



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MECHANICKÉ ZTRÁTY POHONNÝCH JEDNOTEK
MODERNÍCH AUTOMOBILŮ**

MECHANICAL LOSSES OF MODERN POWERTRAINS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kateřina Vaňkátová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: Kateřina Vaňkátová
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
Akademický rok: 2021/22

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:

Mechanické ztráty pohonných jednotek moderních automobilů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Příčiny a mechanismy vzniku mechanických ztrát

Metody experimentálního stanovování mechanických ztrát

Metody modelování mechanických ztrát. Zpracujte ty základní ve formě skriptu Excel nebo MATLAB.

Metody snižování mechanických ztrát a vývoj těchto metod u moderních automobilů.

Cíle bakalářské práce:

Popis mechanismu vzniku mechanických ztrát (mechanická účinnost) spalovacích motorů, elektromotorů či hybridních pohonů jako celku. Popis metod na experimentální stanovení ztrát. Možnosti jejich snižování u moderních automobilů. Zpracování skriptů pro modelování mechanických ztrát.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 4th ed. Basingstoke: Palgrave Macmillan, c2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engines Fundamentals. USA : McGraw-Hill, Inc., 1988. 485 s. ISBN 0-07-028637-X.

SENF, James R. Mechanical efficiency of heat engines. 1. Cambridge: Cambridge University Press, 2007. ISBN 978-0-521-86880-8.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou mechanických ztrát ve spalovacích motorech osobních automobilů. V následujících kapitolách jsou popsány původ a mechanismus vzniku mechanických ztrát, oblasti jejich vzniku nejen v samotném motoru, ale také v příslušenství poháněném motorem. Dále práce shrnuje současné poznání v oblasti snižování mechanických ztrát a metody určování ztrát motorů již během jejich vývoje. Úkolem práce je seznámit čtenáře nejen s problematikou vzniku mechanických ztrát, ale i s jejich významným negativním dopadem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Mechanické ztráty, spalovací motory, tření, pístní skupina, klikový hřídel, olejové čerpadlo, alternátor, klimatizace.

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the issue of mechanical losses in internal combustion engines of passenger cars. The following chapters describe the origin of mechanical losses, the area of their occurrence in the engine and in the accessories driven by the engine. Furthermore, the work summarizes the current knowledge in the field of reducing mechanical losses and methods of determining the engine losses during their development. The aim of this work is to acquaint the reader not only with the issue of mechanical losses, but also with their significant negative impact.

KEYWORDS

Mechanical losses, internal combustion engines, friction, piston group, crankshaft, oil pump, alternator, air conditioning system.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAŇKÁTOVÁ, Kateřina. *Mechanické ztráty pohonných jednotek moderních automobilů* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140637>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Josef Štětina.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Kateřina Vaňkátová

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří v první řadě vedoucímu této práce prof. Ing Josefu Štětinovi, Ph.D. za jeho cenné rady a trpělivost. Dále bych chtěla poděkovat svojí rodině a přátelům za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Mechanické ztráty ve spalovacím motoru	12
1.1 Základy tribologie	12
1.1.1 Tření	12
1.1.2 Opotřebení	13
1.1.3 Mazání	14
1.2 Oblasti vzniku mechanických ztrát	16
1.2.1 Pístní skupina	17
1.2.2 Snižování tření pístní skupiny	18
1.2.3 Ložiska klikového hřídele	20
1.2.4 Snižování tření ložisek klikového hřídele	20
1.2.5 Vyvažovací systém 2.řádu	22
1.2.6 Snižování tření vyvažovacího systému 2.řádu	22
1.2.7 Ventilové rozvody	22
1.2.8 Snižování tření ventilových rozvodů	22
2 Mechanické ztráty způsobené příslušenstvím	23
2.1 Olejové čerpadlo	23
2.1.1 Pohon/umístění	23
2.1.2 Optimalizace olejového systému	23
2.1.3 Regulovatelné čerpadlo	24
2.2 Alternátor	25
2.2.1 Ztráty v alternátoru	25
2.2.2 Snižování ztrát v alternátoru	25
2.3 Klimatizační systém	27
2.3.1 Parní-kompresní chladicí systém	28
2.3.2 Ztráty v klimatizačním okruhu	28
2.3.3 Alternativní klimatizační systémy a snižování ztrát	29
3 Experimentální metody měření mechanických ztrát	31
3.1 Willanova přímka	31
3.2 Morseova metoda	31
3.3 Strip-Down test	32
3.4 Měření motoru se spalováním	32
3.5 Metoda doběhu motoru	33
3.6 Nové poznatky v měření mechanických ztrát	33
4 Výpočet středního efektivního tlaku tření	34
Závěr	36
Použité informační zdroje	37
Seznam použitých zkratk a symbolů	40
Seznam příloh	42

Úvod

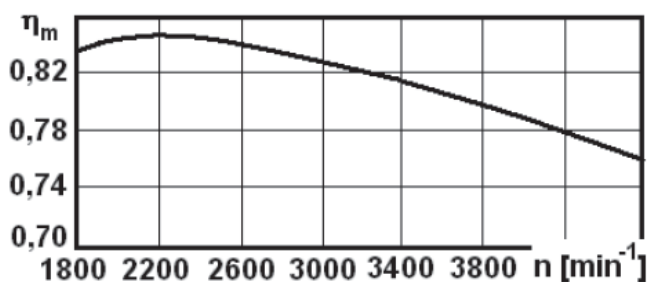
Moderní svět a jeho vývoj je pod velkým vlivem ekologie a automobilový průmysl není výjimkou. Evropská unie, ve snaze omezit podíl osobní automobilové dopravy na produkci skleníkových plynů a globálním oteplování, vydává stále přísnější předpisy o omezení průměrných emisí nejen osobních dopravních prostředků. Podle nařízení č.2019/631 EU nesmí výrobce přesáhnout průměrnou hodnotu 95 g CO₂/km ze všech nově vyráběných osobních automobilů po roce 2020 [3]. Aktuální data jsou 108 g CO₂/km pro celou Evropu a 129 g CO₂/km pro Českou republiku [3] (viz. Příloha I,II).

Abychom omezili produkci výfukových plynů, je nutné docílit nižší spotřeby paliva, a proto zvýšit účinnost spalovacích motorů (dále SM). Celková účinnost SM je vyjádřena součinem dílčích účinností – chemické (stupeň dokonalosti spalování paliva), tepelné (podíl tepla spotřebovaného na práci ideálního oběhu motoru a tepla dodaného skutečnému oběhu), stupně plnosti diagramu (podíl tepla spotřebovaného na indikovanou práci a tepla spotřebovaného na práci ideálního oběhu) a účinnosti mechanické [4]. Zvýšení mechanické účinnosti je prioritou současného vývoje v automobilovém průmyslu.

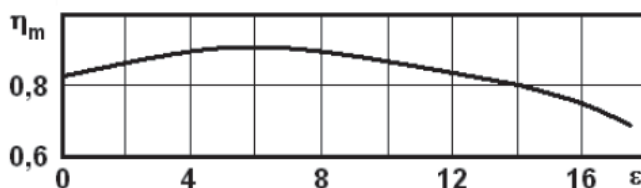
Mechanická účinnost je definovaná jako podíl práce odebírané z klikové hřídele a indikované práce. Rozdíl mezi těmito pracemi tvoří mechanické ztráty, jejichž hodnota je 10-30 % indikované práce. Tyto ztráty můžeme rozdělit do několika skupin:

- Ztráty ventilační,
- ztráty třením,
- práce potřebná k výměně náplně válce,
- pohon pomocných zařízení [4].

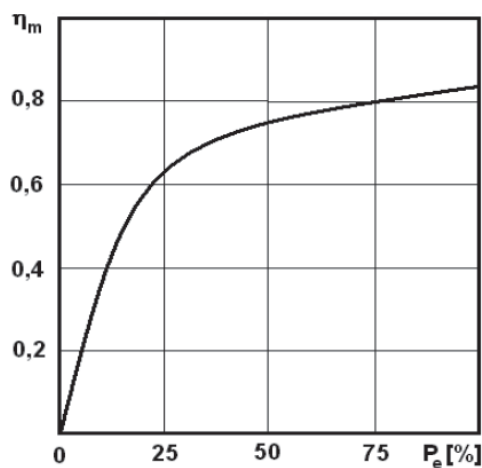
Výše mechanických ztrát je nejvíce ovlivněna typem a konstrukcí motoru. Závislost mechanické účinnosti na vybraných parametrech je zobrazena na následujících grafech.



Obrázek 1: Závislost mechanické účinnosti η_m na otáčkách motoru n [4]



Obrázek 2: Závislost mechanické účinnosti η_m na stupni komprese motoru ϵ [4]



Obrázek 3: Závislost mechanické účinnosti η_m na efektivním výkonu P_e [4]

Tato práce se v následujících kapitolách zabývá oblastmi vzniku největších mechanických ztrát v pístových spalovacích motorech, vznětových i zážehových, vzhledem k jejich širokému zastoupení v osobní dopravě. Osobní automobily jsou dnes převážně využívány pro jízdy ve městě, což mnohdy znamená pouze popojíždění v kolonách. Motory tedy pracují pouze v nízkých otáčkách s nízkou mechanickou účinností. Dále práce shrnuje současné metody měření a snižování mechanických ztrát. Součástí je také výpočet středního efektivního tlaku tření.

1 MECHANICKÉ ZTRÁTY VE SPALOVACÍM MOTORU

1.1 ZÁKLADY TRIBOLOGIE

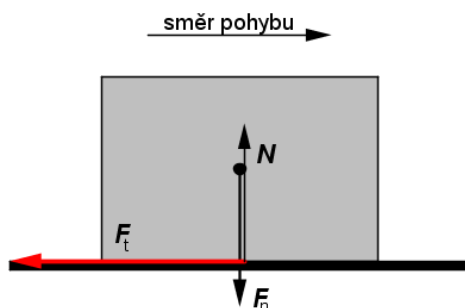
Označení tribologie pochází z řečtiny – tribos = tření, logos = věda [10]. Tribologie je poměrně nová mezioborová disciplína zabývající se chováním dotýkajících se povrchů ve vzájemném pohybu. Tento pohyb je kluzný, valivý, rotační, nárazový nebo kmitavý, případně kombinace pohybů [10]. Může docházet ke styku dvou tuhých povrchů nebo tuhého povrchu s kapalinou. Účel takové interakce je přenos nebo zastavení pohybu, přenos energie nebo přeměna pohybu na jinou formu energie.

1.1.1 TŘENÍ

Tření je odpor vůči pohybu. Projevuje se při relativním pohybu dvou těles (povrchů) v tangenciálním směru, přičemž tato tělesa (povrchy) musí být ve vzájemném kontaktu.

Třecí síla působí proti směru relativního pohybu a její velikost je přímo úměrná velikosti normálové síly (normálové zatížení). Rozlišujeme třecí sílu statickou, která těleso uvede z klidu do relativního pohybu, a třecí sílu dynamickou, která tento relativní pohyb udržuje [10].

Koeficient tření f je definován jako poměr třecí síly F_t ku síle normálové F_n . Koeficient statického tření je zpravidla větší než nebo roven koeficientu dynamického tření. Podle Amontonova-Coulombova zákona je třecí síla přímo úměrná normálové síle a nezávisí na velikosti plochy dotyku [11].



Obrázek 4: Znáznornění sil při smykovém tření [11]

Běžně se setkáváme se dvěma typy tření – suché a kapalinné. Suché (nebo také Coulombovské) tření popisuje tření mezi dvěma suchými povrchy. Kapalinné tření popisuje tření dvou povrchů, mezi nimiž se nachází vrstva kapaliny (viz. kapitola 1.1.3 Mazání).

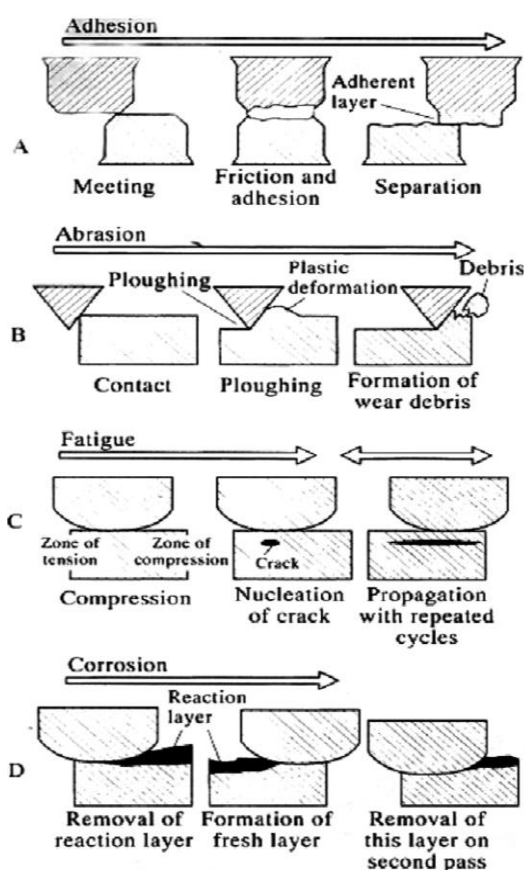
Tření není vlastností materiálu samotného [10]. Závisí na provozních podmínkách, stavu a úpravách daného povrchu a také na spojení konkrétních materiálů. Při styku dvou povrchů nastává kontakt na vrcholcích nerovností těchto povrchů. Dochází k deformaci a k tvorbě diskretních kontaktních bodů, jejichž vzdálenost je velmi malá. To vede ke vzniku adheze (přilnavosti). Například čisté kovy a slitiny vykazují vysokou přilnavost a následně vysoké tření a opotřebení, proto se využívá chemických povlaků k prodloužení jejich životnosti [10]. Dále je vhodné vyhnout se kontaktu stejných materiálů. Identický pár, např. železo-železo, vytváří vysoké tření.

Tření způsobuje ztrátu energie a opotřebení kontaktních povrchů [10]. Zejména u ložisek je tření velmi nežádoucí.

1.1.2 OPOTŘEBENÍ

Opotřebení je nechtěné poškození nebo odstranění materiálu z pevného povrchu během relativního pohybu. Obdobně jako u tření, opotřebení není vlastností materiálu. Závisí na provozních podmínkách a stavu povrchu. K opotřebení dochází vlivem mechanického nebo chemického působení, případně jejich kombinací. Obecně lze říct, že opotřebení je urychlováno ohřevem během tření, ačkoliv míra opotřebení nemusí s třením souviset.

Mezi hlavní mechanismy opotřebení se řadí adheze, abraze, únava materiálu, eroze, vliv vibrací a nárazů, chemické opotřebení a opotřebení způsobené elektrickým obloukem [10]. Další mechanismy jsou tření a třecí koroze a kombinace hlavních mechanismů. Ke všem druhům opotřebení, kromě únavy materiálu, dochází postupným odebíráním materiálu. Vybrané druhy opotřebení jsou znázorněny na obrázku 5.



Obrázek 5¹: Mechanismy opotřebení [13]

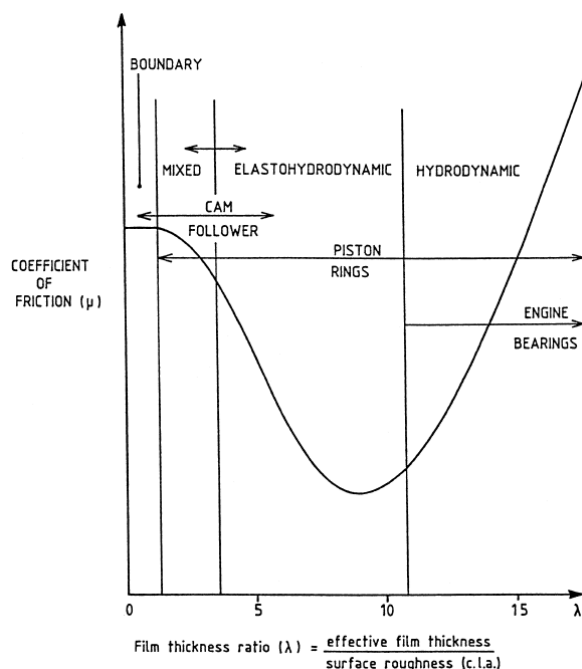
A – adheze, B – abraze, C – únava materiálu, D – koroze

¹Překlad výrazů z obrázku 5: abrasion – abraze/mechanické obrušování, adherent layer – přilnavá vrstva, adhesion – adheze/přilnavost, compression – stlačení, corrosion – koroze, crack – trhлина, debris – úlomek, fatigue – únava, formation of fresh layer – vytvoření nové vrstvy, formation of wear debris – vytvoření úlomku, friction – tření, meeting – setkání, nucleation of crack – vznik trhliny, plastic deformation – plastická deformace, ploughing – rýhování, propagation with repeated cycles – množení opakovanými cykly, reaction layer – reakční vrstva, removal of fresh layer – odstranění nové vrstvy, removal of reaction layer – odstranění reakční vrstvy, removal of this layer on second pass - odstranění této vrstvy při druhém průchodu, separation – oddělení, zone of compression – oblast stlačení, zone of tension – oblast napětí.

Analýzu opotřebení často komplikuje kombinace jednotlivých mechanismů [10]. V mnoha případech je poškození iniciováno jedním druhem opotřebení a dále pokračuje jiným mechanismem, respektive kombinací mechanismů.

1.1.3 MAZÁNÍ

Maziva jsou záměrně užívána ke snížení tření a opotřebení materiálu. Využívají se maziva kapalná (kapaliny nebo plyny) i pevná. Mazivo zabraňuje kontaktu pevných povrchů. Podle tloušťky mazivové vrstvy rozlišujeme několik režimů mazání (viz. obr.6 a příloha III).²



Obrázek 6²: Režimy mazání [9]

Hydrostatické mazání

Hydrostatické (HS) mazání je využíváno u hydrostatických ložisek. Spočívá ve vytvoření silné vrstvy maziva, které je přiváděno čerpadlem z vnějšího zdroje [10]. Tato ložiska mohou být označena jako „externě tlakována“.

HS ložiska nevyžadují relativní pohyb povrchů k vytvoření nosného tlaku, narozdíl od hydrodynamických ložisek [10]. Proto jsou využívána v mechanismech, kde není možné připustit dotyk nebo tření povrchů ložiska.

Značná nevýhoda HS ložisek jsou vysoké náklady a nároky na prostor – vyžadují vysokotlaká čerpadla a filtrování kapaliny. Navíc dochází k chemickému opotřebení povrchů kvůli interakci s mazivem.

² Překlad výrazů z obrázku 6: boundary – mezní, cam follower – kladička vačky, coefficient of friction – koeficient tření, effective film thickness – účinná tloušťka maziva, elastohydrodynamic – elastohydrodynamické, engine bearings – ložiska motoru, film thickness ratio – poměr tloušťky maziva, hydrodynamic – hydrodynamické, mixed – smíšené, piston rings – pístní kroužky, surface roughness – drsnost povrchu

Hydrodynamické mazání

Hydrodynamické (HD) mazání bývá také označováno jako mazání „tlustovrstvé“. Princip HD mazání je založen na viskozitě maziva. Jakmile dojde k pohybu ložiska, mazivo je vtaženo mezi nosné plochy a stlačeno [10]. Tím se vytvoří dostatečný tlak bez nutnosti vnějšího čerpacího zařízení. Tento princip je využíván např. u axiálních ložisek, která jsou v průmyslu hojně rozšířena. Pro dosažení vysoké únosnosti je třeba použít ložiska pracující při vysokých rychlostech mazaná kapalinou o vysoké viskozitě. Taková ložiska nazýváme „samočinná“.

Nevýhodou HD mazání je kontakt povrchů při nízkých rychlostech (např. start/stop), proto dochází k adheznímu opotřebení povrchů. Tento kontakt závisí na viskozitě maziva a jeho chování je možné vypočítat pomocí Reynoldsovy rovnice [10]. Interakce maziva s materiálem ložiska může způsobit korozní opotřebení. To se minimalizuje inertním povlakem na povrchu ložiska, který vznikne reakcí maziva a přísady v materiálu ložiska (např. fosfáty) [10].

Elasto-hydrodynamické mazání

Elasto-hydrodynamické (EHD) mazání je typem HD mazání. Zatížení je převážně neseno vrstvou maziva, která je tenčí než u HD mazání [10]. V některých oblastech dochází ke kontaktu nerovností povrchů a uplatňuje se zde pružná deformace. Z tohoto důvodu se využívají maziva, která vytvářejí na povrchu ložiska ochranný film, čímž se zabrání přímému kontaktu povrchů. EHD mazání je využíváno při velkém zatížení na malé kontaktní ploše, např. kuličková ložiska, ozubená kola.

Problém u EHD mazání nastane při vysokém tlaku v místě kontaktu. Může dojít ke změně viskozity maziva a elastické deformaci [10]. Další nevýhody jsou stejné jako u HD mazání. Nejčastěji ale dochází k opotřebení únavou.

Smíšené mazání

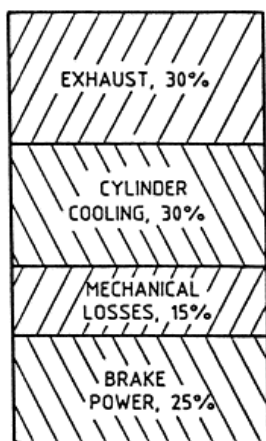
Smíšené mazání je pomezí HD (příp. EHD) a mezního mazání. Uplatňují se zde dva mechanismy v různé míře. Nastávají častější kontakty pevných povrchů než u EHD mazání, ale část zatížení je stále nesena HD vrstvou maziva [10]. K ochraně před adhezním opotřebením se využívají chemické povlaky povrchů. Smíšené mazání bývá označováno také jako „tenkovrstvé“. [10]

Mezní mazání

Mezní mazání nastává při vysokém zatížení, poklesu rychlosti nebo poklesu viskozity maziva [10]. Nerovnosti pevných povrchů jsou v přímém kontaktu. Pokud nejsou přítomna žádná maziva, je tření velmi vysoké. Dochází k adheznímu a koroznímu opotřebení.

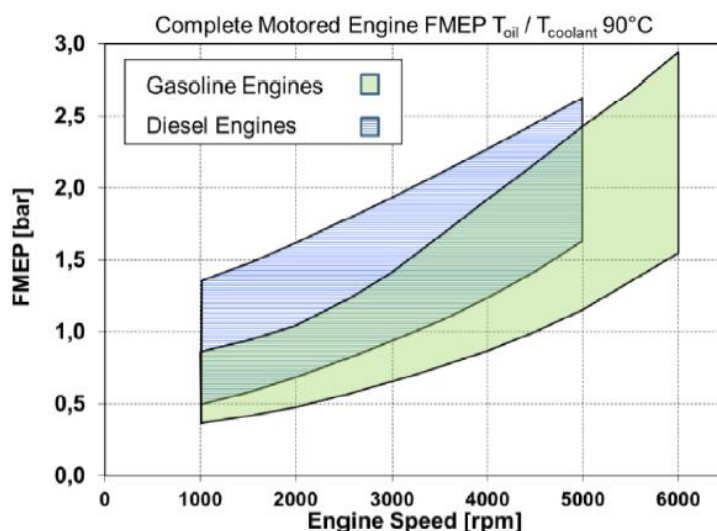
1.2 OBLASTI VZNIKU MECHANICKÝCH ZTRÁT

Spalovací motory mají velkou nevýhodu – nízkou tepelnou a mechanickou účinnost. Až 60 % energie paliva je odvedeno ve formě tepla z povrchů motoru a výfukovým potrubím, 15 % energie se ztratí mechanicky (viz obr.7) [7].³



Obrázek 7³: Rozložení energie paliva ve spalovacím motoru [7]

Mechanické ztráty motoru bývají často vyjádřeny jako FMEP (Friction Mean Effective Pressure – střední třecí tlak) v jednotkách bar. Obrázek 8 znázorňuje porovnání FMEP vznětových (v grafu modrá) a zážehových (zelená) motorů osobních automobilů. Obecně lze říct, že vznětové motory mají vyšší tření způsobené většími tlaky ve válcích, což vyžaduje robustnější konstrukci některých dílů. Nicméně nejlepší vznětové motory mají nižší FMEP než nejběžnější zážehové motory. Z toho vyplývá, že výše tření závisí na konkrétní konstrukci a použité technologii [7].⁴



Obrázek 8⁴: Závislost FMEP [bar] vznětových a zážehových motorů na jejich otáčkách n [min^{-1}] [7]

³ Překlad výrazů z obrázku 7: brake power – brzdový výkon, cylinder cooling – chlazení válců, exhaust – výfuk, mechanical losses – mechanické ztráty.

⁴ Překlad výrazů z obrázku 8: diesel engines – vznětové motory, engine speed – rychlost motoru, gasoline engines – zážehové motory,

Zásadním krokem je určit jednotlivé zdroje mechanických ztrát v motoru.

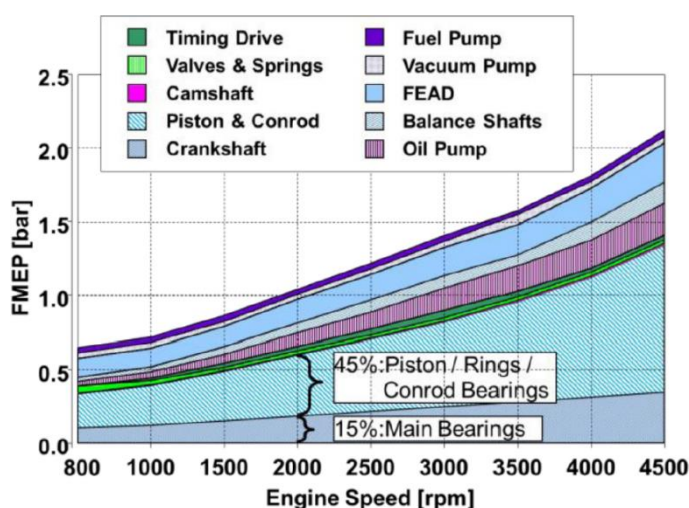
Strip-Down testování

Strip-Down test je jednoduchá metoda, mezi jejíž nesporné výhody patří opakovatelnost a rozdělení celkového tření v motoru na jednotlivé zdroje.

FMEP je měřeno na motoru běžícím bez spalování s olejem a chladicí kapalinou o teplotě 90°C. Nejdříve se změří FMEP celého motoru, následně je motor postupně rozebírán s průběžným měřením FMEP. Celkové FMEP tak lze rozdělit na hlavní části motoru (viz obr.9) [7]

Z grafu (Obr.9) je zřejmé, že hlavní zdroje ztrát v motoru jsou:

- pístní skupina (~45 %),
- hlavní ložiska klikového hřídele (~15 %),
- vyvažovací systém,
- ventilový rozvod [7].



Obrázek 9⁵: Strip-Down test – rozložení FMEP motoru [7]

Dalším nezanedbatelným zdrojem mechanických ztrát je pohon přídatných zařízení, tzv. „parazitické ztráty“ (viz kapitola 2).

1.2.1 PÍSTNÍ SKUPINA

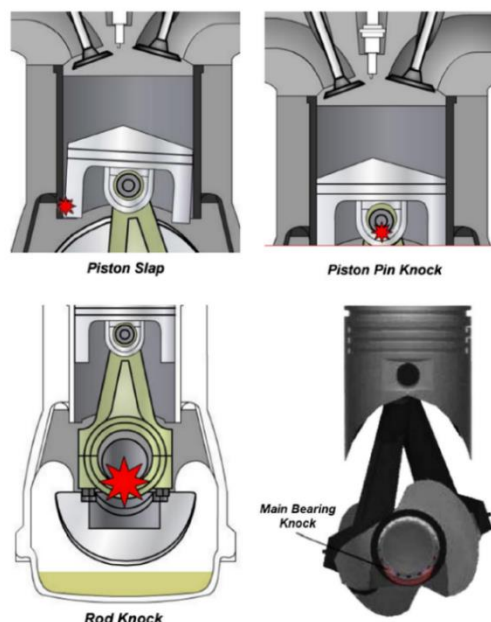
Pístní skupinu tvoří píst, těsnící a stírací kroužky, pístní čep a pojistky. Hlavní požadavky kladené na pístní skupinu jsou:

- přenos síly způsobené tlakem plynů na ojnici,
- přenos boční síly vyvolané klikovým hřídelem na stěnu válce,

⁵ Překlad výrazů z obrázku 9: balance shafts – vyvažovací hřídele, camshaft – vačkový hřídel, conrod bearings – ojniční ložiska, crankshaft – klikový hřídel, FEAD (Front End Accessory Drive) – pohon předního příslušenství, fuel pump – palivové čerpadlo, main bearings – hlavní ložiska, oil pump – olejové čerpadlo, piston & conrod – píst a ojnice, timing drive – pohon časování, vacuum pump – vakuové čerpadlo, valves & springs – ventily a pružiny.

- utěsnění spalovacího prostoru, omezení úniku spalín do klikové skříně motoru a průniku oleje do spalovacího prostoru,
- odvod tepla ze dna pístu do stěn spalovacího prostoru [4].

Kontakt pístu a válce tvoří okolo 40% tření v motoru. Nejkritičtější oblasti znázorňuje obrázek 10⁶.



Obrázek 10: Znázornění tření v pístní skupině [8]

Jedná se o rozhraní s vratným pohybem, a tudíž se smíšeným mazáním (především v horní a dolní úvratí vzhledem k nízké rychlosti v těchto oblastech), a velkým normálovým zatížením [8]. Navíc kvůli dostatečnému utěsnění prostoru musí těsnící kroužky tlačít na stěny válců.

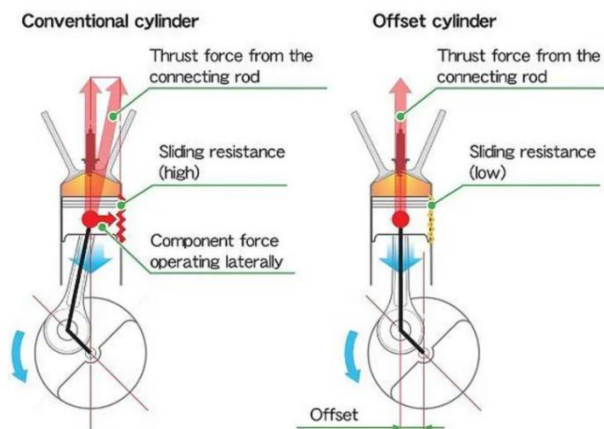
1.2.2 SNIŽOVÁNÍ TŘENÍ PÍSTNÍ SKUPINY

Snížení normálové síly

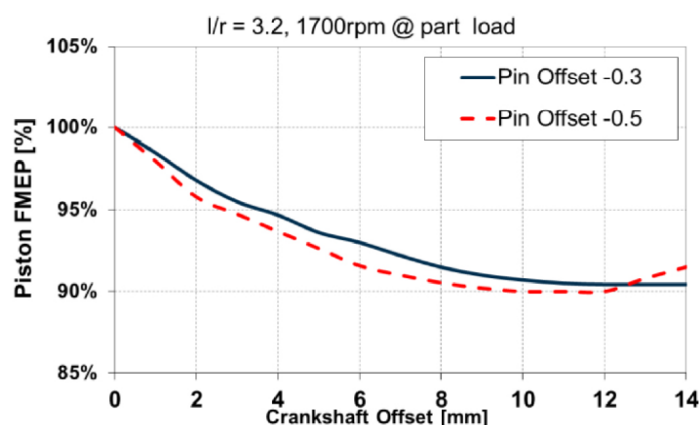
Normálovou sílu lze zmenšit zvětšením ojnicního poměru, tj. poměr délky ojnice ku půlzdvihu. Běžně se používal ojnicní poměr přibližně 3,0. U novějších automobilů došlo ke zvýšení na 4,0, což při 2000 ot./min vede ke snížení FMEP až o 4 % [7].

Normálovou sílu mezi pístem a válcem lze snížit odsazením osy klikového hřídele oproti ose válce (viz obr. 11). Dojde ke snížení síly na přitlačné straně válce a zvýšení síly na straně opačné. Je tak docíleno symetričtějšího zatížení pístu a kroužků. U osobních automobilů se volí odsazení 10-15 % vrtání válce. FMEP se při 2000 ot./min sníží až o 2 % (viz obr.12) [7].

⁶ Překlad výrazů z obrázku 10: main bearing knock – klepání hlavního ložiska, piston pin knock – klepání pístního čepu, piston slap – tření pístu, rod knock – klepání ojnice.



Obrázek 11⁷: Porovnání klasické konstrukce a odsazení klikového hřídele [14]



Obrázek 12⁸: Snížení FMEP díky odsazení klikového hřídele [7]

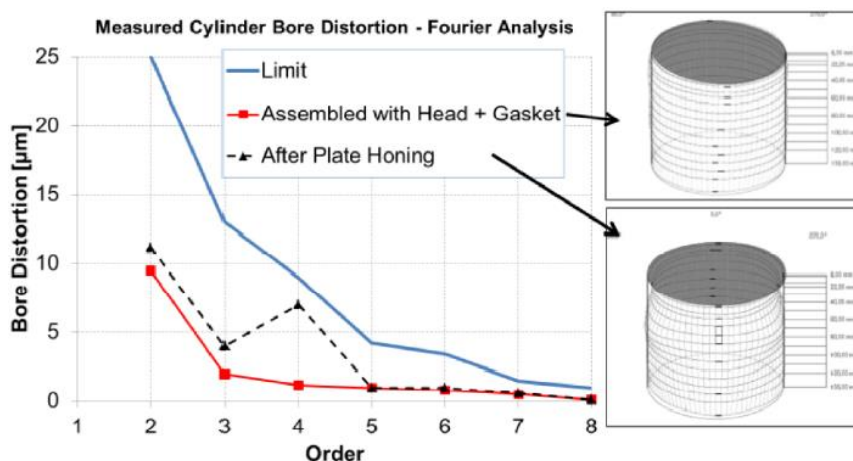
Další možností je zvětšení vůle pístu. Příliš velká vůle ovšem vede k nežádoucím vibracím.⁷⁸

Snížení sil působících na kroužky

Těsnění a šrouby hlavy válce způsobují drobné elastické deformace po obvodu válce [7]. Tyto deformace se udávají jako součet řádů, podle nich se dále volí vhodné těsnící kroužky. Deformace lze omezit speciálními konstrukčními úpravami, např. těsněním hlavy válce s proměnnou tloušťkou. Nulové deformace dosáhneme využitím honování, kdy je blok válce během procesu předepnut našroubováním na formu hlavy válce [7].

⁷ Překlad výrazů z obrázku 11: component force operating laterally – složka síly působící příčně, conventional cylinder – konvenční válec, offset – odsazení, offset cylinder – odsazení válce, sliding resistance (high/low) – posuvný odpor (vysoký/nízký), thrust force from the connecting rod – tažná síla od ojnice.

⁸ Překlad výrazů z obrázku 12: crankshaft offset – odsazení klikového hřídele, part load – částečné zatížení, pin offset – odsazení čepu, piston – píst.



Obrázek 13⁹: Snížení deformací válce honováním [7]

Tření pístních kroužků lze snížit povlakem DLC (Diamond-Like Carbon), používá se především na horní a stírací kroužky [7].

Zásadní je samotné provedení kroužků. Vliv má šířka, tvar, plocha styku i výběr materiálu. Obecně se používají spíše tenké kroužky, jsou méně tuhé a lépe se přizpůsobují povrchu válce [7].

Tření mezi pístem a válcem závisí také na použitém mazivu, především jeho viskozitě. Snížit tření lze volbou oleje s nižší viskozitou nebo zvýšením dovolené provozní teploty válce [7]. Při částečném zatížení motoru dochází k přechlazování válce, je určen pro provoz v plné zatížení. Využití termostatu nebo děleného chladicího systému lze docílit vyšší teploty chladicí kapaliny a tím i teploty oleje při částečném zatížení.

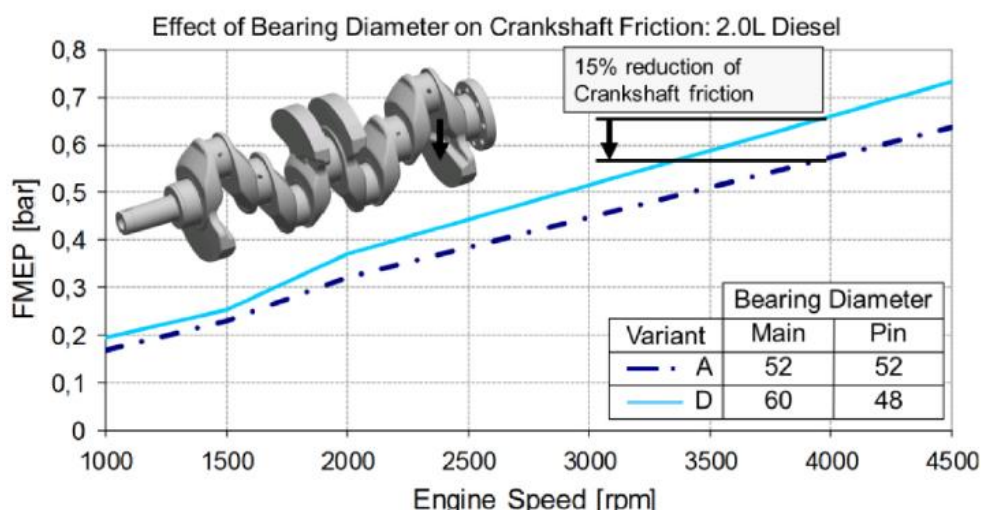
1.2.3 LOŽISKA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Ložiska klikového hřídele (hlavní a ojnicí) způsobují 20-25 % tření v motoru [7]. U osobních automobilů se obvykle volí ložiska kluzná s měkkými kovovými pánevemi mezi hřídelí a ložiskovým pouzdem. Tlakové cirkulační mazání motoru vytváří v ložiskách hydrodynamickou mazací vrstvu, je tak zabezpečeno nízké opotřebení, vysoká životnost ložisek, omezení přenosu vibrací na blok motoru a nízká hlučnost [4].

1.2.4 SNIŽOVÁNÍ TŘENÍ LOŽISEK KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Nejvýznamnějším parametrem ovlivňujícím tření je průměr kluzného ložiska. Tření se snižuje zmenšením průměru ložisek, což vede ke zvýšenému zatížení a vyšším nárokům na materiál pouzder [7]. Pokud se nemění rozměry motoru, šířka ložiska je zachována, nedochází tak ke snížení nosnosti a zvýšené spotřebě oleje. Zmenšení průměru ložisek zlepšuje ohybovou tuhost celého klikového hřídele. U řadových motorů je vyšší počet hlavních ložisek než ojnic, proto je výhodnější zmenšit průměr hlavních ložisek. Obrázek 12 znázorňuje výsledky studie, která porovnávala čtyři různé kombinace průměrů hlavních a ojnicích ložisek 2,0 l dieselového motoru. Rozdíl tření mezi nejlepší a nejhorší konstrukcí činil až 15 %, což je 3-4 % FMEP motoru (při vyšších otáčkách) [7].

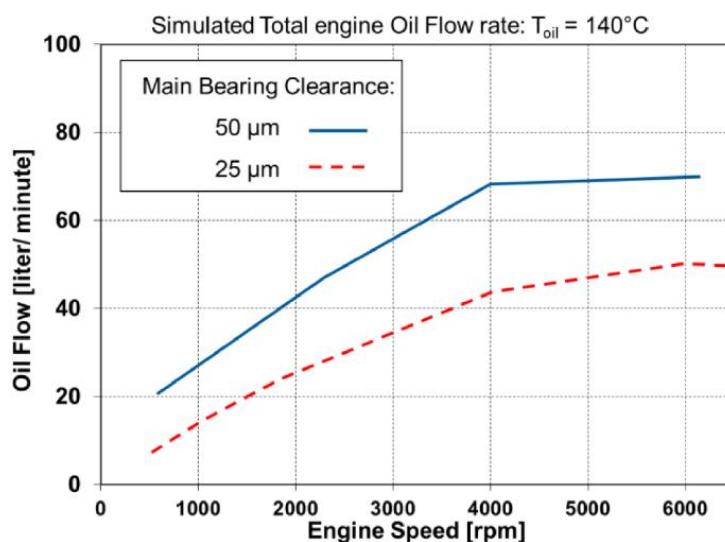
⁹ Překlad výrazů z obrázku 13: after plate honing – po honování, assembled with head+gasket – sestavený s hlavou a těsněním, bore distortion – zkreslení vrtání/válce, limit – mez, measured cylinder bore distortion – naměřené zkreslení vrtání válce, order – řád.



Obrázek 14¹⁰: Vliv průměru ložisek (hlavních a ojničních) na tření klikového hřídele [7]

Tření ložisek klikového hřídele je možné snížit zvětšením vůle ložisek, horní mez vůle je obvykle volena 0,8 ‰ průměru ložiska [7]. Vzhledem k velkému teplotnímu zatížení klikového hřídele a rozdílným teplotním roztažnostem skříně a hřídele dochází k proměnlivosti vůle. Ke snížení tření je nutné udržet rozsah odchylek jednotlivých součástí co nejmenší – snížením tolerancí nebo selektivní montáží.

Zvýšením vůle ložisek se sníží tření, ale dojde ke zvýšenému průtoku oleje. Pokud byla zvolena hodnota tlaku oleje s vysokou bezpečnostní rezervou (priorita pro životnost a spolehlivost), je vhodné ji snížit na minimum pro spolehlivý provoz. Na obr.15 je zobrazen rozdíl v průtoku oleje v závislosti na otáčkách motoru pro malou a velkou vůli ložisek. Průtok oleje se v tomto případě snížil přibližně o 25 % [7].



Obrázek 15¹¹: Vliv vůle hlavních ložisek na průtok oleje [7]

¹⁰ Překlad výrazů z obrázku 14: bearing diameter – průměr ložisek, effect of bearing diameter on crankshaft friction – vliv průměru ložisek na tření klikového hřídele, main – hlavní, pin – čepová, reduction – snížení.

¹¹ Překlad výrazů z obrázku 15: main bearings clearance – vůle hlavního ložiska, oil flow – průtok oleje, simulated total engine oil flow – simulovaný průtok oleje motorem.

Vzhledem ke zmenšování průměru ložisek a snižování průtoku oleje jsou ložiska více namáhána [7]. Z tohoto důvodu musí být kladen větší důraz na mikrogeometrii ložisek i hřídele. Materiály se volí tak, aby ložiska zvládla nouzový chod a vysoké zatížení.

1.2.5 VYVAŽOVACÍ SYSTÉM 2.ŘÁDU

Vyvažovací systém 2.řádu (Mass Balancer System – MBS) je využíván u řadových čtyřválcových motorů, dříve pro objem nad 2 l. V dnešní době díky trendu downsizingu (zmenšování motorů) se MBS využívá i pro motory s objemem menším.

1.2.6 SNIŽOVÁNÍ TŘENÍ VYVAŽOVACÍHO SYSTÉMU 2.ŘÁDU

Obdobně jako u ložisek klikového hřídele je tření ovlivněno průměrem ložisek MBS a průtokem oleje. Protože se MBS otáčí dvojnásobnou rychlostí než klikový hřídel a průtok oleje je vyšší, využívá se omezovač průtoku. Výrazné zlepšení tření se dosahuje použitím jehlových ložisek. Tato ložiska sama o sobě vykazují nižší tření a nutně nevyžadují tlakové mazání. Pouze tímto opatřením se docílilo snížení emisí CO₂ o 2 % [7].

1.2.7 VENTILOVÉ ROZVODY

Rozvodové mechanismy zabezpečují otevírání/zavírání prostoru válce motoru v daném časovém intervalu. Rozvody jsou mechanicky i tepelně namáhány, přesto musí zajistit bezporuchový chod, nízkou hlučnost a minimální tlakové ztráty [4].

1.2.8 SNIŽOVÁNÍ TŘENÍ VENTILOVÝCH ROZVODŮ

Tření ventilového rozvodu závisí především na koncepci jeho ovládání. Nejběžnější volbou pro osobní automobily je 4V-DOHC (4 Valve - Double Over Head Camshaft = 2 vačkové hřídele uložené na hlavě válce se 4 ventily v hlavě válce) s přímočarými zdvihátky a hydraulickými seřizovači vůle [7]. Toto uspořádání je z hlediska tření výhodné díky valivému kontaktu vačky a zdvihátka. Významnou roli hraje i mikrogeometrie a minimalizování tlaku a průtoku oleje.

Použitím válečkových ložisek lze snížit tření ložisek vačkových hřídelů až o 30 %, zároveň se omezí průtok oleje. Díky tomu klesne celkové FMEP motoru o 1-2 % [7].

2 MECHANICKÉ ZTRÁTY ZPŮSOBENÉ PŘÍSLUŠENSTVÍM

Na spalovací motor je připojena celá řada příslušenství nutná pro jeho správnou funkci. Toto příslušenství způsobuje značné zatížení motoru a tím i nezanedbatelné mechanické ztráty, jak ukazuje obr.9.

2.1 OLEJOVÉ ČERPADLO

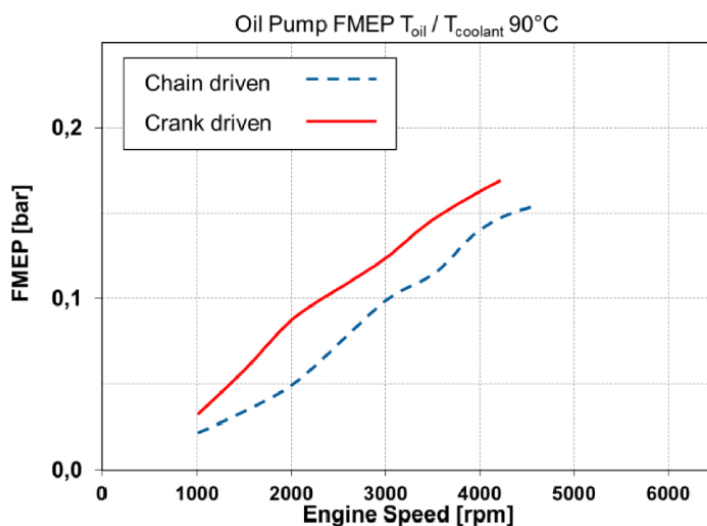
Olejové čerpadlo tvoří až 7 % FMEP motoru [7]. Tuto ztrátu způsobují tření v čerpadle a jeho pohonu, hydraulické ztráty vlivem netěsností a energie nutná pro dodávání oleje pod tlakem do spotřebičů v okruhu.

2.1.1 POHON/UMÍSTĚNÍ

Mechanické ztráty v čerpadle jsou zásadně ovlivněny jeho průměrem (tedy obvodovou rychlostí) a otáčkami [7].

Čerpadlo poháněné klikovým hřídelem je výhodnější cenově i prostorově. Napojení na klikový hřídel s sebou ale nese nevýhody. Otáčky čerpadla jsou stejné jako otáčky klikového hřídele. Čerpadlo vyžaduje velký a plochý rotor v místě napojení (nos klikového hřídele).

Samostatné čerpadlo poháněné řetězem má nižší obvodovou rychlost než klikový hřídel, rotor je menšího průměru ale větší délky [7]. Řetězový pohon způsobuje další tření, celkové zlepšení účinnosti čerpadla je ale mnohem významnější.¹²



Obrázek 16¹²: Porovnání FMEP čerpadla poháněného klikovým hřídelem a čerpadla s řetězovým pohonem [7]

2.1.2 OPTIMALIZACE OLEJOVÉHO SYSTÉMU

Optimalizace olejového systému spočívá v přezkoumání celého olejového systému a určení oblastí, kde je možné požadovaný tlak nebo průtok oleje snížit [7].

¹² Překlad výrazů z obrázku 16: crank driven – poháněný klikovým hřídelem, chain driven – poháněný řemenem, oil pump – olejové čerpadlo.

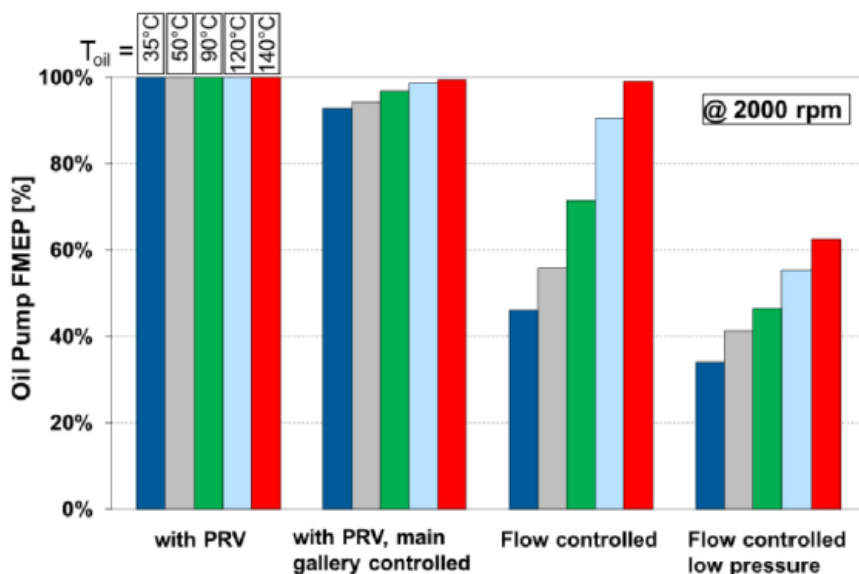
Výstižným příkladem jsou chladicí trysky pístů, jakožto jeden z největších spotřebitelů oleje. Se znalostí průběhu teploty v závislosti na zatížení a rychlosti motoru lze upravovat průtok oleje podle nutné potřeby [7]. Díky telemetrii (měření na dálku) je možné zaznamenat teplotu pístu v reálném čase a elektronicky řídit chlazení pístů podle aktuálního pracovního bodu motoru.

Další významnou spotřebu oleje způsobují hydraulické pohony, např. ovládání vaček [7]. Ačkoliv jsou zde průtoky oleje nízké, vyžadují vysoký tlak při vysoké teplotě oleje a nízkých otáčkách motoru, což zvyšuje nároky na kapacitu čerpadla.

2.1.3 REGULOVATELNÉ ČERPADLO

Běžnou metodou pro regulaci tlaku oleje je použití přetlakového ventilu s pružinou [7]. Pokud tlak na výstupu čerpadla dosáhne určené hodnoty, ventil se otevře a vypustí olej do olejové vany. Olej je tedy neustále tlakován a vypouštěn, což s sebou nese značné ztráty.

Jedním z možných vylepšení je nahrazení běžného čerpadla regulačním [7]. Základ této koncepce tvoří regulovatelný/pohyblivý prvek v čerpadle, který reaguje na tlak oleje. Připojení čerpadla za olejový filtr přímo k hlavní galerii motoru umožňuje automatické vyrovnávání změn tlaku způsobených teplotou nebo nečistotami ve filtru [7]. To významně snižuje FMEP čerpadla (viz obr. 17 sloupec 3) při nižších teplotách oleje, ale vyžaduje cenově nákladná čerpadla s minimálně dvěma pohyblivými prvky.



Obrázek 17: Porovnání FMEP čerpadla při různých teplotách oleje pro:

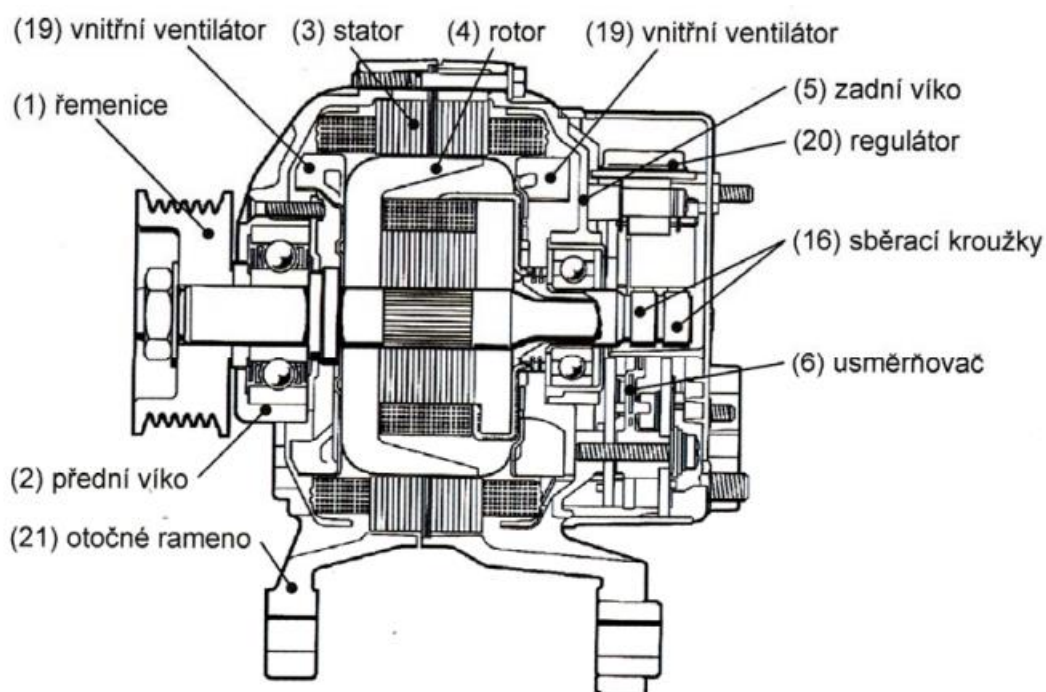
- 1) přetlakový ventil, 2) přetlakový ventil a čerpadlo připojené k hlavní galerii, 3) regulovatelné čerpadlo připojené k hlavní galerii, 4) dvoustupňovou regulaci tlaku [7]

Motory jsou při jízdě často provozovány při nízkém zatížení, proto se jako další možnost optimalizace nabízí dodatečná regulace tlaku u čerpadla [7]. Sloupec 4 na obr. 17 zobrazuje snížení FMEP pro dvoustupňovou regulaci tlaku oleje. Díky regulaci tlaku oleje je možné snížit spotřebu energie při nízkém zatížení motoru, nebo naopak zvýšit při vysokém zatížení a otáčkách. Nevýhodou je, že tento koncept zvyšuje nároky kladené na čerpadlo a vyžaduje další příslušenství a vylepšení olejového systému.

Ačkoliv jsou pořizovací náklady regulačních čerpadel vyšší než u běžných čerpadel, snížení FMEP a emisí CO₂ je nezanedbatelné [7]. Případná výměna běžného čerpadla za regulační je poměrně snadná, bez výrazných konstrukčních změn, s menšími obměnami příslušenství.

2.2 ALTERNÁTOR

Alternátory jsou primární zdroje elektrické energie v automobilech. Přeměňují mechanickou energii klikového hřídele na elektrickou energii pomocí elektromagnetické indukce. Pro osobní automobily se nejčastěji využívá třífázový synchronní alternátor drápkové konstrukce s elektromagnetickým buzením. Je doplněn usměrňovačem a regulátorem napětí. Jeho konstrukce je zobrazena na obrázku 18.



Obrázek 18: Konstrukce drápkového alternátoru [15]

2.2.1 ZTRÁTY V ALTERNÁTORU

Ztráty v alternátoru jsou elektromagnetického nebo mechanického původu [16]. Mechanické ztráty lze dále rozdělit na ztráty třením (tření v ložiskách, tření kartáčů o komutátor) a ztráty ventilační (tření rotoru o vzduch, ztráty chlazením). Elektromagnetické ztráty se dělí na elektrické (odpor vodičů) a magnetické (ztráty v železe, hysterezní ztráty).

2.2.2 SNIŽOVÁNÍ ZTRÁT V ALTERNÁTORU

V automobilovém průmyslu převládá trend zmenšování objemu a hmotnosti. Netýká se to jen motorů samotných, ale i příslušenství, alternátor nevyjímaje. Pokud snížíme jeho hmotnost, sníží se tím výkon odebíraný motorem, tedy i spotřeba paliva a emise CO₂.

Pokud předpokládáme zachování rozměrů a výkonu alternátoru, ztráty ve vinutí statoru ani ztráty usměrněním snížit nelze. Tyto ztráty jsou závislé především na procházejícím elektrickém proudu a veškeré inovace jsou svázány s nákladnou výrobou a složitým zapojením [16].

Obdobně to platí pro magnetické ztráty. Ty jsou závislé na magnetické indukci. Dají se snížit použitím tenčích plechů z materiálů s vysokým měrným odporem, což komplikuje výrobu a zvyšuje výrobní náklady [16].

Nelze se vyhnout ani ztrátám chlazením. Alternátor pracuje při vyšších teplotách a chlazení je nezbytné. Častým provedením je ventilátor, který nasává vzduch skrz celý alternátor, což způsobuje poměrně vysoké ztráty. Vylepšením tvaru ventilátoru, hmotnosti a rozměrů je možné tyto ztráty snížit až o 30 % [16]. Další možností je ventilátor s omezenou rychlostí. Když chlazení dosáhne dostatečné (požadované) výše, rychlost ventilátoru se stabilizuje.

„Chytrý“ alternátor

Konvenční řídicí systém motoru neumožňoval přizpůsobovat výkon alternátoru pracovnímu bodu motoru vzhledem ke konstantnímu napětí alternátoru, které nebylo možné měnit [17].

V současnosti se napětí alternátoru reguluje pomocí otáček a elektrického proudu alternátoru vzhledem ke skutečnému pracovnímu bodu motoru, což umožňuje snížení spotřeby paliva a emisí [17]. Nevýhodou tohoto systému je, že proud v alternátoru závisí na elektrické zátěži a napětí dodaném baterií.

Jedním z modernějších návrhů řešení je tzv. „chytrý“ alternátor, který umožní regulaci napětí alternátoru nejen podle pracovního bodu motoru, ale také podle stavu motoru a vozidla tak, aby se maximálně navýšila jeho účinnost a prodloužila životnost baterie. Tento systém obsahuje modul inteligentního alternátoru (Intelligent Alternator Modul – IAM), modul řízení (Engine Control Modul – ECM) a inteligentní snímač baterie (Intelligent Battery Sensor – IBS) [17]. Hlavními funkcemi systému je:

- vypnout alternátor při tip-in manévrech,
- vypnout alternátor, pokud je katalyzátor studený a pokud je baterie dostatečně nabitá,
- zvýšit zatížení alternátoru při tip-out manévrech, brzdění a vypínání kvůli rekuperaci kinetické energie,
- řídit napětí alternátoru podle úrovně nabití baterie a zatěžovat alternátor pouze nezbytně [17].

Start-Stop systém

Jedním z řešení, jak omezit spotřebu paliva a emise spojené se spalovacími motory, je Start-Stop systém [18]. Když auto zastaví, otáčky klesnou na volnoběh. Pokud se motor vypne, ušetří se palivo. To je výhodné např. při jízdě ve městě a zastavování na semaforech a v dopravních zácpách. Nevýhodou jsou zvýšené požadavky na startér, alternátor i baterii.

Systém Start-Stop se skládá z řídicí jednotky motoru se softwarem, měniče DC/DC 12V, baterie a snímače stavu baterie, startéru pro Start-Stop, neutrálu, snímačů otáček a polohy

klikového hřídele a vysoce výkonného alternátoru s možností rekuperace brzdné energie [18]. Nová generace alternátorů dosahuje lepší účinnosti díky:

- aplikaci MOSFET (kov-oxid-polovodič tranzistor s efektem pole),
- laminovanému jádru z magnetické oceli, optimalizací velikosti jádra, štěrbin mezi poli a vzduchové mezery,
- použitím segmentového vodiče v cívce [18].

Zvýšení hustoty vinutí statoru ze 45 % na 70 % umožnilo konstrukci až o 20 % lehčího alternátoru s dvojnásobným výkonem než konvenční alternátor [18].

Testy v souladu s NEDC (New European Driving Cycle) prokázaly, že spotřeba paliva se snížila, emise klesly o 8 %, ve skutečném městském provozu až o 15 % (viz Tab.1) [18].

Tabulka 1: Snížení spotřeby paliva a emisí vybraných automobilů díky systému Start-Stop [18]

Testované vozidlo	Spotřeba paliva [l/100 km]	Úspora paliva [l/100 km]	Úspora CO ₂ [kg/100 km]
BMW X3	11	0,83	1,90
Porsche Panamera	10	0,41	0,94
Opel Astra	6,3	0,78	1,78
Smart Fortwo	5,3	0,58	1,33

Pro nastartování moderního benzínového motoru je potřeba stejné množství paliva jako pro 0,7 s volnoběhu. Vypnutí motoru je tedy výhodné od první sekundy [18].

Systém s moderním vysoce výkonným alternátorem má zvýšené požadavky na jednotlivé komponenty, což výrazně zvyšuje výrobní náklady. Navíc vyžaduje jednotky spravující elektrickou energii a systém stabilizující napětí. Mezi nevýhodami je třeba zmínit také rychlé opotřebování součástí a jejich častá výměna. [18]

2.3 KLIMATIZAČNÍ SYSTÉM

Klimatizace je v dnešní době neodmyslitelnou součástí automobilů. Její hlavní funkcí je zajišťování komfortu při jízdě.

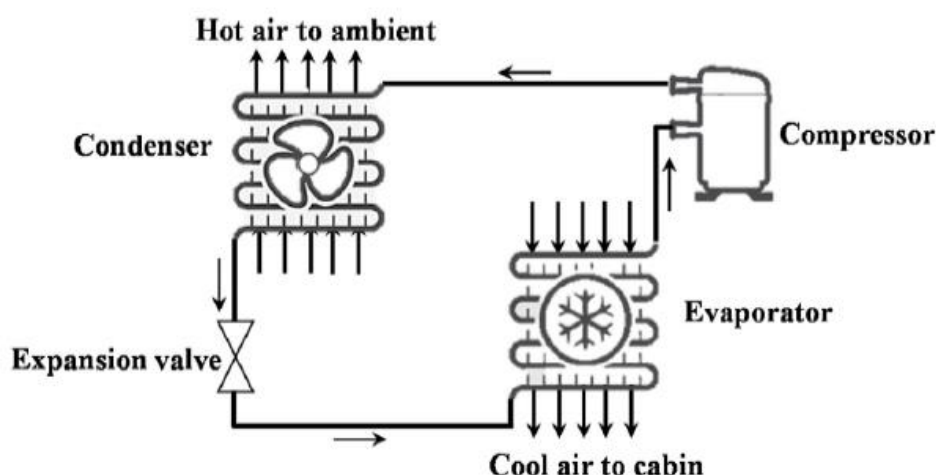
Většina klimatizačních systémů zvyšuje spotřebu paliva (až o 30 % pro konvenční spalovací motory [19]).

Další významnou nevýhodou je negativní vliv chladících médií na životní prostředí. Jejich škodlivost se hodnotí podle dvou parametrů – ODP (Ozone Depleting Potential – potenciál poškození ozonové vrstvy) a GWP (Global Warming Potential – potenciál globálního oteplování). Montrealský protokol (1989) zakázal použití chladicího média R12 kvůli vysokému ODP, nahradilo ho chladivo R134a [19]. To má sice nulové ODP, ale dopad

na globální oteplování má až 1430krát horší než CO_2 , proto je jeho použití omezeno a kontrolováno Kyotským protokolem (1997) [19].

2.3.1 PARNÍ-KOMPRESNÍ CHLADÍCI SYSTÉM

Nejstarší a nejpoužívanější klimatizační systém nejen v automobilech je VCR (Vapor-Compression Refrigerant) znázorněný na obr. [20].¹³



Obrázek 19¹³: Klimatizační systém VCR [19]

Systém se skládá ze čtyř hlavních součástí – výparník (evaporator), kondenzátor (condenser), kompresor (compressor), expanzní ventil (expansion valve) [21]. Výparník a kondenzátor jsou tvořeny soustavou spirál tak, aby vytvořily co největší plochu pro reakci chladicího média. Kompresor a expanzní ventil jsou mechanické součásti, které ovlivňují změny tlaku a teploty [21]. Kompresorem projde kapalně chladivo a přemění se na páru o vysokém tlaku a teplotě. V kondenzátoru odebere teplo vnějšímu vzduchu, ochladí se a kondenzuje. Dále chladivo projde přes expanzní ventil, kde dojde k poklesu tlaku a teploty. Ventilátor žene vzduch, který je určen k ochlazení, kolem výparníku s podchlazeným médiem. Vzduch se ochlazuje a zároveň dochází k ohřevu chladicího média, které znovu prochází kondenzátorem. [21]

2.3.2 ZTRÁTY V KLIMATIZAČNÍM OKRUHU

V klimatizačním okruhu dochází k mechanickým ztrátám především v kompresoru. Jejich velikost závisí na jeho průměru a typu. Další mechanické ztráty jsou způsobeny napojením na klikový hřídel, obdobně jako u olejového čerpadla.

Velký vliv na účinnost, tedy i výkon odebíraný motorem, má i volba chladicího média.

Aktuální vývoj automobilních klimatizací se zaměřuje na zlepšení celkové účinnosti systému, výrazné snížení emisí CO_2 a přechod na obnovitelné zdroje energie (solární, odpadní teplo z motoru), tedy odpojení od spalovacího motoru.

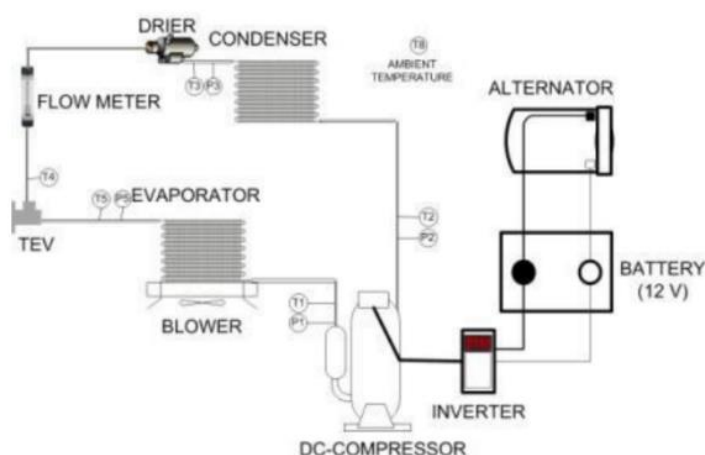
¹³ Překlad výrazů z obrázku 19: cool air to cabin – chladný vzduch do kabiny, hot air to ambient – teplý vzduch do okolí.

2.3.3 ALTERNATIVNÍ KLIMATIZAČNÍ SYSTÉMY A SNIŽOVÁNÍ ZTRÁT

Elektrický x konvenční kompresor

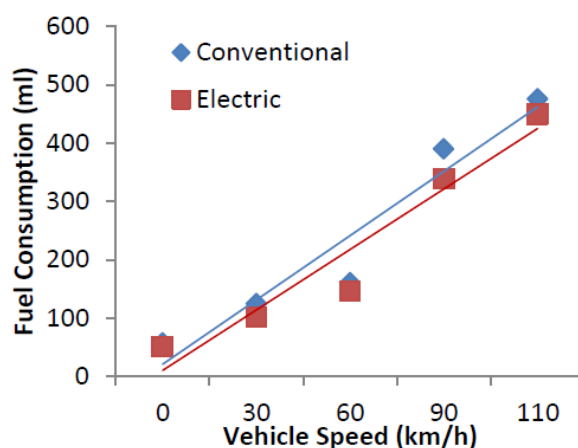
Konvenční kompresor je řemenem napojen přímo na klikový hřídel, což zvyšuje zatížení motoru a může snížit jeho výkon. Navíc jsou otáčky kompresoru závislé na otáčkách klikového hřídele.

Řešením je vyměnit kompresor za elektrický, poháněný 12V baterií, která je napojena na alternátor [22]. Dojde ke zlepšení účinnosti klimatizace i lepší regulaci teploty v prostoru automobilu.¹⁴



Obrázek 20¹⁴: Schéma klimatizačního systému s elektrickým kompresorem [22]

Graf na obrázku 21 znázorňuje spotřebu paliva v závislosti na rychlosti automobilu s konvenčním (modrá barva) a elektrickým (červená) kompresorem. Elektrický kompresor spotřebuje až o 18 % paliva méně [22].¹⁵



Obrázek 21¹⁵: Spotřeba paliva v závislosti na rychlosti vozidla [22]

¹⁴ Překlad výrazů z obrázku 20: alternator – alternátor, battery – baterie, blower – ventilátor, DC-compressor – elektrický kompresor, drier – vysoušeč, flow meter – průtokoměr, inverter – střídač.

¹⁵ Překlad výrazů z obrázku 21: conventional – konvenční, electric – elektrický, fuel consumption – spotřeba paliva, vehicle speed – rychlost vozidla.

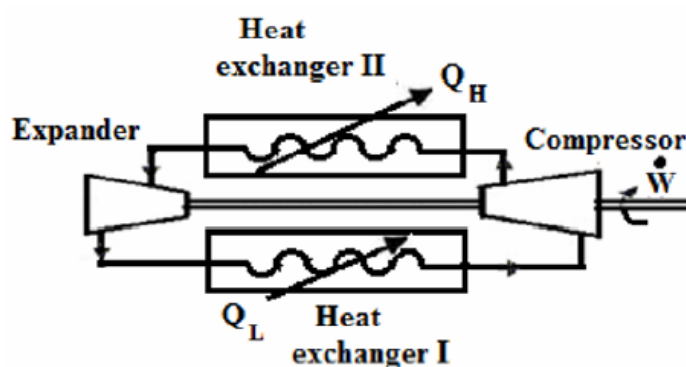
Chlazení kompresí vzduchu

Tento systém je obdobný jako VCR, místo chladicího média ale používá vzduch nebo jiný plyn, který zůstává v plynné fázi [20]. Je tedy ekologičtější, protože neohrožuje životní prostředí.

Termoelektrické chlazení

Termoelektrické chlazení nevyžaduje kompresi chladicího média. Využívá tzv. Peltierův jev [20]. Pokud proud prochází obvodem se dvěma rozdílnými sériově zapojenými vodiči, jedna z jejich styčných ploch se ochlazuje a druhá zahřívá.

Tento systém vyžaduje čerpadlo, které pohání chladicí médium. Chlazení je rychlé, ale účinnost je závislá na rozdílu teplot na termoelektrickém chladiči [20]. Schéma termoelektrického okruhu chlazení je zobrazeno na obr.22.¹⁶



Obrázek 22¹⁶: Schéma termoelektrického chladičského systému [20]

Absorpční chlazení

V okruhu absorpčního chlazení se využívají dvě tekutiny [20]. Jedna je absorpční (např. čpavek) a funguje jako chemický kompresor pro chladivo (např. vodu). Tento systém umožňuje využívat odpadní teplo z motorů nebo jiného volného zdroje energie. Výhodou je pozitivní dopad na životní prostředí. Nevýhody jsou velké rozměry výměníku tepla a nízká účinnost.

¹⁶ Překlad výrazů z obrázku 22: compressor – kompresor, expander – expandér, heat exchanger – výměník tepla.

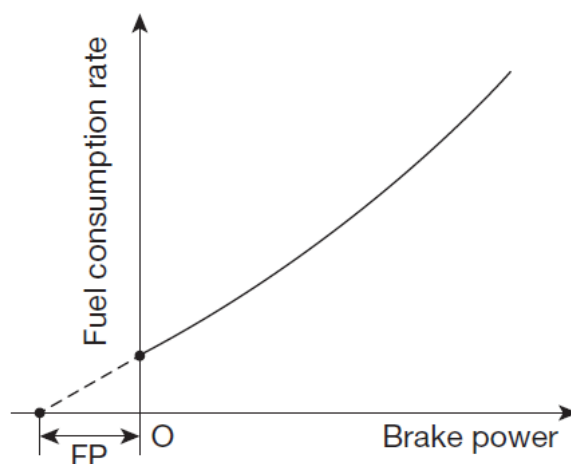
3 EXPERIMENTÁLNÍ METODY MĚŘENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

Stále přísnější předpisy ohledně škodlivých emisí nutí výrobce automobilů ke zvyšování účinnosti motorů a závislého příslušenství. Už během vývoje je nutné předpovídat hodnoty mechanických ztrát a případně je vylepšovat.

Metody určování mechanických ztrát lze rozdělit na výpočetní (empirické, semiempirické, použití metody konečných prvků) a experimentální (popsané v následujících kapitolách) [24]. Empirické vzorce jsou založené na značném počtu měření, počítají pouze průměrné ztráty. Semiempirické modely jsou založeny nejen na měřeních, ale také na fyzikálních poznatcích. Na rozdíl od empirických modelů dokáží určit okamžité ztráty. Použití metody konečných prvků je nejsložitější ale také nejpřesnější metodou výpočtu. Nevýhodou je, že vyžaduje přesnou znalost geometrie celého motoru.

3.1 WILLANOVA PŘÍMKA

Willanova přímka (nebo také Willanova metoda) je způsob určení FP motoru (Friction Power – třecí výkon) [23]. Sestaví se graf závislosti spotřeby paliva na BP (Break Power – brzdňý výkon) při konstantní rychlosti motoru. Křivka grafu je následně extrapolována přímkou (Willanovou) k nulové spotřebě paliva. Vzdálenost průsečíku této přímky s osou brzděného výkonu od počátku souřadnic je hodnota FP při dané rychlosti. Tuto metodu lze použít pouze pro vznětové motory.¹⁷



Obrázek 23: Willanova metoda [23]

3.2 MORSEOVA METODA

Morseova metoda (též Morse Test nebo metoda odpojování válců) je metoda určení IP (Indicated Power – indikovaný výkon) jednoho válce víceválcového motoru [23]. Nejprve se motor rozběhne na požadovanou rychlost a změří se. Následně se odpojí jeden válec – odpojením vstřikovače nebo zkratováním zapalovací svíčky. Motor je znovu změřen při původní rychlosti. Rozdíl v měřeních tvoří IP odpojeného válce. Tímto způsobem se změří

¹⁷ Překlad výrazů z obrázku 23: brake power – brzdňý výkon. Fuel consumption rate – míra spotřeby paliva.

IP každého válce. Celkové IP motoru je součtem IP jednotlivých válců [23]. Jak už z principu metody vyplývá, je použitelná pouze pro víceválcové motory.

$$\text{IP celého motoru: } IP_n = BP_n + FP_n \quad (1)$$

$$\text{IP motoru s odpojeným válcem: } IP_{n-1} = BP_{n-1} + FP_n \quad (2)$$

$$\text{IP odpojeného válce: } IP_i = BP_n - BP_{n-1} = IP_n - IP_{n-1} \quad (3)$$

$$\text{Celkové IP motoru: } IP_n = \sum IP_i \quad (4)$$

$$\text{FP motoru: } FP_n = IP_n - BP_n \quad (5)$$

3.3 STRIP-DOWN TEST

Strip-Down Test (také Strip-Down metoda nebo metoda protáčení motoru na dynamometru) je velmi oblíbenou metodou měření FMEP motoru. Kromě celkového FMEP je možné změřit dílčí FMEP jednotlivých komponent. Na dynamometru je nejprve protočen a změřen celý motor. Následně je složku po složce „odstrojován“ a průběžně měřen. Výsledkem je poměrné rozložení FMEP na jednotlivých komponentech motoru (viz Obr.9 Kapitola 1.2). Výhodou této metody je opakovatelnost a jednoduchost. Nevýhodou je mírná nepřesnost. Motor je roztáčen bez spalování, tudíž není dosaženo takových hodnot kompresního tlaku jako při provozu. [7]

3.4 MĚŘENÍ MOTORU SE SPALOVÁNÍM

Tato metoda je nepřesnější ale nejnáročnější na provedení. Měření se provádí na „zapáleném“ motoru, tedy s aktivním spalováním. Výsledkem měření jsou hodnoty ztrát pro celý motor, nikoliv pro jednotlivé komponenty. Základem je rovnice pro výpočet mechanické účinnosti [24]:

$$\eta_m = \frac{BMEP}{IMEP} = \frac{IMEP - FMEP}{IMEP} [-] \quad (6)$$

$$BMEP = \frac{\tau \cdot \pi \cdot M_t}{V_z \cdot m} [kPa] \quad (7)$$

$$IMEP = \frac{\sum_{i=1}^m \oint \frac{p \cdot dV}{V_z}}{m} = \frac{\sum_{i=1}^m IMEP_m}{m} [kPa] \quad (8)$$

$$FMEP = IMEP - BMEP [kPa] \quad (9)$$

η_m ... mechanická účinnost motoru [-]

$BMEP$... Brake Mean Effective Pressure – střední brzdový efektivní tlak [kPa]

$IMEP$... Indicated Mean Effective Pressure – střední indikovaný tlak [kPa]

$FMEP$... Friction Mean Effective Pressure – střední ztrátový tlak [kPa]

τ ... konstanta, pro čtyřdobý motor = 2, pro dvoudobý motor = 2

m ...počet válců [-]

V_z ...zdvihový objem jednoho válce [dm^3]

M_t ... točivý moment motoru [Nm]

p ... okamžitý tlak ve válci [kPa]

IMEP_m ... Indicated Mean Effective Pressure – střední indikovaný tlak ve válci [kPa]

3.5 METODA DOBĚHU MOTORU

Metoda spočívá ve vypnutí zapalování nebo odpojení vstřikování paliva ve všech válcích (rozdíl oproti Morse metodě). Měření probíhá na dobíhajícím válci z maximálních otáček do úplného zastavení.

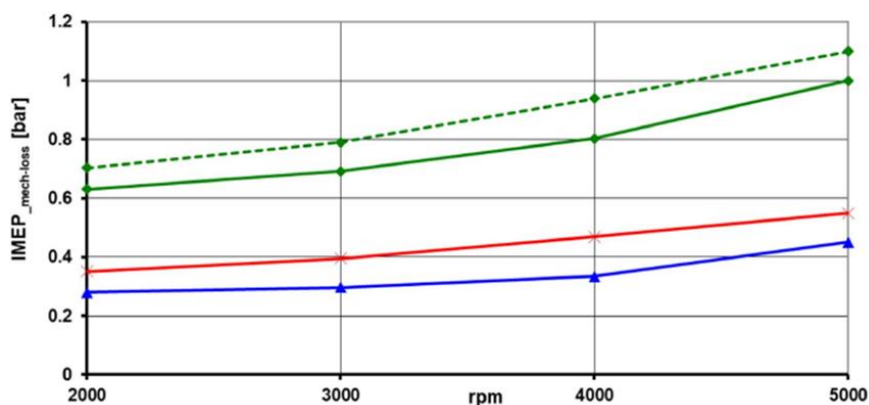
3.6 NOVÉ POZNATKY V MĚŘENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

Měření motoru na dynamometru se zvýšeným tlakem ve válcích

Konvenční měření na dynamometru neumožňuje dosáhnout takového tlaku ve válcích jako za provozu motoru při spalování paliva [25]. Nižší tlaky způsobí nižší zatížení pístní skupiny a klikového hřídele. Naměřené mechanické ztráty tak jsou značně menší než ve skutečnosti.

Na Technické univerzitě v Liberci přišli se dvěma vylepšeními měření na dynamometru díky zvýšení tlaku ve válcích. První způsob je uzavření ventilů v hlavě válce a regulace tlaku přiváděním stlačeného vzduchu, druhý způsob spočívá ve vytvoření uzavřeného pracovního cyklu propojením výfuku a sání [25]. Tlak se udržuje řízeným přívodem vzduchu.

Na obr.24 je porovnání klasické metody měření (zelená nepřerušovaná křivka v grafu) a způsobu č.1 (zelená přerušovaná). Dále jsou v grafu křivky pro IMEP komprese a expanze (červená) a IMEP výfuku a sání (modrá), jejich součet je roven celkovému IMEP motoru při klasickém měření.



Obrázek 24: Graf závislosti IMEP na otáčkách motoru [25]

4 VÝPOČET STŘEDNÍHO EFEKTIVNÍHO TLAKU TŘENÍ

Na základě popisu mechanických ztrát v knize *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* [29] byl sestaven skript pro výpočet středního efektivního tlaku tření (FMEP) v programu Matlab.

Pro srovnání byly vybrány čtyři motory výrobce Škoda Auto, a.s. Jedná se o čtyři 4-válcové motory používané v různých generacích modelové řady Škoda Octavia:

- Zážehový motor 1.6 75 kW (2.generace),
- vznětový motor 1.9 TDI 77 kW (2.generace),
- zážehový motor 1.5 TSI 110 kW (4.generace),
- vznětový motor 2.0 TDI 110 kW (4.generace).

Tabulka 2: Parametry motorů vybraných pro výpočet FMEP [26],[27],[28]

	1.6 75 kW	1.9 TDI 77 kW	1.5 TSI 110 kW	2.0 TDI 110 kW
Specifikace motoru	zážehový, řadový chlazený kapalinou OHC	vznětový, řadový přepřňovaný turbodmychadlem s nastavitelnou geometrií lopatek OHC	zážehový, řadový přepřňovaný turbodmychadlem 2xOHC	vznětový, řadový přepřňovaný turbodmychadlem s nastavitelnou geometrií lopatek 2xOHC
Počet válců	4	4	4	4
Počet ventilů na válec	2 (1+1)	2 (1+1)	4 (2+2)	4 (2+2)
Zdvih [mm]	77,4	95,5	85,9	95,5
Vrtání [mm]	81,0	79,5	74,5	81,0
Maximální výkon/otáčky [kW/min ⁻¹]	75/5600	77/4000	110/5000-6000	110/3000-4200
Maximální točivý moment/otáčky [Nm/min ⁻¹]	148/3800	250/1900	250/1500-3500	360/1600-2730
Spotřeba paliva [l/100km]	5,5-9,8	4,2-6,3	5,2-5,8	4,3-4,7
Emise CO ₂ [g/km]	173	140	118-131	113-123

Tabulka 3: Hodnoty FMEP vypočítané pomocí Matlab skriptu

	1.6 MPI 75 kW		1.9 TDI 77 kW		1.5 TSI 110 kW		2.0 TDI 110 kW	
Otáčky [min^{-1}]	2000	4000	2000	4000	2000	4000	2000	4000
FMEP klikový hřídel [kPa]	18,7	27,0	15,7	22,7	19,9	28,8	15,1	21,9
FMEP pístní skupina [kPa]	58,2	84,0	61,8	88,8	68,4	98,4	59,8	85,9
FMEP ventilové rozvody [kPa]	20,0	20,6	16,5	17,0	33,9	34,4	30,4	30,7
FMEP příslušenství [kPa]	22,6	38,8	22,6	38,8	22,6	38,8	22,6	38,8
FMEP čerpání [kPa]	54,0	63,0	55,6	68,4	52,8	58,3	53,5	60,9
FMEP celkem [kPa]	173,5	233,3	172,0	235,7	197,6	258,7	181,4	238,1

ZÁVĚR

Osobní automobily se staly neodmyslitelnou součástí lidského života. Jejich počet se dlouhodobě mezigodně zvyšuje. Se stále silnějším vlivem ekologie je ale nutné myslet na negativní vliv silničního provozu na životní prostředí. Spalovací motory jsou známé svou poměrně nízkou účinností způsobenou mnoha ztrátami. Zásadním úkolem automobilového průmyslu je vylepšit účinnost automobilů na maximální možnou úroveň a eliminovat jejich negativní dopady.

Cílem této práce bylo popsat původ mechanických ztrát ve spalovacích motorech, identifikovat oblasti jejich vzniku a nastínit možná řešení, jak tyto ztráty snížit. Hlavním zdrojem mechanických ztrát je tření v pístní skupině a v hlavních ložiskách klikového hřídele. Nezanedbatelné jsou také ztráty způsobené příslušenstvím napojeným na motor, především ztráty v olejovém čerpadle a klimatizaci.

Nabízí se značné množství způsobů, jak mechanické ztráty v motorech snížit. Je nutné najít vyhovující kompromis mezi náklady na výrobu motorů s vyšší mechanickou účinností (a úpravu stávajících motorů) a přínosem ve snížení FMEP a emisí CO₂. Nadstandardní výrobní procesy i dodatečné konstrukční úpravy výrazně ovlivňují cenu hotového produktu. Podle mého názoru je největší potenciál ve využití alternativních pohonů pro přídavná zařízení. Výrazně se tak sníží zatížení motoru i mechanické ztráty. Další výhodou je, že toto řešení nevyžaduje zásadní konstrukční úpravy motoru.

Součástí práce byl přibližný výpočet středního efektivního tlaku tření vybraných motorů. Pro porovnání jsem vybrala motory modelové řady Škoda Octavia, jelikož se jedná o jeden z nejoblíbenějších automobilů v ČR a nejprodávanější automobil značky Škoda. Z výsledků je zřejmé, že FMEP výrazně roste se zvyšujícími se otáčkami motoru. Ačkoliv se hodnota FMEP novějších motorů (4. generace) výrazně neliší od starších motorů (2. generace), z porovnání parametrů je patrné, že vzrostl výkon motorů, snížila se spotřeba a výrazně klesly emise CO₂.

Automobilový průmysl dosáhl v posledních desetiletích značného pokroku a velkých změn, ty největší ho teprve čekají. Podle současných tendencí se dá předpokládat, že vývoj bude pokračovat ve znamení downsizingu a postupného přechodu k elektrickým pohonům, které nakonec spalovací motory plně nahradí.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. Fourth Edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. 516 s. ISBN 978-1-137-02829-5.
- [2] Climate and Energy in the EU: Transport - CO₂ emissions from new passenger cars and vans. *European Environment Agency* [online]. EEA Web Team [cit. 2022-03-28]. Dostupné z: <https://climate-energy.eea.europa.eu/topics/transport/emissions-from-cars/data>
- [3] *EEA Report: Monitoring CO₂ emissions from passenger cars and vans in 2018*. 2020. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2020. ISSN 1977-8449.
- [4] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [5] BEROUN, Stanislav a Celestýn SCHOLZ. *Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1999. ISBN 80-708-3361-0.
- [6] SENFT, James R. *Mechanical Efficiency of Heat Engines*. 1. New York: Cambridge University Press, 2007. ISBN 978-0-521-86880-8.
- [7] HOWLETT, Michael, Bernhard ENZI, Georg VON FALCK, Wolfgang SCHOEFFMANN, Reinhold HASLINGER a Mario BRUNNER. CO₂ Reduction Potential through Improved Mechanical Efficiency of the Internal Combustion Engine: Technology Survey and Cost-Benefit Analysis. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2013, 6(1), 647-658 [cit. 2022-03-28]. ISSN 1946-3944. Dostupné z: doi:10.4271/2013-01-1740
- [8] ELBAHLOUL, Mostafa A., Elsayed S. AZIZ a Constantine CHASSAPIS. Mechanical efficiency prediction methodology of the hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine application. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)* [online]. 2018, 31.8.2018, 2018(13), 1-13 [cit. 2022-04-03]. ISSN 1955-2505. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s12008-018-0508-2#article-info>
- [9] TAYLOR, C.M. Automobile engine tribology—design considerations for efficiency and durability. *Wear* [online]. 1998, 221(1), 1-8 [cit. 2022-04-04]. ISSN 00431648. Dostupné z: doi:10.1016/S0043-1648(98)00253-1
- [10] BHUSAN, Bharat. *Introduction to tribology*. 2. New York: John Wiley, 2013. ISBN 978-1-119-94453-9.
- [11] Smykové tření. In: *Techmania Science Center Eduportál* [online]. Plzeň: Techmania Science Center, 2007 [cit. 2022-04-17]. Dostupné z: <http://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/sila/odporove-sily/smykove-treni>
- [12] STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. Fourth edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, [2014]. ISBN 978-0-12-397047-3.

- [13] KOURNETAS, Nikolaos. *Impact of artificial aging process on the wear resistance of dental materials*. Atény, 2005. Disertace. Eberhard Karls Universität Tübingen.
- [14] HFL Staff. Free Power! offset cylinders explained. In: *RideApart* [online]. 29.12.2010 [cit. 2022-04-25]. Dostupné z: <https://www.rideapart.com/news/256853/free-power-offset-cylinders-explained/>
- [15] Alternátory. [online]. 2005 [cit. 2022-05-01]. Dostupné z: <http://media0.nolimit.cz/files/media0:50fcda8b5e2a3.pdf.upl/Alternatory.pdf>
- [16] HÁJEK, Vítězslav a Čestmír ONDRŮŠEK. *Metody zvýšení účinnosti a optimalizace automobilových elektrických strojů*. Brno, 2000. Výukový materiál. VUT Brno.
- [17] MONTALTO, Iolanda, Domenico TAVELLA LNG, Alessandro CASAVOLA PHD a Ferdinando DE CRISTOFARO. Intelligent Alternator Employment To Reduce Co 2 Emission and to Improve Engine Performance. *SAE International Journal of Alternative Powertrains* [online]. 2012, **1**(1), 1-11 [cit. 2022-05-11]. ISSN 2167-4205. Dostupné z: doi:10.4271/2011-01-2444
- [18] ŁUKASIK, Zbigniew, Jacek KOZYRA a Aldona KUŚMIŃSKA-FIJAŁKOWSKA. REDUCTION OF CO 2 THROUGH APPLICATION OF A HIGH-PERFORMANCE ALTERNATOR. *Transport Problems* [online]. 2021, **16**(2), 179-188 [cit. 2022-05-11]. ISSN 2300-861X. Dostupné z: doi:10.21307/tp-2021-033
- [19] VASHISHT, Sagar a Dibakar RAKSHIT. Recent advances and sustainable solutions in automobile air conditioning systems. *Journal of Cleaner Production* [online]. 2021, **329** [cit. 2022-05-13]. ISSN 09596526. Dostupné z: doi:10.1016/j.jclepro.2021.129754
- [20] BENTRACIA, Mohamed, Mohammed ALSHITAWI a Hanafy OMAR. Developmens of alternative systems for automotive air conditioning - A review. *Journal of Mechanical Science and Technology* [online]. 2018, **32**(4), 1857-1867 [cit. 2022-05-13]. ISSN 1738-494X. Dostupné z: doi:10.1007/s12206-018-0342-2
- [21] What is a Vapor-Compression Refrigeration System (VCRS)?. In: *Compressors Unlimited International, LLC*. [online]. Dallas: Compressors Unlimited, LLC., 2022, 25.4.2019 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.compressorsunlimited.com/blog/what-is-a-vapor-compression-refrigeration-system-vcrs->
- [22] ZULKIFLI, A A, A A DAHLAN, A H ZULKIFLI, H NASUTION, A A AZIZ, M R M PERANG, H M JAMIL a M N MISSERI. Impact of the electric compressor for automotive air conditioning system on fuel consumption and performance analysis. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2015, **100** [cit. 2022-05-13]. ISSN 1757-8981. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/100/1/012028
- [23] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. Second edition. New York: McGraw-Hill Education, [2018]. ISBN 978-126-0116-106.

- [24] EMRICH, Miloslav. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. [online]. 2010 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2011/2011_78_01.pdf
- [25] PROCHÁZKA, Radek, Aleš DITTRICH, Robert VOŽENÍLEK a Stanislav BEROUN. New Ways to Measure Mechanical Losses by Motoring an ICE with Increased Cylinder Pressure. *Applied Sciences* [online]. 2022, **12**(4) [cit. 2022-05-14]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app12042155
- [26] ŠKODA AUTO A. S. *Dílenská příručka OCTAVIA II 2004: Motor 1,6/75 kW*. Česká republika: ŠKODA AUTO, 2004. S00.5706.00.15.
- [27] ŠKODA AUTO A. S. *Dílenská příručka OCTAVIA II 2004: Motor 1,9/77 kW TDI PD*. Česká republika: ŠKODA AUTO, 2004. S00.5708.00.15.
- [28] OCTAVIA. *Škoda Auto* [online]. Škoda Auto, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.skoda-auto.cz/modely/octavia/octavia>
- [29] FERGUSON, Colin R. a Allan T. KIRKPATRICK. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. Third edition. Colorado State University, USA: John Wiley, 2016. ISBN 978-1118533314.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

4V-DOHC		4-Valve Over Head Camshaft
BMEP		Brake Mean Effective Pressure
BP	[kW]	Brake Power
BP_n	[kW]	Brake Power (celého motoru)
BP_{n-1}	[kW]	Brake Power (motoru s odpojeným válcem)
DLC		Diamond-Like Carbon
ECM		Engine Control Modul
EHD		Elasto-hydrodynamické (mazání)
EU		Evropská unie
FMEP		Friction Mean Effective Pressure
F_n	[N]	Normálová síla
FP		Friction Power
FP_n	[kW]	Friction Power (celého motoru)
F_t	[N]	Třecí síla
GWP		Global Warming Potencial
HD		Hydrodynamické (mazání)
HS		Hydrostatické (mazání)
IAM		Intelligent Alternator Modul
IBS		Intelligent Battery Sensor
IMEP		Indicated Mean Effective Pressure
$IMEP_m$	[kPa]	Indicated Mean Effective Pressure (jednoho válce)
IP	[kW]	Indicated Power
IP_i	[kW]	Indicated Power (i-tého válce)
IP_n	[kW]	Indicated Power (celého motoru)
IP_{n-1}	[kW]	Indicated Power (motoru s odpojeným válcem)
m	[-]	Počet válců
MBS		Mass Balancer System
M_t	[Nm]	Točivý moment motoru
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
NEDC		New European Driving Cycle
ODP		Ozone Depleting Potencial
OHC		Over Head Camshaft

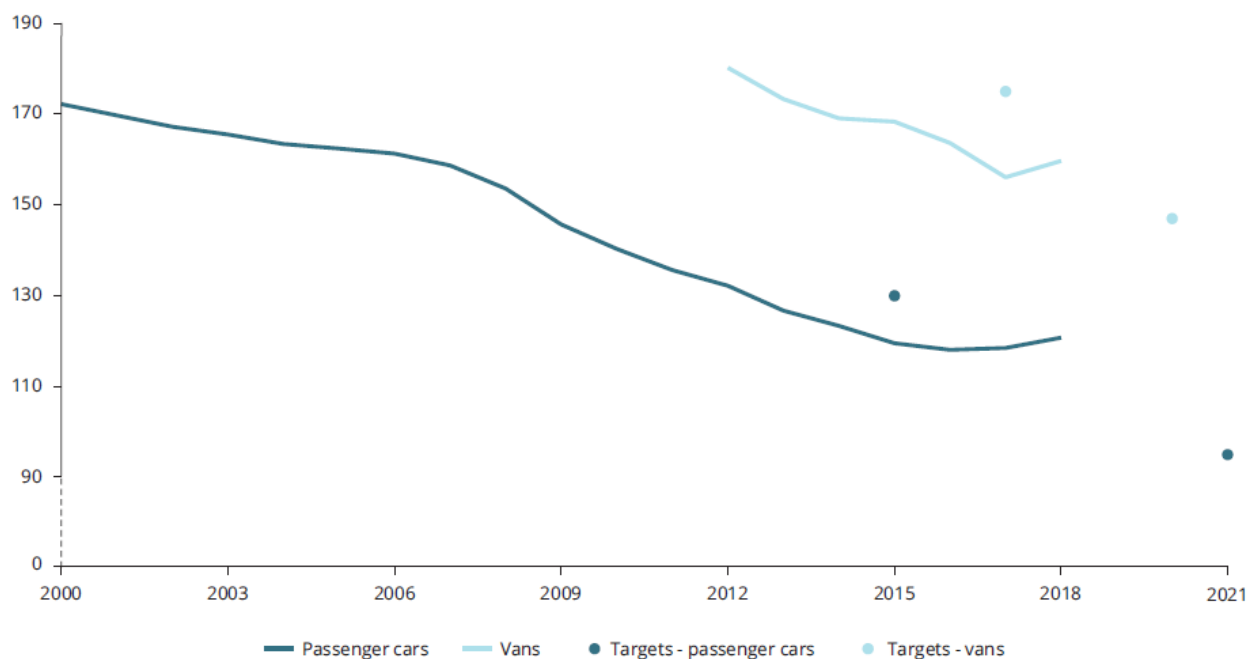
p	[kPa]	Okamžitý tlak ve válci
P_e	[%]	Efektivní výkon
SM		Spalovací motor
$T_{coolant}$	[°C]	Teplota chladiva
T_{oil}	[°C]	Teplota oleje
VCR		Vapour-Compression Refridgerant
V_z	[l]	Zdvihový objem jednoho válce
ε	[-]	Kompresní poměr
η_m	[-]	Mechanická účinnost
λ	[-]	Poměr tloušťky maziva
μ	[-]	Součinitel tření
τ	[-]	Konstanta rozdílná pro typ motoru

SEZNAM PŘÍLOH

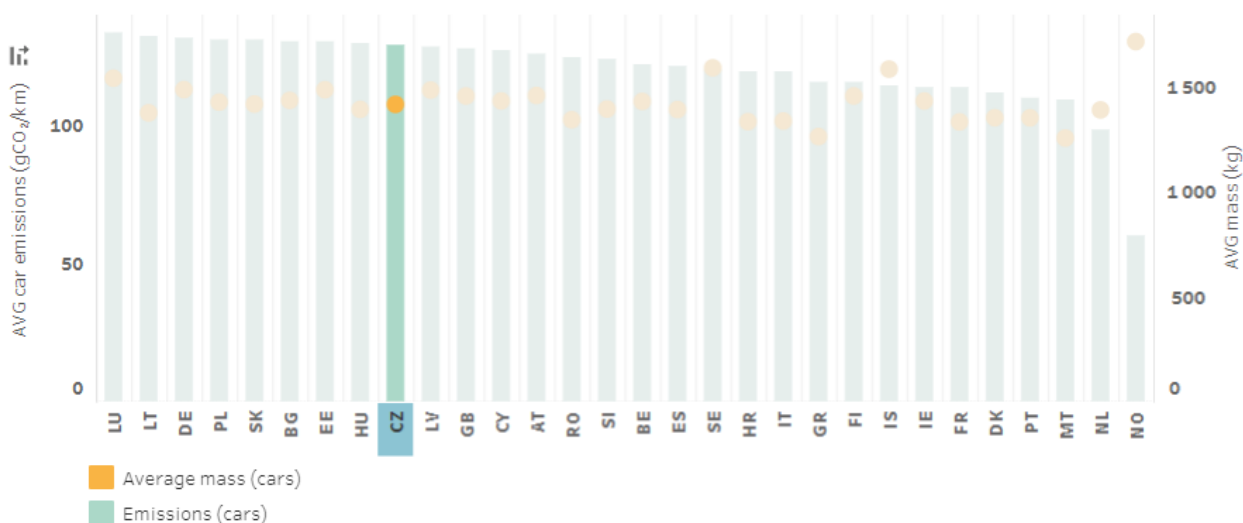
Příloha I¹⁸ – Průměrné emise CO₂ nových osobních aut a dodávek v EU a Islandu [2]

Figure ES.1 Average CO₂ emissions of new passenger cars and vans in the EU-28 and Iceland

Average emissions (gCO₂/km)

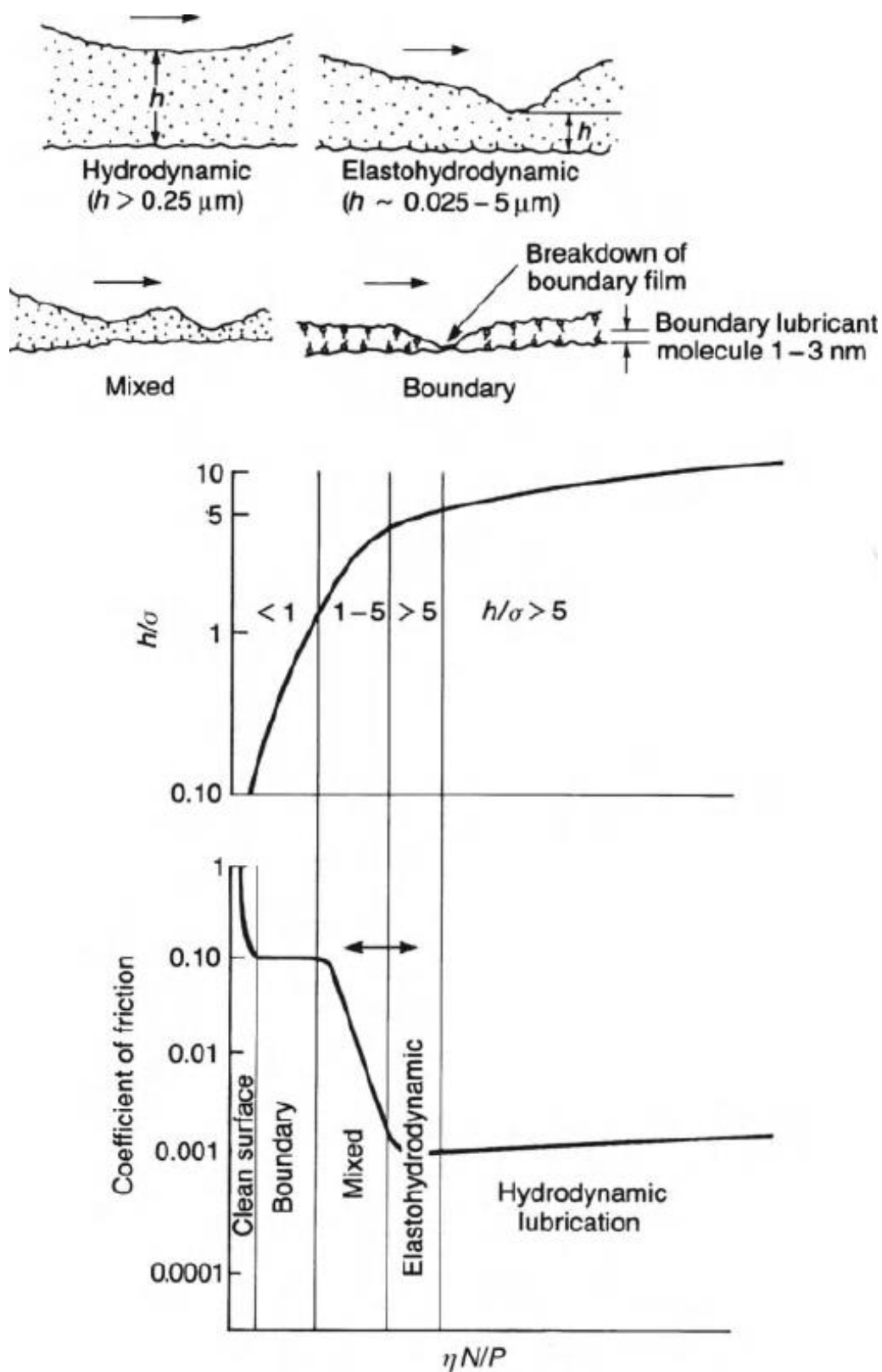


Příloha II¹⁹ – Průměrné emise CO₂ nových osobních aut a jejich průměrná hmotnost v jednotlivých státech EU [2]



¹⁸ Překlad výrazů z přílohy I: average emissions – průměrné emise, passenger car – osobní automobil, target – cíl, van – dodávka/nákladní automobil.

¹⁹ Překlad výrazů z přílohy II: average mass – průměrná hmotnost.

Příloha III – Režimy mazání²⁰ [10]

²⁰ Překlad výrazů z přílohy III: boundary – mezní, boundary lubricant molecule – molekula mezního maziva, breakdown of boundary film – porucha mezní vrstvy, clean surface – čistý povrch, coefficient of friction – koeficient tření, elastohydrodynamic – elastohydrodynamické, hydrodynamic – hydrodynamické, lubrikation – mazání