

S^* [-] je poměrná smyková síla.

Potom pro výpočet třecího výkonu v kluzném ložisku platí [10]:

$$P_{Rm} = \frac{b \cdot d^2 \cdot \eta \cdot \omega_w^2}{2 \cdot \psi} \cdot \frac{1}{\alpha_A} \int_0^{\alpha_A} S^*(\alpha) d\alpha \quad (32)$$

Kde:

η [mm²·s⁻¹] je dynamická viskozita maziva.

Poměrné smykové síly lze také určit za pomoci Butenschöna vztahu [10]:

$$S^* = \frac{\pi}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} + S_{0D} \cdot \frac{\varepsilon \cdot \sin\beta}{2} = f(\varepsilon, b/d) \quad (33)$$

Tento vztah však platí pouze pro čistě kapalinné tření, tedy během pracovního cyklu, kde nesmí nastat jiný druh mazání než hydrodynamický. U většiny ložisek klikového mechanismu však část pracovního cyklu tvoří mazání mezní. Z vypočtené trajektorie středu čepu lze získat úseky, během kterých dochází k tomuto druhu mazání. Pokud jsou tyto intervaly známy, platí pro skutečnou časově střední hodnotu třecího výkonu následující přibližný vztah [10]:

$$P_{Rm \text{ skut}} = F \cdot \mu_m \cdot v = F \cdot v \cdot [\mu_m \cdot z_t + \mu_F \cdot (1 - z_t)] \quad (34)$$



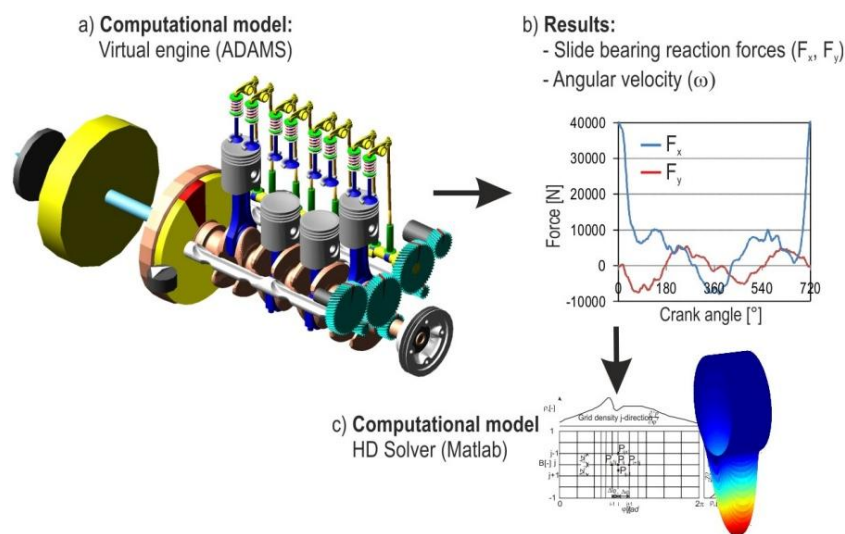
Kde:

F [N]	je zatěžující síla,
μ_m [-]	je součinitel mezního tření,
μ_F [-]	je součinitel kapalinného tření,
z_t [s]	značí časový podíl mezního tření v jednom pracovním cyklu.

6.3 MKP VÝPOČTOVÉ MODELY

Tento způsob výpočtu mechanických ztrát je nejsložitější, časově nejnáročnější a vyžaduje výkonnou výpočetní jednotku. Další nevýhodou je nutná znalost kompletní geometrie částí spalovacího motoru a taktéž znalost fyzikálních vlastností materiálů. Pokud se jedná o způsob výpočtu ztrát v ložiskách s HD mazáním, je zde podobný způsob jako u semiepirických modelů, tedy pomocí numerického řešení diferenciální Reynoldsovy rovnice.[13]

Problém zde také představuje určení okrajových podmínek pro řešení pístní skupiny respektive pístních kroužků a to z důvodu obtížného určení výšky mazacího filmu na vstupu do mazací štěrbině a vstupního tlaku [13]. V literatuře [20] se zabývají výpočtem třecích ztrát na vznětovém čtyřválcovém motoru, na který aplikují metodu výpočtu za pomoci tzv. virtuálního motoru.

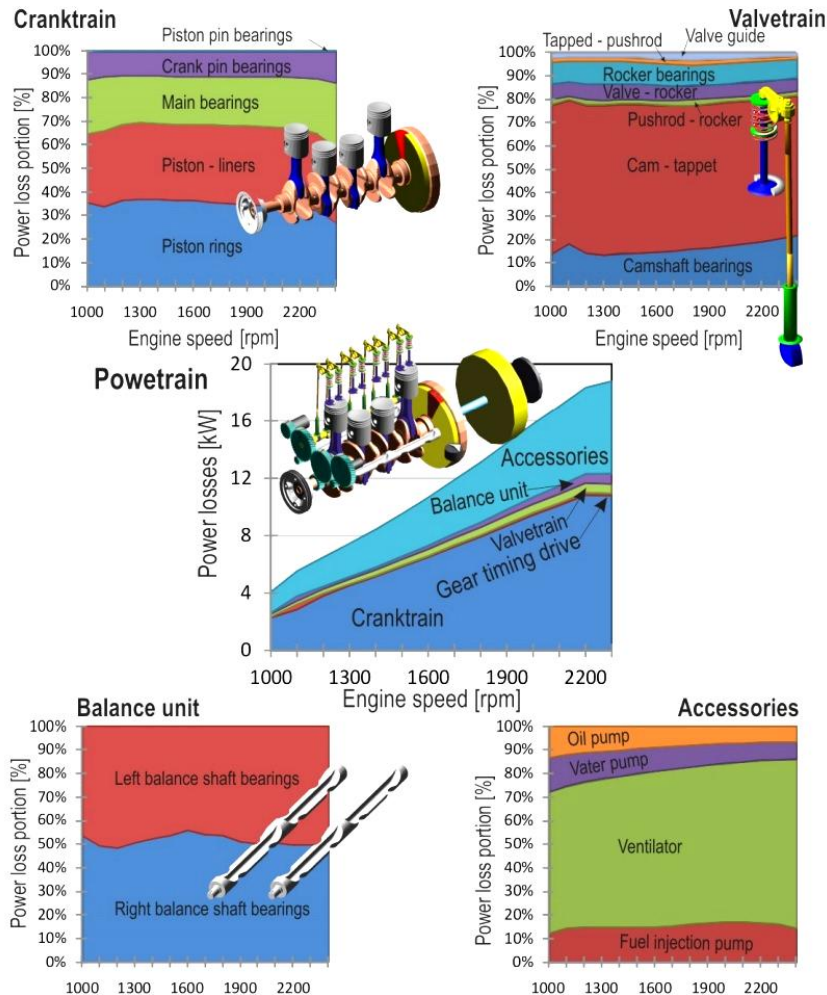


Obr. 37 Schéma postupného výpočtu mechanických ztrát na virtuálním motoru.[20]

Tato metoda spočívá v sestavě MKP modelů flexibilního klikového hřídele, pružného bloku motoru s tuhostí definovanou pouze v místech uložení klikového hřídele, flexibilních ozubených kol (rozvodové ústrojí) s proměnou torzní tuhostí. Dále sestava virtuálního motoru obsahuje model vačkového hřídele, ventilů, ventilových pružin a vyvažovacího hřídele. Samotná analýza se provádí v softwaru Adams, ze kterého se importují data do softwaru Matlab, ve kterém se již vytvářejí samotné výsledky výpočtů. Jako hnací zatížení je zde použit spalovací tlak, který byl naměřen na skutečném motoru. Velkou výhodou této metody je přesnost, názornost a možnost použití v počátku vývoje agregátu. Není zde tedy nutná fyzická přítomnost samotné pohonné jednotky, což značně snižuje finanční náročnost vývoje spalovacího motoru.[20]



Výsledky predikce mechanických ztrát za pomoci virtuálního motoru jsou zobrazeny na Obr. 38. Obrázek poukazuje na podíl jednotlivých součástí, respektive skupin součástí na celkových mechanických ztrátách. Dále vyobrazuje graf, který znázorňuje podíl hlavních funkčních skupin na ztrátovém výkonu.



Obr. 38 Výsledky predikce mechanických ztrát na virtuálním motoru.[20]

6.4 METODA MĚŘENÍ NA MOTORU SE SPALOVÁNÍM

Jedná se o nejnáročnější, ale zároveň o nepřesnější metodu. Samotná metoda vychází z rovnice (3), avšak v tomto případě zde vystupují místo výkonů tlaky. Pro mechanickou účinnost η_m pak platí [13]:

$$\eta_m = \frac{p_{se}}{p_{si}} = \frac{p_{si} - p_{sz}}{p_{si}} [-] \quad (35)$$

Kde:

p_{se} [Pa] je střední efektivní tlak,
 p_{si} [Pa] je střední indikovaný tlak,
 p_{sz} [Pa] je střední ztrátový tlak.



Střední efektivní tlak lze vyjádřit za pomoci vztahu [13]:

$$p_{se} = \frac{\tau \cdot \pi \cdot M_k}{V_z} [\text{Pa}] \quad (36)$$

Kde:

τ [-] je konstanta, která nabývá hodnot pro dvoudobý motor 2, pro čtyřdobý 4,
 V_z [dm³] zdvihový objem motoru.

Střední indikovaný tlak lze vyjádřit za pomoci vztahu [13]:

$$p_{si} = \frac{\sum_{i=1}^k \oint_{ob\dot{e}h} \frac{p \cdot dV}{V_{z1}}}{k} = \frac{\sum_{i=1}^k p_{si1}}{k} [\text{Pa}] \quad (37)$$

Kde:

p [Pa] je okamžitý tlak ve válci,
 k [-] je celkový počet válců,
 V_{z1} [dm³] je zdvihový objem jednoho válce,
 dV [dm³] je přírůstek okamžitého objemu válce,
 p_{si1} [Pa] je střední indikovaný tlak jednoho válce.

Ze vztahu (37) je zřejmé, že pro určení hodnoty středního indikovaného tlaku je nutné změřit závislost tlaku ve válci na pootočení klikového hřídele.

6.5 PROTÁČENÍ MOTORU ELEKTRICKÝM DYNAMOMETREM

Metoda protáčení motoru na dynamometru je velmi oblíbená hlavně proto, že jako jediná dokáže určit dílčí složky mechanických ztrát. Samotné měření pak probíhá na dynamometru, který je schopen pracovat v motorickém režimu, tedy protáčet motor. Způsob, jakým se provádí měření dílčích pasivních odporů, lze nazvat jako metodu odstrojování (anglicky "strip method"), při které se odpojují jednotlivé komponenty, jako jsou olejové čerpadlo, vodní pumpa, nebo pohon alternátoru a sledují se změny, které zaznamenávají tenzometry.[13]

Zde je však nutné brát výsledky měření jako velice nadsazené, protože kompresní tlak vznikající při protáčení nedosahuje zdaleka takových hodnot, jako tlak vzniklý během spalování. Pístní kroužky tak nejsou tolik "tlačeny" ke stěně válce, což ve výsledku velmi ovlivní rozdíly mezi naměřenými a skutečnými hodnotami.[13]

6.6 METODA EXTRAPOLACE KŘIVKY CELKOVÉ SPOTŘEBY PALIVA

Tato metoda se také někdy označuje jako metoda extrapolace Willansovy čáry. Je určena pouze pro vznětové motory a podává dobré výsledky pouze u takových agregátů, kde je závislost mechanických ztrát přímo závislá na otáčkách. Willansovu čáru získáme, pokud vyneseme do grafu závislost spotřeby paliva (osa x) na středním indikovaném tlaku, nebo momentu (osa y). Takto vzniklou závislost extrapolujeme až do hodnot nulové spotřeby. Pak



můžeme na ose y odečíst zápornou hodnotu středního tlak ztrát, nebo hodnotu ztrátového momentu.[13]

6.7 METODA VYPÍNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VÁLCŮ

Měření probíhá takovým způsobem, že se odpojí zapalování, nebo vstřikování paliva jednoho válce a sleduje se pokles krouticího momentu respektive výkonu motoru. Tato metoda je vhodná pouze pro více válcové motory a výsledky, které získáme, jsou pouze orientační. Další omezení zde představuje použitelnost metody pouze na nepřepřítované motory. Důvodem je pokles výkonu turbodmychadla po odpojení jednoho z válců, což zmenší plnicí tlak ve válcích ostatních.[13]

6.8 METODA DOBĚHU MOTORU

Princip měření spočívá ve vypnutí zapalování, nebo zamezení přísunu paliva u všech válců motoru a zaznamenávání brzděného momentu při doběhu. Měření se provádí z maximálních otáček do otáček nulových. Tato metoda je vhodná hlavně pro určení aktuálního stavu kluzných ploch motoru.[13]



ZÁVĚR

Třecí ztráty v jednotlivých kontaktních dvojicích spalovacího motoru způsobují značný pokles indikovaného výkonu, což se negativně projevuje zejména na spotřebě a množství škodlivých látek, které pohonná jednotka vyprodukuje během svého provozu. Právě údaje o spotřebě paliva a množství CO₂ vyprodukovaného za jeden kilometr jízdy se staly během několika posledních let nejvíce skloňovanými parametry nově vyvíjených spalovacích motorů.

Cílem této práce pak bylo poukázat na takové oblasti klikového mechanismu spalovacího motoru, které se nejvíce podílejí na vzniku mechanických ztrát, tyto oblasti blíže popsat, vysvětlit mechanismus jejich vzniku a nalézt možný způsob, jakým se v dnešní době nejúčinněji redukuje. Informace byly získávány převážně z odborné literatury, vědeckých článků a v nemalé míře také během konzultací s vedoucím této závěrečné práce.

Velká pozornost byla v závěrečné práci věnována hlavním faktorům, které nejvíce ovlivňují výši mechanických ztrát. Zde jsou vyzdvíženy případy, kdy dochází k největším ztrátám a naopak i situace, kdy za pomoci nejmodernějších olejů, povlaků, povrchových úprav nebo konstrukčních řešení dochází k výraznému snížení těchto ztrát. Dle mého názoru se největší potenciál skrývá v povlacích na bázi diamantu, tedy velmi tenkých vrstvách DLC. Tyto povlaky se již značnou dobu používají u závodních motorů a jsou tedy časem prověřeny, bez zjištění jakýchkoliv závad. Během několika málo posledních let se začaly tyto povlaky objevovat i v sériově vyráběných spalovacích motorech (např. Pure Tech od PSA) a i v této oblasti prokázali své nesporné výhody. Dalším povlakovým materiálem, který dle mého názoru skrývá obrovský potenciál pro automobilový průmysl je polyethylén UHMW-PE, který se během několika tribologických zkoušek ukázal jako velmi vhodný kandidát na revoluční materiál pro kluzná ložiska.

Povlaky však nepředstavují jedinou cestu ke snížení mechanických ztrát. Velmi slibné výkony lze očekávat u moderních plně syntetických olejů, povrchových úprav typu LST, u konstrukčních úprav typu offset osy klikového hřídele nebo u úpravy geometrie pístu. V dnešní době lze díky pokročilým technologiím ztráty ve spalovacích motorech redukovat velmi účinně. Otázkou je však nákladnost výroby nebo životnost takto efektivních pohonných jednotek. To co lze běžně praktikovat u formule 1, patrně u sériového motoru z ekonomických nebo jiných důvodů nelze.

Vývoj pohonných jednotek bude s největší pravděpodobností neustále směřovat k jejich stále výraznějšímu downsizingu, což bude mít v jisté míře neblahý vliv na výsledné mechanické ztráty, a to hlavně z důvodů menších kontaktních ploch součástí a větších kompresních tlaků. Na oleje, povlaky nebo povrchové úpravy tak budou kladeny stále větší nároky, pro jejichž splnění bude třeba užívat nejmodernějších technologií, což bude bezesporu negativně ovlivňovat cenu vyvíjeného motoru.

Lze jen těžko předpokládat, kdy klasické spalovací motory nahradí automobily na čistě elektrický pohon. Do této doby však bude třeba věnovat dostatečně velké úsilí vývoji mechanicky účinným spalovacím motorům, které budou žádat pro svůj provoz méně paliva, mající svůj původ v neobnovitelných zdrojích.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BEČKA, Jan. *Tribologie*. 1.vyd. Praha: ČVUT, 1997, 212 s. ISBN 80-010-1621-8.
- [2] BHUSHAN, Bharat. *Introduction to tribology*. New York: Wiley, 2002, 732 s. ISBN 04-711-5893-3
- [3] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. 3. vyd. Brno: PC DIR, 1996, 215 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně) ISBN 80-214-0829-4.
- [4] DRÁPAL, L.; NOVOTNÝ, P.; MARŠÁLEK, O.; RAFFAI, P.; PÍŠTĚK, V. *Methods of Enhancing Mechanical Efficiency of Cranktrain*. In Setkání uživatelů MSC.Software s.r.o. 2013. Příkop 4, 602 00, Brno: MSC. Software, 2013. s. 144-156. ISBN: 978-80-260-4173- 3
- [5] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [6] KLIMEŠ, Pavel. *Části a mechanismy strojů*. 1.vyd. Brno: CERM, 2003, 70 s. ISBN 80-214-2422-2.
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 483 s.
- [8] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze, 2012, 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6
- [9] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Spalovací motory III*. 2. vyd. Praha: ČVUT Praha, 1994, 165 s. ISBN 80-010-1116-X.
- [10] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní*. Vyd. 1. VUT, 1991, 129 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.
- [11] STACHOWIAK, Gwidon W a A BATCHELOR. *Engineering tribology*. 3rd ed. Boston: Butterworth, c2001, XXIII, 744 s. ISBN 07-506-7304-4.
- [12] ŠTENGL, Michal. ČASOPIS AUTOMOBIL. *Technologie Mazda Skyactiv*. Technický týdeník. Praha: SpringerMedia, 2011, č. 20. ISSN 0040-1064.
- [13] EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. [online]. 2010 [cit. 2014-03-14]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2011/2011_78_01.pdf
- [14] ETSION, I a G HALPERIN. *The effect of various surface treatments on piston pin scuffing resistance*. [online]. 2012 [cit. 2014-02-28]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164806000330>



- [15] HÁJEK, Jiří a Antonín KŘÍŽ. *Tribologická analýza „PIN-on-DISC“*. [online]. 24.-26.5.2005. Hradec nad Moravicí [cit. 2014-02-21]. Dostupné z: http://www.metal2014.com/files/proceedings/metal_05/papers/70.pdf
- [16] KANAGA KARUPPIAHA, K.S, A.L BRUCK a S SUNDARARAJAN. *Friction and wear behavior of ultra-high molecular weight polyethylene as a function of polymer crystallinity*. [online]. 2008 [cit. 2014-03-02]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1742706108000597>
- [17] KERKWIJK, B., Monserrat, G. et al. *Friction behaviour of solid oxide lubricants as second phase in α -Al₂O₃ and stabilised ZrO₂ composites*. In: Sciencedirect [online]. 2003. [cit. 2014-02-25]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164803003880>
- [18] KREINES, L, G HALPERIN a I ETSION. *Fretting wear of thin diamond films deposited on steel substrates*. [online]. [cit. 2014-03-01]. Dostupné z: <http://tx.technion.ac.il/~merei02/public/Thin%20diamond%20films.pdf>
- [19] MOSEY, Nicholas J. *Insights into the chemical behavior of zinc dialkyldithiophosphate anti-wear additives in their isomeric and decomposed forms through molecular simulation*. In: [online]. [cit. 2014-02-28]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X06000429>
- [20] NOVOTNÝ, Pavel, Václav PÍŠTĚK, Richard AMBRÓZ a Lubomír DRÁPAL. *MODERN COMPUTATIONAL APPROACHES TO POWERTRAIN MECHANICAL LOSS SOLUTION*. In: [online]. 2010 [cit. 2014-03-15]. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/20_2010/Novotny.pdf
- [21] PEI, Y.T, D GALVAN a C STRONDL. *Advanced TiC/a-C:H nanocomposite coatings deposited by magnetron sputtering*. [online]. 2006 [cit. 2014-03-02]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0955221905005716>
- [22] PEŠEK, M. *Snižování tření a opotřebení u spalovacích motorů*. [online]. [cit. 2014-02-28]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=525
- [23] RYK, G a I ETSION. *Testing piston rings with partial laser surface texturing for friction reduction*. [online]. 2006 [cit. 2014-02-28]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164806000329>
- [24] TAYLOR, C.M. *Automobile engine tribology—design considerations for efficiency and durability*. [online]. 1998 [cit. 2014-03-29]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164898002531>
- [25] TOMIĆ, Rudolf a Momir SJERIĆ. *THE OPTIMIZATION OF CRANKSHAFT OFFSET OF SPARK IGNITION ENGINE*. [online]. 2012 [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://www.tmt.unze.ba/zbornik/TMT2012Journal/48.pdf>
- [26] TUNG, S. C a H GAO. *Tribological characteristics and surface interaction between piston ring coatings and a blend of energy-conserving oils and ethanol fuels*. [online]. 2003 [cit. 2014-03-01]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164803002400>



- [27] ABUELSAMID, S. *Ford gets Inventor of the Year award for engine block coating system*. [online]. 2009 [cit. 2014-03-01]. Dostupné z: <http://green.autoblog.com/2009/06/03/ford-gets-inventor-of-the-year-award-for-engine-block-coating-sy/>
- [28] *Částicová fyzika, ekvipartiční teorém*. [online]. [cit. 2014-02-27]. Dostupné z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/pub/otazky_cb54.pdf
- [29] *Dynamika*. [online]. 2011 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/DYNAMIKA/11_DYNAMIKA_V%C3%BDkon%20a%20%C3%BA%C4%8Dinnost.pdf
- [30] GALLO, J. Et al. *Co by měl vědět ortoped o biotribologii totální endoprotézy kyčelního kloubu*. [online]. 2011 [cit. 2014-02-19]. Dostupné z: <http://www.achot.cz/detail.php?stat=662>
- [31] *Honda Activa-i Review: i-efficient alternative*. [online]. 2013 [cit. 2014-03-25]. Dostupné z: <http://www.motoroids.com/reviews/honda-activa-i-review/3/>
- [32] *Inside Mazda's New Two-Turbo, Four-Cylinder Diesel Engine*. [online]. 2014 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: http://www.dieselpowermag.com/features/1111dp_mazdas_new_two_turbo_four_cylinder_diesel_engine/
- [33] JEDELSKÝ, Jan. *Kinematika a dynamika klikového mechanismu: Motory a pohony*. [online]. [cit. 2014-02-18]. Dostupné z: http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pohony_a_motory/prednasky/oficialni_sylaby/6-1-klikovy_mechanismus.pdf
- [34] *Materials*. [online]. [cit. 2014-03-02]. Dostupné z: <http://www.crownplastics.com/polymersprocesses/materials>
- [35] *Nissan's 40kg 400HP Engine*. [online]. 2014 [cit. 2014-03-08]. Dostupné z: <http://www.engineering.com/DesignerEdge/DesignerEdgeArticles/ArticleID/7071/Nissans-40kg-400HP-Engine.aspx>
- [36] *Nová řada hnacích ústrojí Volvo Drive-E – výkony na světové špičce versus emise CO2*. [online]. 2013 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: <http://www.volvocars.com/cz/top/about/news-events/Pages/default.aspx?itemid=204>
- [37] *Přednášky. Tribologie*. ÚK, Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně. [online]. [cit. 2014-02-19]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/prednasky/>
- [38] *Radostný i bolestný vývoj nových motorů*. [online]. 2012 [cit. 2014-02-27]. Dostupné z: <http://www.autopress.cz/?page=311.radostny-i-bolestny-vyvoj-novych-motoru>
- [39] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory*. [online]. [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/Vozidlove.motory.pdf>
- [40] *Science friction: Bernie's Basics*. [online]. 2011, 17.2.2011 [cit. 2014-02-19]. Dostupné z: <http://www.abc.net.au/science/articles/2011/02/17/3140791.htm>



- [41] *Složky oleje*. [online]. [cit. 2014-03-01]. Dostupné z: <http://www.znackoveoleje.cz/znackoveoleje/5-ZAJIMAVOSTI/12-Slozky-oleje-aditiva>
- [42] *Take a look at what's inside a Formula 1 engine*. [online]. 2010 [cit. 2014-03-26]. Dostupné z: http://www.auto123.com/en/multimedia/photos/gallery/f1-take-a-look-at-whats-inside-a-formula-1-engine?bid=116952&binding=3#pg=p_4_n_a
- [43] *Volvo Announces Major Commitment To Hybrids With Drive-E Powertrains*. [online]. 2013 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: <http://www.hybridcars.com/volvo-announces-major-commitment-to-hybrids-with-drive-e-powertrains/>
- [44] *What's all this Skyactiv nonsense anyway?*. [online]. 2012 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: <http://altairenlighten.com/wp-content/uploads/2011/12/Mazda-Skyactive-lightweight.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1, a_2	[-]	koeficienty pro výpočet S_{OD}
a_1, a_2, a_3, a_4	[-]	koeficienty pro výpočet β_{Fv}
a_p	[m.s ⁻²]	zrychlení pístu
B, b	[mm]	šířka pouzdra ložiska
c	[mm]	ložisková vůle
C_l	[-]	koeficient pro vstřikování
c_p	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
D	[mm]	průměr pánve kluzného ložiska
DLC		Daimond Like Carbon
dV	[dm ³]	přírůstek okamžitého objemu válce
e	[mm]	excentricita
E_{ZT}	[J]	ztrátová energie
E_l	[J]	dodaná energie
E_2	[J]	odváděná energie
F	[N]	zatěžující síla
F_{cp}	[N]	výsledná síla v klikovém mechanismu
F_D	[N]	hydrodynamická síla
f_{mep}	[Pa]	střední tlak ztrát motoru
F_N	[N]	normálová složka síly F_{pl2}
F_{Np}	[N]	přítlačná síla
F_o	[N]	osová složka síly F_{pl2}
F_P	[N]	setrvačná síla od hmot konajících posuvný pohyb
F_{pl1}, F_{pl2}	[N]	síly působící na dno pístu
F_{pr}	[N]	primární síla v klikovém mechanismu
F_r	[N]	radiální složka síly F_o
F_R	[N]	setrvačná síla od hmot konajících rotační pohyb
F_{sp}	[N]	sekundární síla v klikovém mechanismu
F_t	[N]	tečná složka síly F_o
$F_{tř}$	[N]	třecí síla
F_V	[N]	vztlaková síla
h	[mm]	výška mazací vrstvy
H	[mm]	bezrozměrná tloušťka spáry



h_{min}	[μm]	minimální tloušťka mazacího filmu
HVOF		High Velocity Oxy-Fuel
k	[-]	celkový počet válců
l	[mm]	délka ojnice
l_n	[mm]	nosná délka profilu
LST		Laser Surface Texturing
M_k	[N]	kroucí moment
MKP		Metoda Konečných Prvků
m_p	[kg]	posouvající se hmoty
m_r	[kg]	rotující hmoty
n	[min^{-1}]	otáčky klikového hřídele
NEDC		New European Driving Cycle
p	[Pa]	okamžitý tlak ve válci
P_e	[W]	efektivní výkon
p_h	[Pa]	hydrodynamický tlak v mazací vrstvě
pH		potential of Hydrogen
P_i	[W]	indikovaný výkon
p_k	[Pa]	kontaktní tlak
P_{Rm}	[W]	střední hodnota třecího výkonu
$P_{Rm\ skut}$	[W]	skutečná střední hodnota třecího výkonu
p_{se}	[Pa]	střední efektivní tlak
p_{si}	[Pa]	střední indikovaný tlak
p_{si1}	[Pa]	střední indikovaný tlak jednoho válce
p_{sz}	[Pa]	střední ztrátový tlak
PTWA		Plasma Transferred Wire Arc
P_z	[W]	ztrátový výkon
Q_i	[J]	teplo spotřebované na indikovanou práci
Q_p	[J]	teplo přivedené do oběhu
Q_t	[J]	teplo spotřebované během teoretického oběhu
r	[mm]	poloměr čepu
R	[mm]	poloměr pánve kluzného ložiska
R_a	[μm]	střední aritmetická drsnost povrchu
R_{aA}	[μm]	střední aritmetická drsnost povrchu součásti A



Ra_B	[μm]	střední aritmetická drsnost povrchu součásti B
r_{kl}	[mm]	poloměr klikového hřídele
R_m	[μm]	největší výška nerovností
R_z	[μm]	výška nerovnosti povrchu určená z 10-ti bodů
S^*	[-]	poměrná smyková síla
So_D	[-]	Sommerfeldovo podobnostní číslo
S_p	[mm]	dráha pístu
T_A	[s]	perioda
u	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	rychlost proudění maziva
UHMW-PE		Ultra High Molecular Weight Polyethylene
v_p	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	rychlost pístu
V_z	[dm^3]	zdvihový objem motoru
V_{z1}	[dm^3]	zdvihový objem jednoho válce
w_e	[J]	efektivní práce
w_i	[J]	indikovaná práce
w_m	[J]	ztrátová práce
x	[mm]	souřadnice posunutí ve směru osy x
z	[mm]	souřadnice posunutí ve směru osy z
z_t	[s]	časový podíl mezního tření v jednom pracovním cyklu
ZDDP		zinkový dialkyldithiofosfát
ZEOD		Zero Emission On Demand
α	[$^\circ$]	úhel pootočení kliky od počáteční polohy
β	[$^\circ$]	úhel odklonu ojnice od osy válce
β_{F_v}	[$^\circ$]	úhel, pod kterým působí vztlaková síla F_v
δ	[$^\circ$]	úhel přemístění
Δh	[mm]	vzdálenost od nejvyššího vrcholku nerovnosti
Δl_i	[mm]	délka dílčího úseku nosného profilu
ε	[-]	relativní excentricita
$\dot{\varepsilon}$	[$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	radiální rychlost čepu ložiska
ε_k	[-]	stupeň komprese
ζ	[-]	bezrozměrná souřadnice
η	[$\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$]	dynamická viskozita maziva
η_e	[-]	efektivní účinnost



η_{ch}	[-]	chemická účinnost spalování
η_i	[-]	indikovaná účinnost
η_m	[-]	mechanická účinnost
η_o	[-]	obecná účinnost zařízení
η_p	[-]	stupeň plnosti diagramu
η_t	[-]	tepelná účinnost
λ	[μm]	parametr zahrnující kombinovanou drsnost a minimální tloušťku maziva
λ_k	[-]	klikový poměr
μ	[-]	součinitel tření
μ_m	[-]	součinitel mezního tření
μ_F	[-]	součinitel kapalinného tření
Π	[-]	bezrozměrná tlaková funkce
σ	[μm]	kombinovaná drsnost
τ	[-]	koefficient nabývající rozdílných hodnot pro čtyřdobý a dvoudobý motor
φ	[-]	bezrozměrná souřadnice
ψ	[-]	relativní ložisková vůle
ω	[$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	úhlová rychlost klikového hřídele
ω_{ξ}	[$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	úhlová rychlost čepu kluzného ložiska



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Transformace energií. [8]	11
Obr. 2 Rozdělení účinností spalovacího motoru. [5]	12
Obr. 3 Závislost mechanické účinnosti na otáčkách. [5]	14
Obr. 4 Závislost mechanické účinnosti na stupni komprese. [5]	14
Obr. 5 Závislost mechanické účinnosti na zatížení motoru... [8]	14
Obr. 6 Klikový hřídel motoru Mazda Skyactiv s viditelnými... [32]	15
Obr. 7 Vícevrstvé kluzné ložisko. [39]	17
Obr. 8 Konstrukční řešení bloku motoru z Al slitiny. [39]	18
Obr. 9 Kinematické schéma klikového mechanismu. [33]	19
Obr. 10 Schéma silového působení v klikovém mechanismu. [33]	20
Obr. 11 Schéma silového působení v klikovém mechanismu v závislosti... [33]	22
Obr. 12 Stribeckovy křivky udávající závislosti součinitele tření μ na... [1]	24
Obr. 13 Pohled na stykové plochy na mikroskopické úrovni. [40]	24
Obr. 14 Skutečné kontaktní oblasti stýkajících se těles. [2]	25
Obr. 15 Tribologický systém. [37]	25
Obr. 16 Schéma klínové mezery realizované při hydrodynamickém tření. [37]	27
Obr. 17 Schéma klínové mezery mezi čepem a pánví radiálního HD ložiska. [1]	27
Obr. 18 Stribeckova křivka udávající závislost součinitele tření μ na rychlosti. [37]	29
Obr. 19 Křivka opotřebení. [1]	30
Obr. 20 Druhy opotřebení. [1]	30
Obr. 21 Nosná délka profilu. [3]	31
Obr. 22 Hustota pravděpodobnosti výšek nerovností. [3]	31
Obr. 23 Závislost kinematické viskozity na teplotě. [11]	33
Obr. 24 Diagram vývoje výkonnosti maziv kde zelená oblast označuje... [38]	34
Obr. 25 Vývoj motorů vybraných modelů osobních automobilů. [38]	35
Obr. 26 Přepřínovaný tříválec DIG-TR od Nissanu dosahující výkonu... [35]	37
Obr. 27 Závislost kombinované drsnosti σ stýkajících se ploch na... ..	38
Obr. 28 Závislost parametru λ na kontaktním tlaku p , kdy měření... ..	39
Obr. 29 Vliv drsnosti povrchu na vznik EHD mazání. [11]	39
Obr. 30 Grafy závislostí průměrných hodnot součinitelů tření na... [14]	40
Obr. 31 Grafy závislostí průměrných hodnot součinitelů tření na... [26]	41
Obr. 32 Metoda PTWA, která našla své uplatnění v... [27]	41
Obr. 33 Offset klikového hřídele na motocyklovém motoru Honda. [31]	43
Obr. 34 Píst, který používaly motory F1. [42]	44
Obr. 35 Závislost součinitele tření μ na poměrné excentricitě ε a ... [10]	49
Obr. 36 Polární diagram zobrazující trajektorii středu klikového čepu v ... [10]	50
Obr. 37 Schéma postupného výpočtu mechanických ztrát na virtuálním motoru. [20]	52
Obr. 38 Výsledky predikce mechanických ztrát na virtuálním motoru. [20]	53