



Metody měření pasivních odporů spalovacích motorů

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Filip Seidel**
Vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Filip Seidel**
Osobní číslo: **S13000173**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Metody měření pasivních odporů spalovacích motorů**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište mechanické ztráty v pístovém spalovacím motoru na základě literární rešerše.
2. Proveďte rozbor metod pro stanovení mechanických ztrát v pístovém spalovacím motoru.
3. Proveďte vyhodnocení vybraného měření v Laboratoři vozidel a motorů.



Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: **40 stran textu a příloh**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- [1] **HEYWOOD, J. B.** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc, 1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [2] **KOŠTÁL, J. a B. SUK.** *Pístové spalovací motory*. Nakladatelství ČSAV Praha, 1963.
- [3] **ĎURIŠ, J.** *Experimentální zjišťování mechanických ztrát v pístovém spalovacím motoru*. Diplomová práce, TUL 2009.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.


Katedra vozidel a motorů

Datum zadání bakalářské práce: **15. listopadu 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15. února 2017**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Robertu Voženilkovi, Ph.D. za konzultace a odborné vedení této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat také ostatním pracovníkům katedry vozidel a motorů, kteří mi pomohli s měřením nebo přispěli cennými radami. V neposlední řadě patří poděkování i mé rodině za podporu při celém studiu na vysoké škole.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na problematiku pasivních odporů uvnitř pístových spalovacích motorů. Úvodní část je věnována této problematice z pohledu tribologie. Je zde popsán proces vzniku tření a velká část je dále věnována Striebeckově křivce spolu s jednotlivými mazacími režimy. Je zde také uvedeno, v jakých komponentech motoru se dané režimy uplatňují. Druhá část se zabývá už konkrétními ztrátami uvnitř motoru. Byla provedena rešerše, na základě které byla lokalizována kritická místa, kde dochází k největším třecím ztrátám – konkrétně se jedná o pístovou partii, klikovou hřídel a ventilové rozvody. Následující kapitola obsahuje výčet a popis metod používaných k měření mechanických ztrát uvnitř spalovacích motorů. U každé je kromě jejich principu také zhodnocení jejich výhod i omezení použití. Poslední část této práce je věnována pístním kroužkům a měření třecích sil, které vznikají při pohybu pístu uvnitř válce. Jedním z cílů této práce bylo také vytvoření vhodné metodiky pro zpracování naměřených dat.

KLÍČOVÁ SLOVA

spalovací motor, pasivní odpory, třecí ztráty, účinnost, pístní kroužek

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on issues of passive resistances in internal combustion engines. The first part is focused on this issue from the perspective of tribology. There is described a process of friction formation and a big part is also devoted to the Stribeck curve in common with various lubrication regimes. There is also explained in which engine components we can find these regimes. The second part deals with specific losses inside combustion engine. There was carried a research according to which were located critical areas with the biggest friction losses – namely piston assemblies, crankshaft and valvetrain. The next chapter contains a list of methods used to measure mechanical losses in internal combustion engine with their description. Each method includes, in addition to description how it works, also evaluation of their advantages and also limitations of their use. The last part is devoted to piston rings and measuring the friction forces that appears during piston moves in the cylinder. One of the goals of this work was also to create a suitable methodics for data processing.

KEYWORDS

combustion engine, passive resistance, friction losses, efficiency, piston ring

OBSAH

1	Tribologie.....	11
1.1	Třecí ztráty	12
1.2	Striebeckova křivka a mazací režimy	13
1.2.1	Mezní tření (Boundary Lubrication)	14
1.2.2	Smíšené tření (Mixed Lubrication)	14
1.2.3	Elastohydrodynamické tření (Elastohydrodynamic Lubrication)	15
1.2.4	Hydrodynamické tření (Hydrodynamic Lubrication)	15
2	Ztráty v pístovém spalovacím motoru.....	16
2.1	Rozdělení ztrát v motoru.....	16
2.2	Třecí ztráty v pístovém spalovacím motoru.....	16
2.3	Třecí ztráty v pístové partii	19
2.3.1	Modely chování.....	20
2.3.2	Měření třecích sil.....	21
2.4	Třecí ztráty na klikovém hřídeli.....	22
2.4.1	Ztráty v ložiskách.....	22
2.4.2	Stanovení tloušťky mezní vrstvy maziva	23
2.4.3	Měření tloušťky mezní vrstvy maziva.....	24
2.4.4	Příklad z praxe – návrh motoru závodního vozu.....	26
2.5	Třecí ztráty ve ventilových rozvodech.....	27
2.5.1	Rozdělení ventilových rozvodů.....	27
2.5.2	Ztráty a jejich měření	28
2.5.3	Možnost optimalizace ventilových rozvodů	29
3	Metody měření mechanických ztrát	31
3.1	Vysokotlaká indikace motoru (se spalováním) – <i>fmep to imep</i>	31
3.2	Protáčení motoru (bez spalování).....	32
3.3	Extrapolace křivky celkové spotřeby paliva (Willansova metoda).....	34
3.4	Postupné odpojování válců při konstantních otáčkách motoru (Morseova metoda)...	35
3.5	Doběhová křivka motoru (bez spalování)	36
3.6	Shrnutí možností měření mechanických ztrát	36
4	Pístní kroužky	37
4.1	Těsnící kroužky.....	37
4.2	Stírací kroužky	37
4.3	Silové působení na pístní kroužek.....	38
4.4	Materiály pístních kroužků	39

4.5	Povrchová úprava pístních kroužků	39
5	Měření tření pístních kroužků	41
5.1	Popis zkušebního zařízení	41
5.2	Popis měření třecích sil	43
5.3	Popis zpracování měření	44
5.4	Návrhy dalšího možného vývoje.....	53
6	Závěr	54
	Seznam použité literatury.....	55
	Přílohy.....	57
	A: Obsah přiloženého CD.....	57
	B: Návod pro vyhodnocování výsledků měření tření pístních kroužků.....	58
	C: Fotografie z průběhu měření	62
	D: Protokol o měření 1. pístního kroužku.....	63
	E: Protokol o měření 2. pístního kroužku	64

SEZNAM POUŽITÉ SYMBOLIKY

α	[-]	koeficient tření
b_{mep}	[kPa]	střední efektivní tlak
b_{mep}'	[kPa]	střední efektivní tlak po odpojení k válců
D	[mm]	nominální průměr pístního kroužku
E	[MPa]	modul pružnosti
f_{mep}	[kPa]	střední tlak ztrát
F_f	[N]	třecí síla
F_r	[N]	radiální síla
F_t	[N]	tečná síla
f_L	[-]	součinitel kapalinového tření
f_S	[-]	součinitel suchého tření
ϕ	[°]	úhel svírající osa válce a ojnice
h	[mm]	místní tloušťka filmu maziva
i	[-]	počet válců motoru
$imep$	[kPa]	střední indikovaný tlak
$imep_1$	[kPa]	střední indikovaný tlak jednoho válce
I_{mot}	[kg·m ²]	redukovaný moment setrvačnosti motoru
λ	[-]	poměr tloušťky vrstvy mazacího filmu
k	[-]	počet odpojených válců
m	[kg]	hmotnost
M_t	[Nm]	točivý moment motoru
M_z	[Nm]	ztrátový moment motoru
m_{pal}	[kg·h ⁻¹]	spotřeba paliva
η	[N·s·m ⁻²]	dynamická viskozita
t	[mm]	radiální tloušťka pístního kroužku
τ	[-]	konstanta pro výpočet b_{mep}
μ	[-]	součinitel tření
n	[s ⁻¹]	otáčky
P_t	[N]	tangenciální síla pístního kroužku
$p_{stř}$	[MPa]	střední tlak pístního kroužku
σ_{bmax}	[MPa]	napětí pístního kroužku v ohybu
U	[m·s ⁻¹]	vzájemná relativní rychlost pohybu dvou povrchů
V_z	[dm ³]	zdvihový objem motoru
V_{z1}	[dm ³]	zdvihový objem jednoho válce
z	[mm]	výřez zámku pístního kroužku
$\#cylinders$	[-]	celkový počet válců motoru

ÚVOD

Pístový spalovací motor dnes tvoří nedílnou součást našich životů. Od roku 1876, kdy německý konstruktér Nicolaus Otto sestrojil první funkční spalovací motor, se jeho vývoj prakticky nezastavil a naopak neustále pokračuje kupředu. Dnes tak díky svým vlastnostem zaujímá nezastupitelné místo v automobilové, lodní i letecké dopravě, ale také v energetice. A právě svému širokému rozšíření vděčí spalovací motory pozornosti, která jim je věnována i dnešními konstruktéry.

Už od samotného počátku se snažili výrobci motorů nabídnout svým zákazníkům nejenom co největší výkon, ale zároveň nízkou spotřebu paliva, kompaktní rozměry a spolehlivost, čímž by získali náskok před konkurencí. S postupným rozvojem automobilové dopravy a s ním spojeným rozmachem spalovacích motorů došlo i k nežádoucímu jevu – znečišťování životního prostředí. Začal tak být vyvíjen tlak na výrobce automobilů, aby jejich motory byly stále šetrnější k okolí. Výsledkem těchto ekonomicko-ekologických snah tak zákonitě nebylo nic jiného, než zvyšování účinnosti pístových spalovacích motorů. Tohoto zvýšení bylo dosaženo mimo jiné také minimalizací nežádoucích pasivních odporů, které jsou nedílnou součástí každého reálného mechanismu. Před samotnou optimalizací bylo však nutno tyto odpory pochopit, popsat příčiny jejich vzniku a v neposlední řadě je také umět změřit. A právě popis a měření pasivních odporů je hlavní oblastí zájmu této práce.

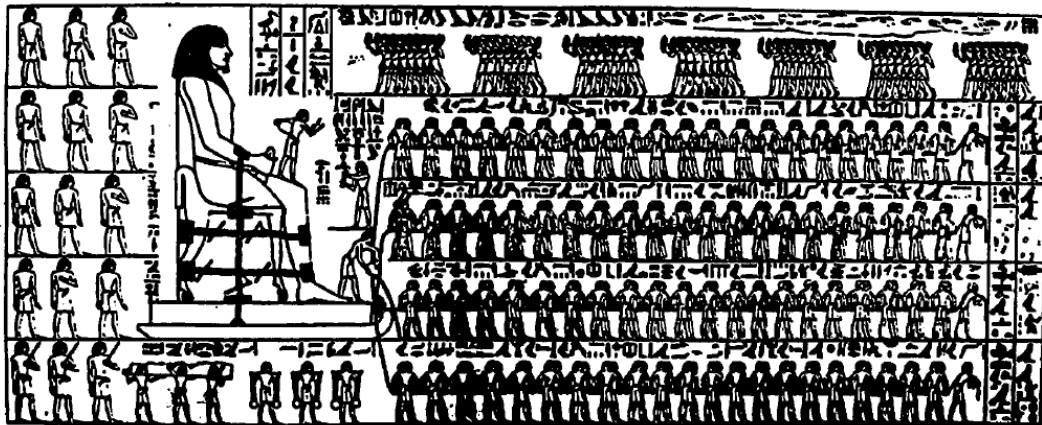
Využití poznatků a technologií, které technologický výzkum přinesl, nám dnes umožňuje dosáhnout parametrů, které byly kdysi jen zbožným přáním prvních konstruktérů a přitom je zde neustále prostor tyto parametry i nadále zlepšovat.

1 TRIBOLOGIE

Pro správné pochopení problematiky pasivních odporů ve spalovacích motorech je vhodné na počátku této práce definovat pojem tribologie. Tribologie je vědní disciplína, zabývající se chováním dotýkajících se povrchů ve vzájemném pohybu anebo při pokusu o vzájemný pohyb, přičemž tento pohyb může být obecně kluzný, valivý, nárazový nebo kmitavý. Ve skutečnosti se ale častěji setkáváme se současnou kombinací těchto pohybů. Cílem tribologie je pokusit se najít odpovědi na následující otázky:

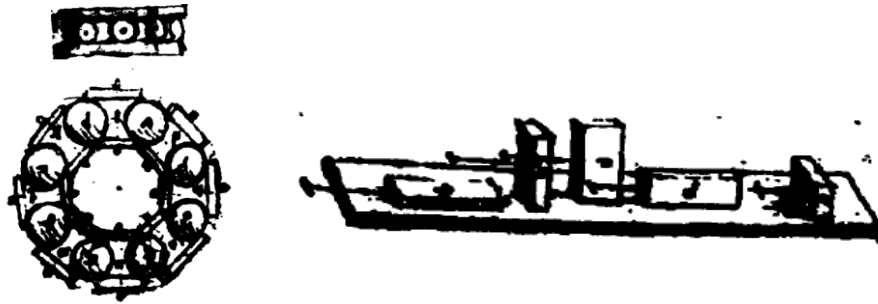
- jaké jsou mechanismy přeměny užitečných veličin v systému a jaké jsou fyzikální procesy přeměny energie
- jaké jsou procesy vedoucí všeobecně ke ztrátám v systému
- jaké jsou možnosti pozitivního působení na systém s ohledem na minimalizaci ztrát

Zjednodušeně bychom tedy mohli tribologii označit jako vědu o tření, opotřebení a mazání, ostatně samotný název této disciplíny pochází z řečtiny a v překladu znamená "třít". Historie tohoto oboru sahá do počátku lidské civilizace, protože si už naši předci uvědomovali, že pokud sníží tření, sníží se i jejich úsilí nutné pro vykonání dané činnosti. Můžeme tedy najít téměř 5 000 let staré rytiny zobrazující Asyřany valící těžké kamenné sochy po kmenech stromů.



Obr. 1.1: Transport Egyptské sochy na primitivních saních (asi 1880 př.n.l.) [1]

Tato primitivní "ložiska" dále zdokonalovali Římané ve svých válečných vozech, kde už kolem roku 44 n.l. použili dřevěné válečky umístěné v drážkách bronzových kroužků. Za zakladatele tribologie v podobě, jaké ji známe dnes je však považován až Leonardo da Vinci, který prováděl experimentální výzkum tření a nakonec přišel s návrhem kuličkového ložiska s klecí (viz obr. 1.2).

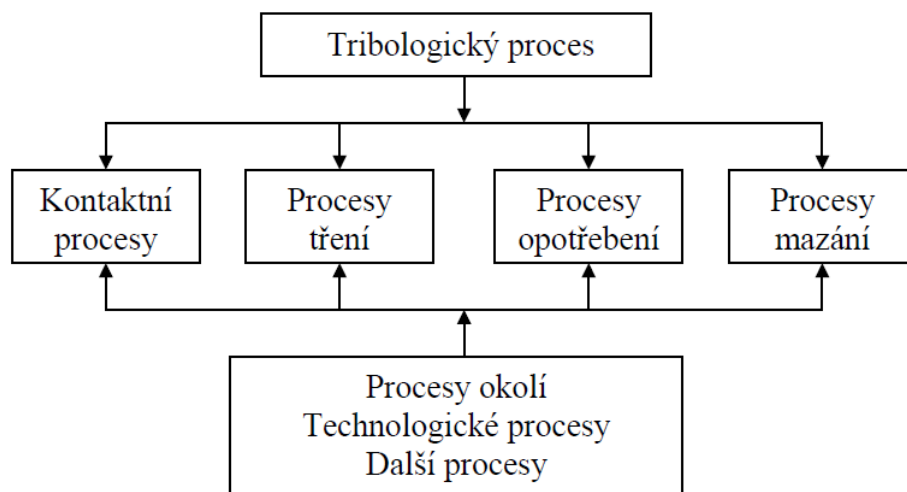


Obr. 1.2: Leonardo da Vinci – první návrh kuličkového ložiska s klecí a výzkumy v oblasti tribologie [1]

Dnes se tribologie uplatňuje nejen při návrhu ložisek, pístových motorů a dalších strojů, ale zasahuje do téměř všech ostatních aspektů moderních technologií, a to i takové oblasti jako výroba kosmetiky (rtěnky, kondicionéry), lékařství (umělé kloubní náhrady), apod. Správně zvolená povrchová úprava a mazání snižují tření pevných částí až téměř na nulu, což minimalizuje opotřebení a výrazně snižuje spotřebu energie.

1.1 Třecí ztráty

Tření je proces, vázající se na relativní pohyb dvou dotýkajících se prvků tribologického systému, jehož schéma je naznačeno na obr. 1.3. Existuje několik definic tření, pro potřeby této práce zabývající se mechanickými ztrátami je asi nejvhodnější uvést následující: tření je ztráta mechanické energie v průběhu, na začátku nebo při ukončení relativního pohybu navzájem se dotýkajících materiálových oblastí.



Obr. 1.3: Vzájemné vazby v tribologickém systému [2]

Při tření může dojít ke čtyřem základním stavům, přičemž ve skutečnosti se setkáváme spíše s jejich kombinacemi, protože jejich samostatný výskyt je velmi omezený. Tyto stavy jsou následující:

- suché tření (nebo také tření tuhých těles)
- kapalinové tření
- plynné tření
- plazmatické tření

Při velmi malé rychlosti vzájemného pohybu se účinek maziva mezi kontaktními plochami téměř neprojeví a součinitel tření se tak přibližuje hodnotě tzv. suchého tření f_s , jehož velikost závisí na kvalitě povrchu stykových ploch.

Pokud se bude rychlost vzájemného pohybu stykových ploch zvyšovat, dojde ke snížení podílu suchého tření a naopak výrazně vzroste podíl tření kapalinového. Výsledný součinitel tření poté závisí na vzájemném podílu suchého tření f_s a kapalinového tření f_L vztahem

$$f = \alpha \cdot f_s + (1 - \alpha) \cdot f_L, \quad (1.1)$$

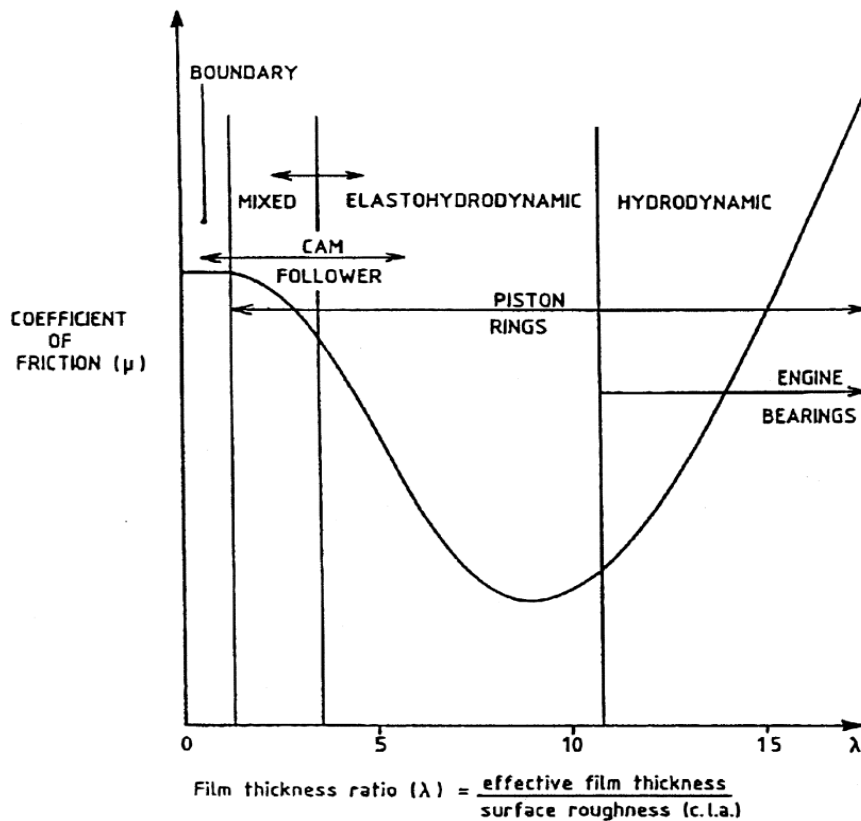
kde α je koeficient nabývající hodnoty od 0 do 1 – při nulových a velmi malých rychlostech se blíží 1 (suché – mezní tření), při zvyšování rychlosti jeho hodnota velmi rychle klesá (smíšené – polosuché tření) až se přiblíží 0 (hydrodynamické tření).

Tato proměnlivost a její závislost na konkrétních provozních podmínkách však způsobuje komplikace při experimentálním a výpočtovém vyšetřování třecích ztrát.

1.2 Striebeckova křivka a mazací režimy

Před více než sto lety prováděl své výzkumy v oblasti tření na ložiskovém čepu prof. Richard Striebeck (1861-1950), na jehož výzkum dále navázal Ludwig Gumbel. Striebeck se zajímal o mazání v závislosti na zatížení v dotyku a své výsledky shrnul do grafu, který vyjadřoval součinitel tření μ jako funkci rychlosti a různého kontaktního tlaku $\eta N/p$. S postupem času, jak docházelo k rozvoji pochopení režimů mazání, se ve stále větší míře začala používat tzv. modifikovaná Striebeckova křivka, kde je vyjádřen součinitel tření μ jako funkce poměru tloušťky vrstvy mazacího filmu λ .

Parametr tloušťky vrstvy se ukázal jako výhodná koncepce, protože umožnil vyhodnotit povrchové interakce v mazaných součástech a dokázal, že topografie povrchu má významný vliv na výkon a životnost. Ukázkou takové křivky, je možné vidět na obr. 1.4. Na obrázku můžeme vidět 4 hlavní oblasti mazacích režimů a také součásti spalovacích motorů, kde se jednotlivé mazací oblasti uplatňují.



Obr. 1.4: Modifikovaný Stribeckův diagram [3]

1.2.1 Mezní tření (Boundary Lubrication)

Dochází k němu za podmínek, kdy se třecí plochy k sobě přiblíží natolik, že jejich bezprostřednímu dotyku zabráňují pouze filmy polárních molekul maziva (tzv. mezní vrstva maziva). U mazaných povrchů dochází k tomuto tření při nedostatečném přívodu maziva, při malých smykových rychlostech nebo při velkém zatěžování malých stykových ploch.

Jak je ze Stribeckovy křivky patrné, třecí součinitel je velký. Při mezním tření dochází k velkému opotřebení, které můžeme pozorovat např. na vačce a kluzném ložisku vačkového hřídele, převážně pak u vysokootáčkových motorů motocyklů.

1.2.2 Smíšené tření (Mixed Lubrication)

Kombinace mezního a elastohydrodynamického mazání, ke které dochází při nedokonalém oddělení třecích ploch vrstvou maziva, která je ale větší než tloušťka filmu zajišťující mezní mazání.

Ačkoliv smíšené tření nemá významnější podíl na celkových ztrátách spalovacího motoru, z pohledu opotřebení se jedná o nezanedbatelnou složku, projevující se například u pístních kroužků v úvratích, zejména pak při nedostatečném mazání při studeném startu motoru.

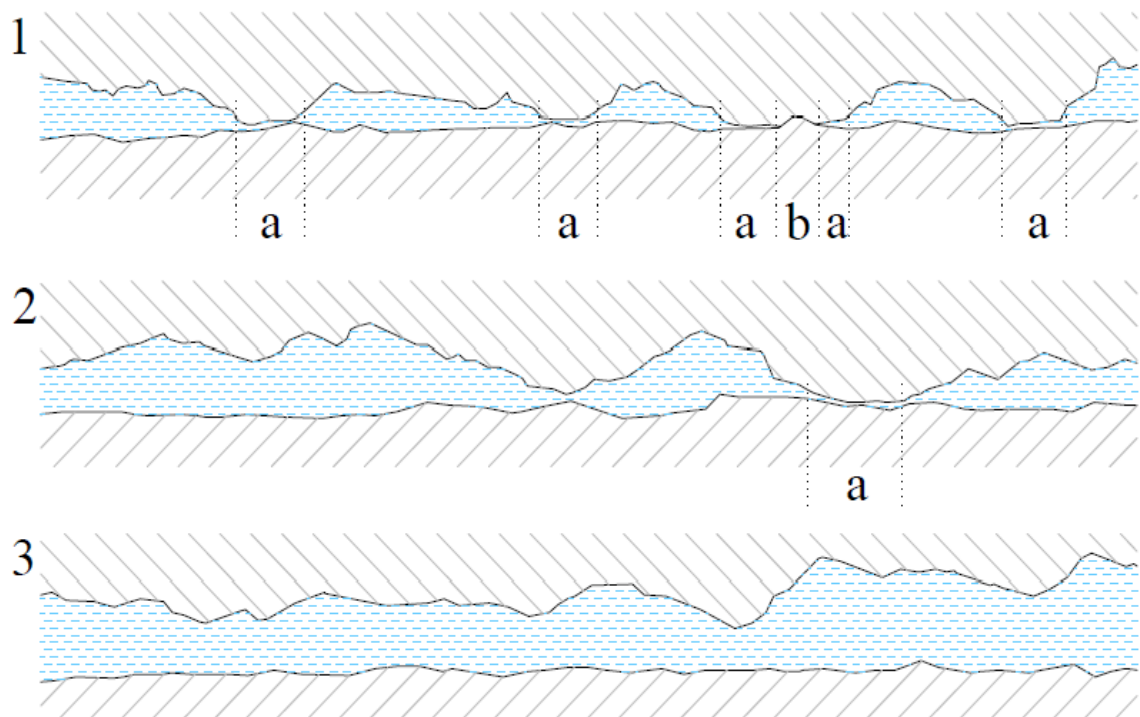
1.2.3 Elastohydrodynamické tření (Elastohydrodynamic Lubrication)

Jedná se o tření, kdy jsou sice obě třecí plochy plně oddělené vrstvou maziva, ale dochází k elastické deformaci povrchu. Nezanedbatelný je také vliv tlaku na viskozitu.

1.2.4 Hydrodynamické tření (Hydrodynamic Lubrication)

Úplný film maziva zajišťuje dokonalé oddělení třecích povrchů. U hydrodynamického tření je nejdůležitější vlastností dynamická viskozita η maziva. S tímto třením se ve spalovacím motoru nejčastěji setkáme u hlavních a ojničních ložisek klikového hřídele.

Jednotlivé mazací režimy jsou názorně ukázány na obr. 1.5, kde můžeme vidět stav tření mezního (1), smíšeného (2) a také hydrodynamického (3). V oblastech mezního a smíšeného tření jsou dále označeny oblasti vrcholků nerovností (a), u mezního tření pak navíc ještě místo, kde dochází k narušení mezní vrstvy (b).



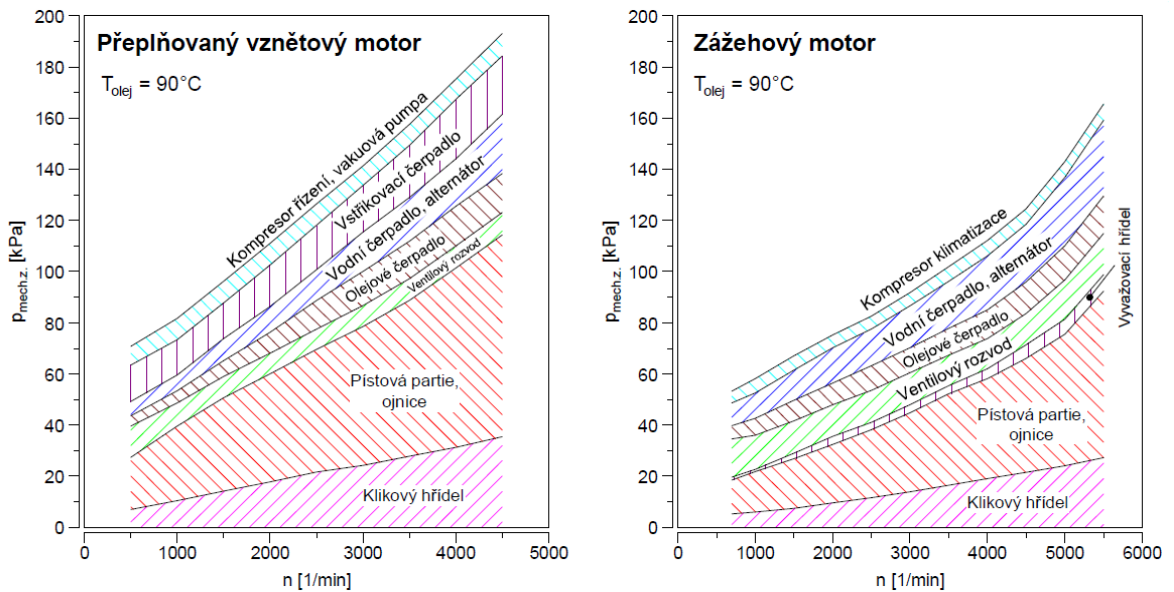
Obr. 1.5: Schematické znázornění jednotlivých druhů tření [2]

[1,2,3,4,5,6]

2 ZTRÁTY V PÍSTOVÉM SPALOVACÍM MOTORU

2.1 Rozdělení ztrát v motoru

Celkové ztráty pístového spalovacího motoru můžeme rozdělit do tří základních skupin – na ztráty při výměně plynů, na ztráty třecí a na ztráty pomocných komponent (např. vodní pumpa, olejové čerpadlo...). Protože tato práce pojednává o mechanických ztrátách, bude se následující text zabývat převážně ztrátami třecími.

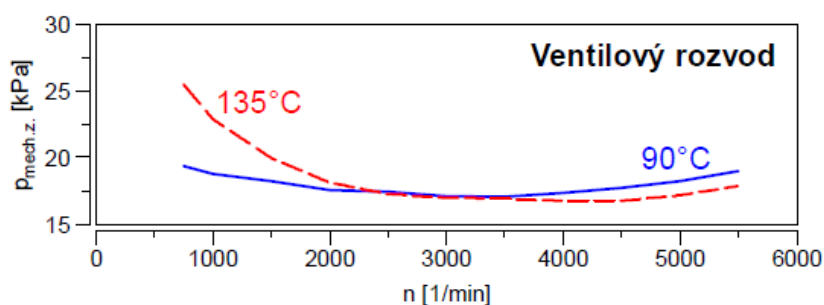


Obr. 2.1: Typické mechanické ztráty [7]

2.2 Třecí ztráty v pístovém spalovacím motoru

Mechanické ztráty závisí na mnoha faktorech – tím zásadním je druh motoru (zážehový nebo vznětový), přičemž vznětový motor má proti zážehovému motoru větší třecí ztráty. Velikost ztrát, respektive ztrátového výkonu, jak je vidět na obr. 2.1, dále závisí na otáčkách, ve kterých motor pracuje, přičemž obecně můžeme říci, že s rostoucími otáčkami se zvětšují také ztráty.

Dalším faktorem majícím vliv na velikost ztrát je teplota oleje. Teplota má totiž zásadní vliv na viskozitu maziva a tím pádem také na jeho mazací schopnosti. Zde již ale nemůžeme tvrdit, že analogicky se závislostí otáček dochází s rostoucí teplotou – a tedy snižující se viskozitou – ke snížení mechanických ztrát. Přestože tomu tak ve většině případu skutečně je, jak je ale patrné z obr. 2.2 grafu ventilového rozvodu tato závislost neplatí vždy.



Obr. 2.2: Ztráty ve ventilovém rozvodu při různých teplotách [7]

Ve druhé polovině 20. století začal vzrůstat tlak na výrobce automobilů, aby vyvíjeli a produkovali stále úspornější a kompaktnější automobily, ať už z důvodů legislativních, environmentálních a v neposlední řadě také ekonomických. To vedlo k tomu, že motory byly stále výkonnější, zároveň však byly využívány menší a menší komponenty pracující za vyšších teplot a pohybující se větší rychlostí. Důsledkem toho všeho bylo to, že došlo ke zvýšení třecího namáhání většiny součástí motoru, jmenovitě pak ventilových rozvodů, ložiskových čepů a pístové partie. Došlo také ke snížení viskozity používaných maziv, což sice na jedné straně vedlo ke snížení tření, na straně druhé však došlo ke zmenšení tloušťky filmu maziva mezi pohybujícími se součástkami, takže výrazně vzrostly nároky na topografii povrchu.

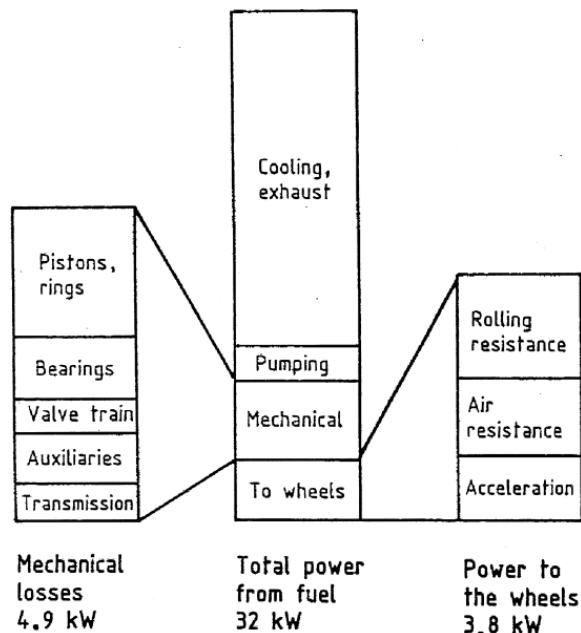
Tab. 2.1: Typické tribologické a výkonnostní parametry dnešního zážehové motoru [3]

parametr	ložiska v motoru	pístní kroužky (vrchní těsnicí)	vačky
Minimální tloušťka mazacího filmu	< 1 μm	< 0,2 μm	0,1 μm
Maximální teplota	180°C	200°C	150°C
Maximální tlak	60 MPa	70 MPa	600 MPa
Maximální smyková rychlost	10 ⁸ s ⁻¹	10 ⁷ s ⁻¹	10 ⁷ s ⁻¹
Ztráta výkonu	0,25 kW	0,15 kW	0,04 kW
Minimální dynamická viskozita	0,0025 Pa·s	0,0065 Pa·s	EHL ¹⁾
Drsnost povrchu	0,35 μm	0,2 μm	0,3 μm

¹⁾ elastohydrodynamické tření

Z tab. 2.1, týkající se čtyřválcového čtyřtaktu benzínového motoru se čtyřmi ventily na válec, s jakým se můžeme dnes běžně setkat u moderních automobilů, je možné získat představu o tribologických a výkonnostních parametrech. Podrobnějšímu popisu ztrát u jednotlivých komponentů se práce bude věnovat níže, viz kapitoly 2.3 až 2.5.

V minulosti proběhla spousta výzkumů ohledně vzájemného tření mezi komponenty spalovacího motoru. Se zajímavým zjištěním přišel B.S. Andersson z automobilky Volvo [3], jehož výsledek názorně shrnuje schematický diagram na obr. 2.3.



Obr. 2.3: Rozdělení energie získané z paliva u osobního automobilu [3]

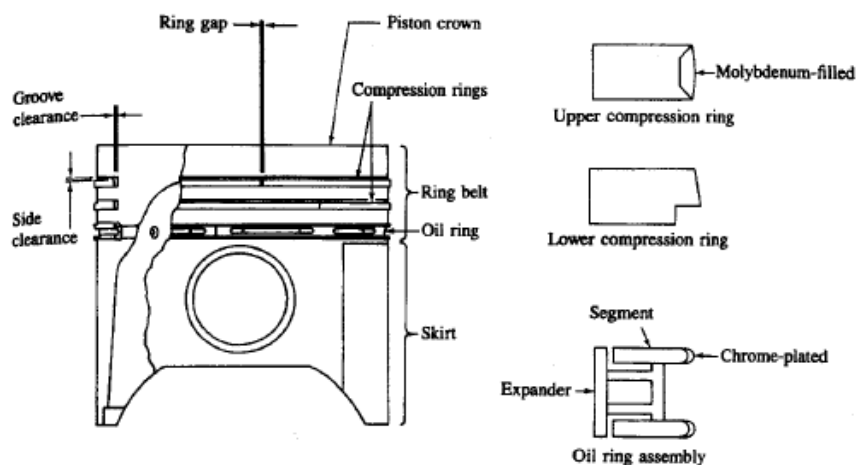
Na příkladu běžného osobního automobilu při městském provozu poukázal na to, že pouhých 12% energie získané z paliva se přeneše na kola automobilu a dalších 15% energie je disipováno na mechanické ztráty, převážně třecí. Na základě Anderssonovy analýzy je tedy možno tvrdit, že pokud dokážeme snížit mechanické ztráty vlivem tření o 10%, klesne spotřeba paliva o 1,5%, což z globálního pohledu přinese nezanedbatelnou úsporu paliva – ve výsledku tedy jak úsporu ekonomickou, tak také ekologickou.

Z tohoto důvodu je dnes snaha redukovat třecí ztráty a zvyšovat účinnost jedním z hlavních úkolů každého konstruktéra zabývajícího se vývojem spalovacích motorů. Prof. Dr.-Ing. Jens Hadler na 2. Tribologie Symposium v německém Landau uvedl [9], že pokud bychom v pístovém spalovacím motoru dokázali úplně eliminovat ztráty vzniklé třením, jeho účinnost by vzrostla o 50%.

[1,3,7,8,9,10]

2.3 Třecí ztráty v pístové partii

Na obr. 2.4 je možno vidět schéma sestavy pístního kroužku a pístu. Detailnějším popisu pístních kroužků se věnuje kapitola 4.



Obr. 2.4: Typická sestava pístu a pístního kroužku [8]

Pístová partie je hlavním zdrojem třecích ztrát uvnitř pístového spalovacího motoru. Ke tření přispívají těsnící a stírací pístní kroužky, pístní čep a také plášť pístu. Síly působící na sestavu zahrnují jednak statické napětí pístních kroužků (závisí na tvaru a použitém materiálu), dále tlak od spalin (závisí na zatížení motoru) a také setrvačné síly (závisí na váze komponent a otáčkách motoru).



Obr. 2.5: Vliv jednotlivých komponent na ztráty v pístové skupině [7]

Největší podíl na tření pístní sestavy mají bezesporu pístní kroužky (jak je patrné z obr. 2.5), přičemž závisí na jejich šířce, profilu, napětí, ale také např. na teplotě. Z tribologického hlediska jsou pístní kroužky vůbec nejkomplicovanějším komponentem celého spalovacího motoru. Jsou vystaveny velkému, rychle se měnícímu rozsahu zatížení, rychlosti, teploty a dostupnosti maziva. Během jednoho zdvihu pístu může pístní kroužek projít stavem smíšeného, mezního i hydrodynamického tření, u zážehových i vznětových motorů dokonce při velkém zatížení i elastohydrodynamického tření, viz obr 1.4.

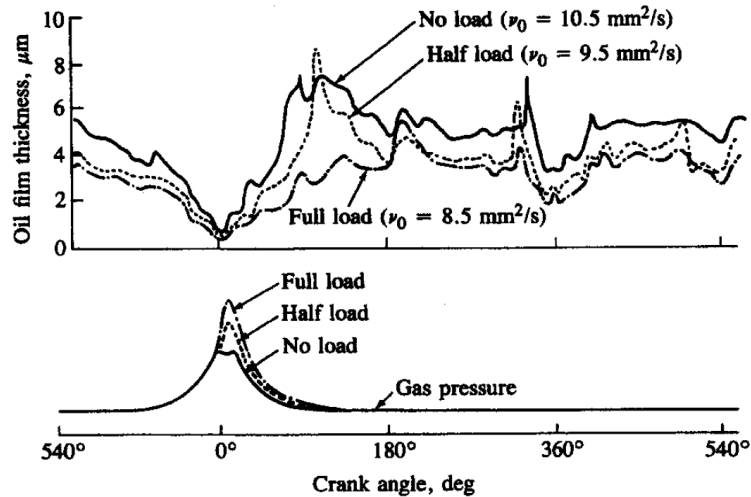
2.3.1 Modely chování

V minulosti byly vyvinuty modely chování pístního kroužku a olejového filmu. Pokud je tloušťka olejového filmu h mnohem menší než šířka pístního kroužku (což ve skutečnosti je), přejde Navier-Stokesova rovnice pro pohyb filmu na Reynoldsovu rovnici ve tvaru

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (2.1)$$

kde h je místní tloušťka filmu maziva, η dynamická viskozita, p tlak v pístním kroužku a U relativní rychlost mezi dvěma povrchy.

Tloušťku olejového filmu je možno změřit pomocí elektrody vložené do horního kompresního kroužku. Výsledek takového měření vznětového motoru s přímým vstřikováním ukazuje obr. 2.6. Toto měření při otáčkách 1300 min^{-1} bylo provedeno organizací Society of Tribologist and Lubrication Engineers (STLE).



Obr. 2.6: Měření tloušťky olejového filmu těsnícího kroužku [8]

Jak je z grafu patrné, tloušťka olejového filmu se výrazně mění v průběhu zdvihu pístu, což má za následek to, že pístní kroužek prochází různými stavy tření, jak bylo zmíněno výše. Nejmenší tloušťka maziva je v horní úvrti, kdy má hodnotu přibližně $1 \mu\text{m}$. Se snižujícím tlakem plynů a zvyšující se rychlostí pístu se tloušťka maziva zvětšuje. Čím větší je tlak plynů, tím tenčí je výsledná vrstva maziva. Kritická vrstva maziva závisí na povrchu vložky válce a pístního kroužku, obecně však můžeme říci, že ke kontaktu drsností dochází, pokud tloušťka poklesne pod $1 \mu\text{m}$.

Tvar kroužku je dán především vzájemným působením pístu a vložky válce. Příčnou sílu F_r získáme úpravou rovnice vyjadřující axiální rovnováhu sil

$$m \frac{dS_p}{dt} = -F_r \cdot \cos\varphi + \frac{\pi B^2}{4} p \pm F_f, \quad (2.2)$$

kde m je hmotnost pístu, ϕ úhel svírající osa válce a ojnice a p přetlak ve válci. Z rovnováhy příčné síly pak plyne vztah

$$F_t = F_r \cdot \sin\phi = \left(-m \frac{dS_p}{dt} + \frac{\pi B^2}{4} p \pm F_f \right) \cdot \tan\phi, \quad (2.3)$$

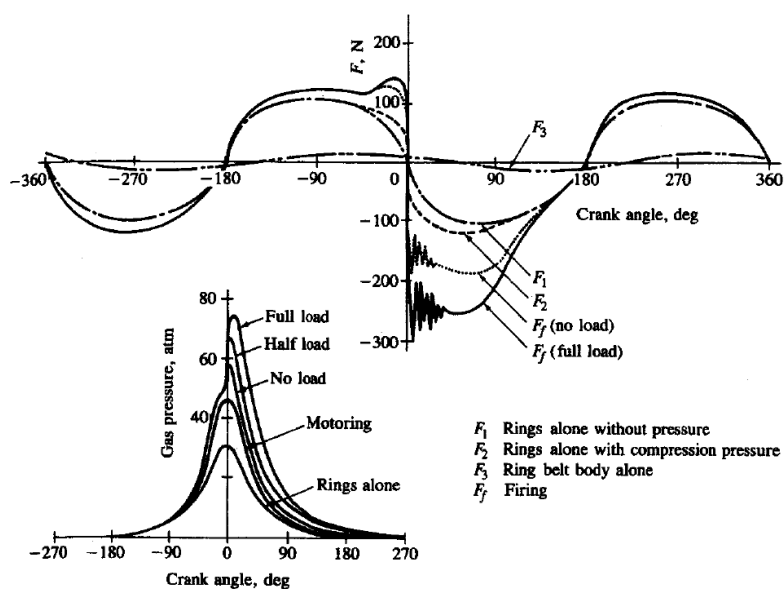
kde F_r je síla v ojnici (kladná při kompresi), F_f třecí síla v pístové sestavě (- když se píst pohybuje ke klice, + když se pohybuje od klinky), $\frac{dS_p}{dt}$ zrychlení pístu získané derivací rovnice pro rychlost pístu

$$\frac{dS_p}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = \pi^2 N S_p \left[\cos\theta + \frac{R^2 \cos 2\theta + \sin^4 \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{3/2}} \right]. \quad (2.4)$$

Příčná síla F_t se přenáší na vložku válce pomocí pístních kroužků a pláštěm pístu a mění svůj směr při průchodu horní a dolní úvratí. Protože dochází ke změně znaménka třecí síly, je síla F_t větší při expanzi než při kompresi.

2.3.2 Měření třecích sil

Nejběžnější metoda měření třecí síly sestavy pístu a pístních kroužků je pomocí zvláštního motoru, kde se axiální síla na vložce válce měří přímo snímačem zatížení. Třecí síly jsou největší těsně před a za horní úvratí na konci kompresního zdvihu. Vysoké hodnoty na startu expanze jsou způsobené impulsem, který dostane při výbuchu píst, velkou přítlačnou silou a také tlakem plynu zatěžujícím pístní kroužky. Ukázka výsledku takového měření je na obr. 2.7, kde se konkrétně jednalo o měření vznětového motoru s přímým vstřikováním při 1200 min^{-1} .

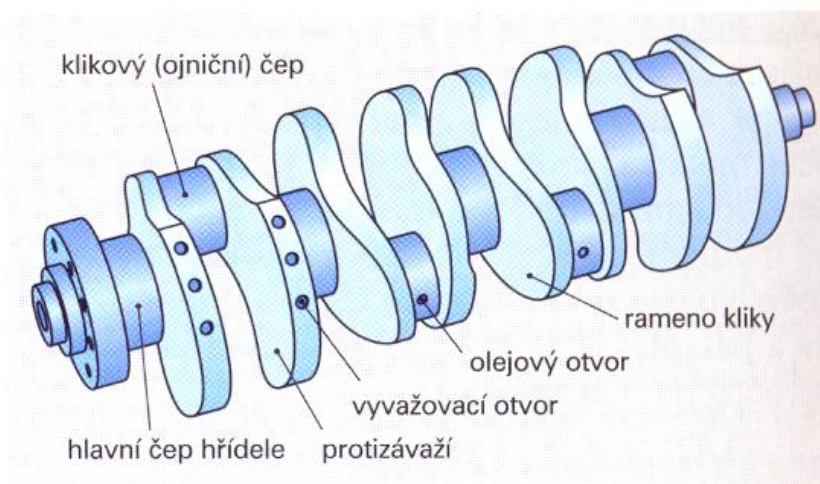


Obr. 2.7: Měření třecí síly na vložce válce [8]

[3,7,8,9,11]

2.4 Třecí ztráty na klikovém hřídeli

Klikový hřídel je nejen nejdůležitější částí klikového mechanismu (píst, ojnice, klikový hřídel a setrvačnick), ale také celého pístového spalovacího motoru. Jeho hlavním úkolem je převádět přímočarý vratný pohyb ojníc na pohyb čistě otáčivý, který je vyžadován na výstupním hřídeli motoru. Malá část točivého momentu je obvykle přenášena na přední část klikového hřídele, kde slouží k pohonu rozvodového mechanismu a dalšího příslušenství motoru.



Obr. 2.8: Popis částí klikového hřídele [12]

Klikové hřídele se vyrábějí jako nedělené nebo dělené. Dnes jsou nejrozšířenější nedělené, vyráběné z jednoho kusu legované oceli kováním a následným obráběním hlavních a ojnicních čepů. Nedělené hřídele jsou uloženy pomocí dělených ložisek (ukázka na obr. 2.9) – v drtivé většině kluzných se dvěma výměnnými pánvemi.

Dělené (skládané) klikové hřídele se vyskytují zřídka, zejména u velkých motorů nákladních automobilů (např. Tatra 815). Důvodem použití této koncepce je snaha nahradit kluzná ložiska valivými (obvykle jen hlavní), která snesou velké zatížení při malých otáčkách. Dalším důvodem může být náročnost výkovku. Limitujícím faktorem této koncepce je ovšem problém zaručeně pevných spojů jednotlivých částí a nebezpečí jejich uvolnění.

2.4.1 Ztráty v ložiskách

K tření na klikovém hřídeli dochází na ložisku klikového hřídele a těsnění. Hlavní a ojnicní ložiska se liší svým průměrem a někdy i šířkou. Hlavní ložiska jsou vždy větší a jejich počet je roven počtu válců plus nebo minus jedno – v praxi tedy bude mít čtyřválcový motor buď tři nebo pět ložisek a analogicky potom mluvíme o třikrát nebo pětkrát uloženém klikovém hřídeli (šestiválce bývají uloženy většinou pětkrát, sedmkrát jen výjimečně). Kvůli snížení tření i zjednodušení výroby snížením množství obráběných ploch je snaha zmenšit počet uložení, hřídel však poté musí být robustnější, čímž dojde nárůstu hmotnosti. Dlouholeté zkušenosti

tak v praxi dokázaly, že při dobrém návrhu konstrukce jsou úspěšné motory jak s menším, tak větším počtem uložení. Aby nedocházelo k únikům oleje ze skříně motoru, musí být přední i zadní konec hřídele osazen těsněním nebo kroužkem obdobným pístním kroužkům. Přestože se nejedná o tlakový olej, je vzhledem k rychlosti otáčení a teplotě oleje nutné, aby těsnění bylo dokonalé.

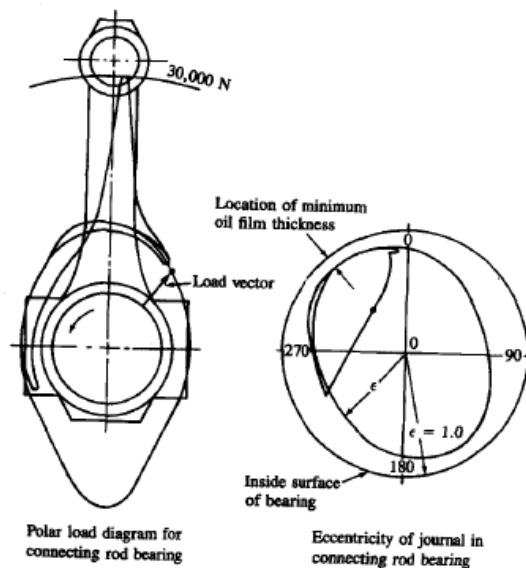


Obr. 2.9: Dělená ložiska klikového hřídele (Porsche 911) [13]

Velké zatížení s malými ztrátami může být klikovými ložisky přenášeno díky tomu, že dojde k úplnému oddělení dvou povrchů pohybujících se vůči sobě pomocí vrstvy maziva. Zatížení kluzného ložiska se liší co do velikosti a směru, protože pochází primárně od setrvačných sil pístu a tlaku plynů působících na píst.

2.4.2 Stanovení tloušťky mezní vrstvy maziva

Na obr. 2.10 je znázorněn diagram závislosti zatížení excentricity čepu pro ojnicí ložisko. Z toho se vychází při určení minimální tloušťky filmu maziva.



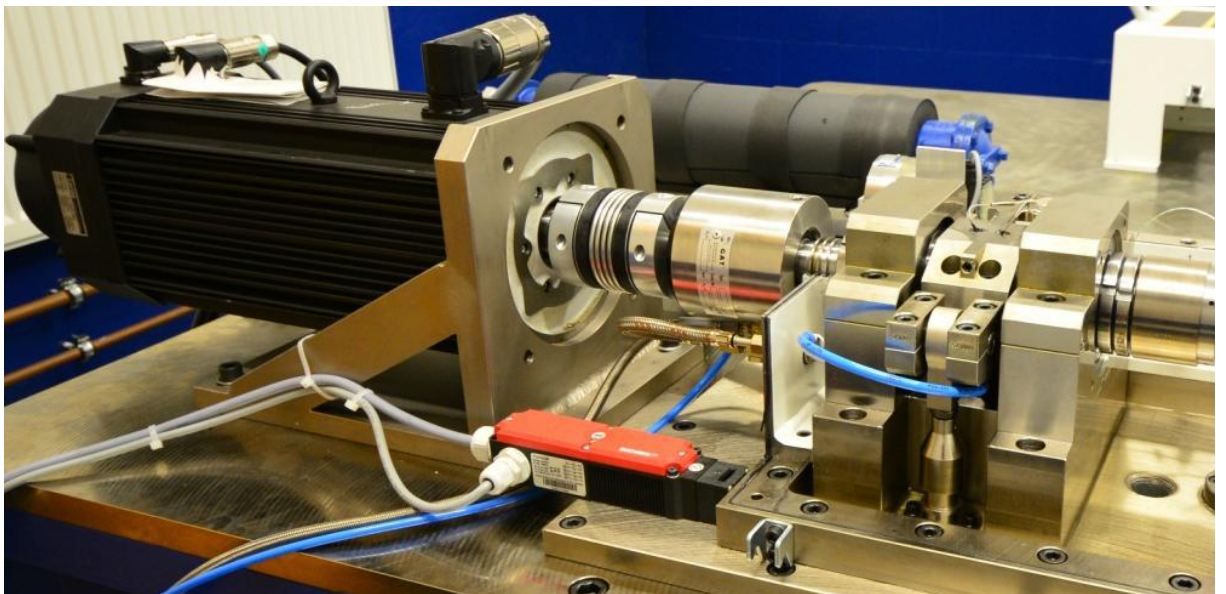
Obr. 2.10: Diagram zatížení a excentricity [8]

Metoda pro analýzu dynamicky zatížených ložisek klikové hřídele, anglicky označovaná jako mobility technique nebo také mobility method, byla vyvinuta před více než čtyřiceti lety. I v současné době se díky své robustnosti a jednoduché počítačové analýze jedná o nejrozšířenější přístup. Pomocí této metody je možno určit minimální tloušťku filmu maziva mezi čepem a ložiskem, což je klíčová hodnota pro návrh.

Na začátku 70. let, kdy tato metoda začínala, se jako uspokojivá minimální tloušťka brala hodnota asi 2,5 μm . Dnes se tato hodnota u nových osobních automobilů zmenšila až pětikrát. Tloušťka filmu mezi 0,5 až 1 μm tak naznačuje, že může docházet k vzájemnému kontaktu mezi čepem a ložiskem v určité části cyklu a navrhnout správně ložiska pracující v režimu smíšeného tření je rozhodujícím přístupem ke zvýšení výkonu motoru.

Při využití této metody je nutné mít neustále na mysli, že se jedná pouze o metodu orientační z důvodu toho, že je zde použita řada zjednodušujících předpokladů a jedná se tak spíše o referenční hodnotu. Přesnou hodnotu lze získat jedině měřením.

2.4.3 Měření tloušťky mezní vrstvy maziva



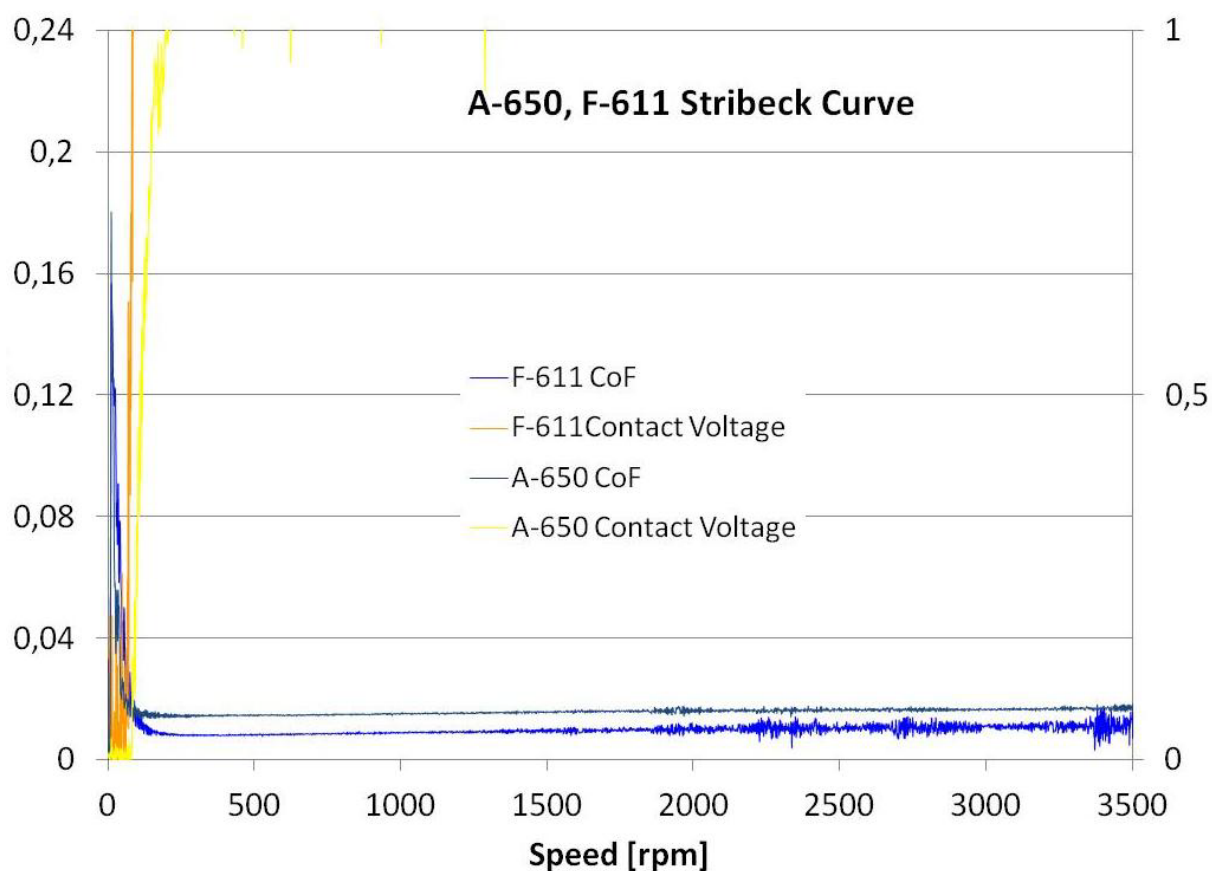
Obr. 2.11: Ukázka testovací stolice pro měření tření v ložisku klikové hřídele [14]

Na obr. 2.11 je možno vidět testovací zařízení vlastní konstrukce používané předním světovým výrobcem dělených ložisek Federal-Mogul, pracující s přesností $\mu = \pm 0,005$. Ukázka výsledku měření prezentovaného na 2. Tribologie Symposium v německém Landau [14] je na obr. 2.12, parametry testu ukazuje tab. 2.2.

Tab. 2.2: Parametry záběhu a měření [14]

	Záběh	Měření
Zátěž [kN]	3	3
Rychlost otáčení [min^{-1}]	0-100	0-3500
Trvání [s]	7200	10
Olej – typ	Fuchs Titan SAE 5W-30	Fuchs Titan SAE 5W-30
Olej – vstup	90°C / 3 bar	90°C / 3 bar
Klikový hřídel	38MnSiVS / Ra 0,05	38MnSiVS5 / Ra 0,05

Měření probíhalo podle následujícího schématu: 1x měření tření → záběh → 5x měření tření. Měření bylo provedeno na dvou vzorcích ložisek zhotovených z různých materiálů – slitina hliníku AlSnSi povlakovaná vrstvou IROX[®] (F-611 – modrá křivka) a totožného ložiska bez povrchové úpravy povlakováním (A-650 – zelená křivka). Na obr. 2.12 je vidět srovnání obou materiálů a na první pohled je zřejmé, že s povrchovou úpravou IROX[®] má ložisko menší tření. To je dáno pravděpodobně teplotním chováním materiálu a vlastnostmi povrchu, nicméně pro přesné objasnění stále probíhá další výzkum.



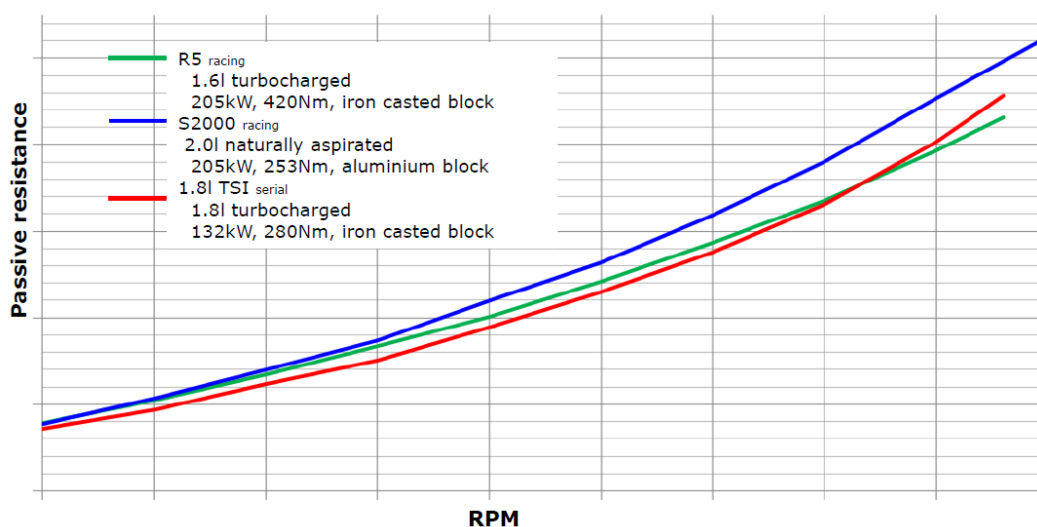
Obr. 2.12: Srovnání ložisek z různých materiálů [14]

2.4.4 Příklad z praxe – návrh motoru závodního vozu

Protože motorsport a zvláště pak závody rally tvoří technologickou špičku automobilového průmyslu, jsou zde poněkud odlišné požadavky na motor a jeho komponenty než při návrhu běžného osobního vozidla. To je dáno především odlišnými podmínkami a režimy, ve kterých tyto motory pracují. Zatímco motor sériového vozu (například Škoda 1.8 TSI) pracuje při 10% zatížení asi ve 35% času a při 100% zatížení zhruba stejnou dobu, rally speciál Škoda Fabia S2000 pracuje při 100% zátěži přibližně polovinu času svého chodu. Kvůli homologaci musí také závodní vozidlo splňovat přísné regule asociace FIA, jako například minimální váha klikového hřídele 12 kg a současně jeho cena nepřevyšující 2 500€.

Aby tak bylo možno dosáhnout lepších výkonnostních parametrů, je jednou z cest optimalizace návrhu stávajících součástí, použití lepšího materiálu nebo vyvinutí oleje pro konkrétní podmínky motoru. Na obr. 2.13 je možno vidět srovnání hlavních ložisek používaných v sériovém voze, v současném speciálu Fabia R5 a nakonec v předchozí generaci soutěžní Fabie S2000, následně také srovnání pasivních odporů vznikajících v hlavním a ojničním ložisku při plné zátěži motoru.

	Parameters	1.8l TSI – serial	R5 – racing	S2000 – racing
Main bearings	Width [mm]	15.5	15.5	18.8
	Diameter [mm]	48.0	48.0	54.0
	Clearance [μm]	44	50	50
	Manufacturer	KOLBEN SHMIDT (06K 105 561/591)	KOLBEN SHMIDT (06K 105 561/591)	KOLBEN SHMIDT (06B 105 561)
	Material	500 50-R-ALSn20Cu2	500 50-R-ALSn20Cu2	ALSn20Cu
	Groove geometry			



Obr. 2.13: Porovnání sériového a závodního motoru [11]

[3,8,10,11,12,14,15]

2.5 Třecí ztráty ve ventilových rozvodech

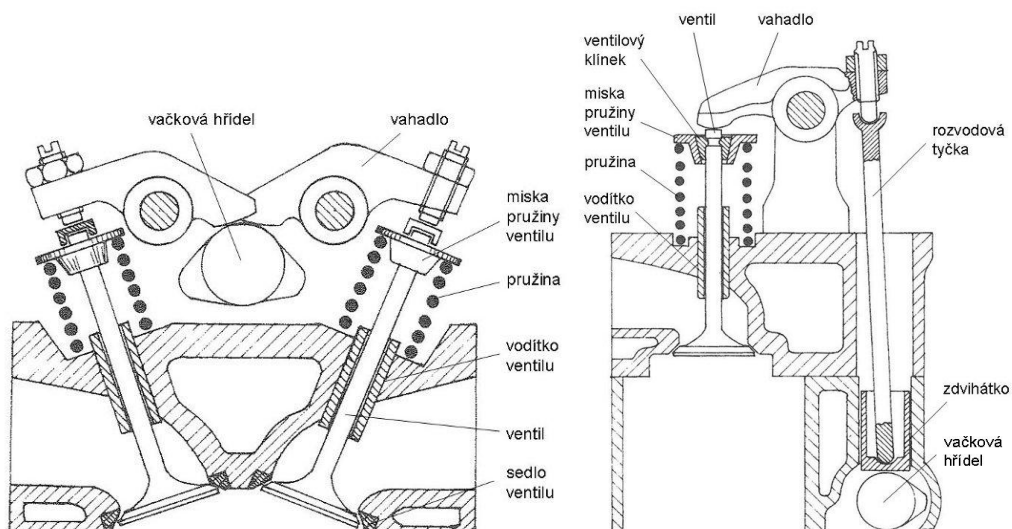
Ventilový rozvod je mechanické zařízení transformující rotační pohyb vačkového hřídele na přímočarý pohyb ventilu, jehož úkolem je řízení toku pracovních plynů skrz pístový motor – tedy sání a výfuk. Uplatňuje se převážně ve čtyřtaktích, výjimečně ale i v dvoutaktních motorech.

V současné době se nejvíce uplatňují jednoduché talířové ventily s kuželovou dosedací plochou. Minimální počet ventilů na válec jsou dva (sací a výfukový), v současné době se ale nejčastěji setkáváme se čtyřmi ventily na válec, kde již hovoříme o víceventilové technice. Pohyb vačky je na ventily přenášen podle typu rozvodu zdvihátko, zdvihacími tyčkami nebo vahadly.

2.5.1 Rozdělení ventilových rozvodů

Podle uložení jednotlivých částí ventilového rozvodu (v hlavě válců nebo bloku motoru) se rozlišují různé typy ventilových rozvodů. Nejzákladnější jsou rozvody typu SV, OHV a OHC (viz obr. 2.14).

- SV (Side Valves) rozvody mají ventily umístěné po straně válce a jsou ovládány vačkou pouze přes zdvihátka. Proti nízké hmotnosti a levné výrobní ceně však stojí skutečnost, že nelze korigovat kompresní poměr a také nevhodný tvar spalovacího prostoru.
- OHV (Over Head Valves) rozvody mají ventily v hlavě válců a vačkový hřídel v bloku motoru. Velký počet dílů zapříčiňující větší hmotnost a menší tuhost kompenzuje jednoduché zajištění pohybu vačkové hřídele díky blízkosti klikové hřídele. V současnosti se používá pro nízkootáčkové motory.
- OHC (Over Head Camshaft) rozvody mají vačkový hřídel i ventily v hlavě válců. Z důvodu větší tuhosti a menší hmotnosti se využívá u vysokootáčkových motorů.

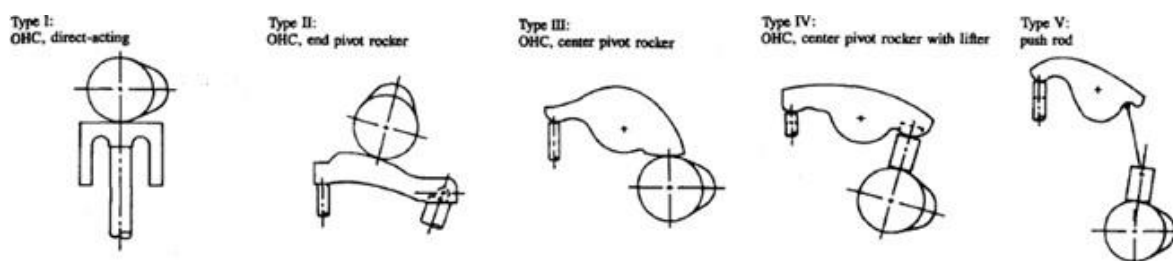


Obr. 2.14: Schematické znázornění OHC (vlevo) a OHV (vpravo) rozvodu [16]

Porovnání hodnot hmotností ventilu, maximálních otáček, tření a celkového uspořádání motoru je uvedeno v tab. 2.3. Ilustrační obrázky k jednotlivým uspořádáním jsou uvedeny na obr. 2.15.

Tab. 2.3: Porovnání parametrů u různých konfigurací rozvodů [10]

	OHC, přímo působící (I)	OHC, čep na konci vahadla (II)	OHC, čep uprostřed vahadla (III)	OHC, čep uprostřed vahadla + zdvihátko (IV)	OHV, rozvodová tyčka (V)
Hmotnost ventilu [g]	140-160	80-120	120-160	130-170	240-290
Maximální otáčky [s^{-1}]	6500++	6500++	6000+	6000+	4000-6000
Tření (A-E)	E	A	B	C-D	C-D
Celkové uspořádání motoru (A-E)	D-E	D-E	B	C	A

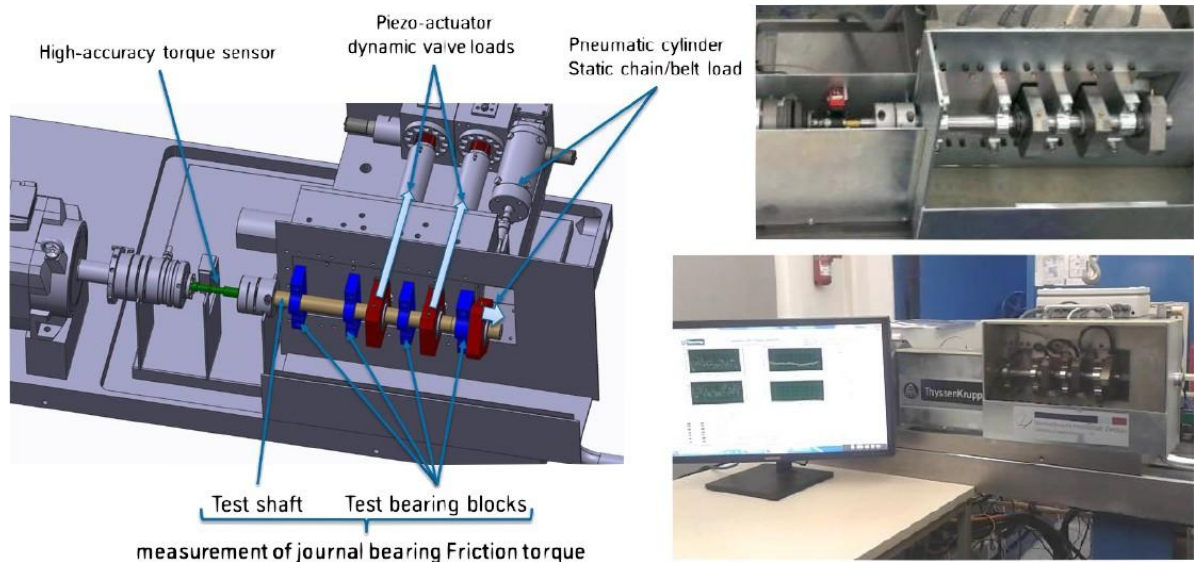


Obr. 2.15: Schematické znázornění různých variant rozvodů pro tab. 2.3 [8]

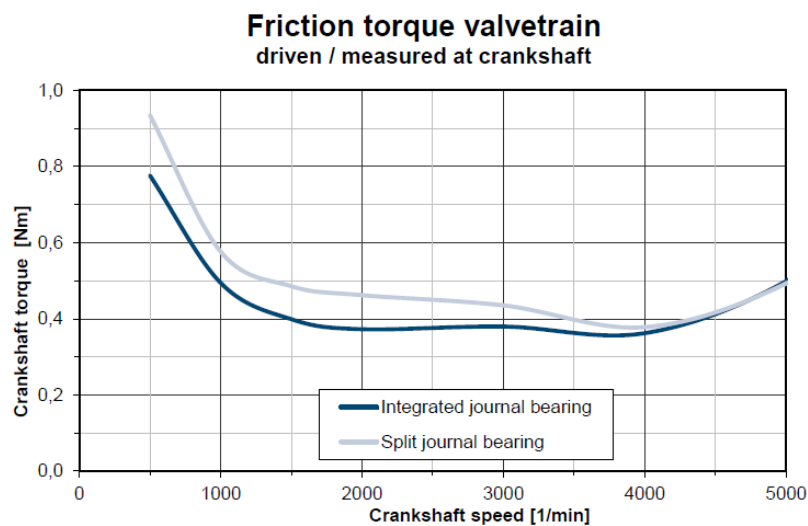
2.5.2 Ztráty a jejich měření

Ztráty způsobené ventilovým rozvodem tvoří asi 10% celkových ztrát způsobených třením uvnitř pístového spalovacího motoru a jsou tak obecně považovány za malou složku ztrát (ve srovnání s až 50% u pístové partie). Tato hodnota nicméně může výrazně vzrůst až na 30% při chodu motoru v nízkých otáčkách a také u nízkootáčkových velkoobjemových motorů.

Ventilový rozvod je zatěžován v celém rozsahu otáček motoru – při nižších rychlostech převládají síly od pružiny, při vyšších již síly setrvačné. Celkové třecí ztráty ventilového rozvodu mohou být rozděleny podle oblastí, kde dochází ke kritickým kontaktům: na kluzném ložisku vačkového hřídele a rozhraní vačka / zdvihátko a vahadlo / čep. Největší ztráty obvykle vykazuje rozhraní vačky a zdvihátka – to je dáno tím, že se malou stykovou plochou přenáší velká zátěž a také je obtížné jí správně mazat. Ukázka měření tření kluzných ložisek a porovnání dělených a nedělených ložisek je vidět na obr. 2.16 a 2.17. na další stránce.



Obr. 2.16: Ukázka zařízení pro měření třecího momentu kluzných ložisek firmy ThyssenKrupp Presta Camshafts [17]



Obr. 2.17: Porovnání třecího momentu při použití dělených a nedělených ložisek [17]

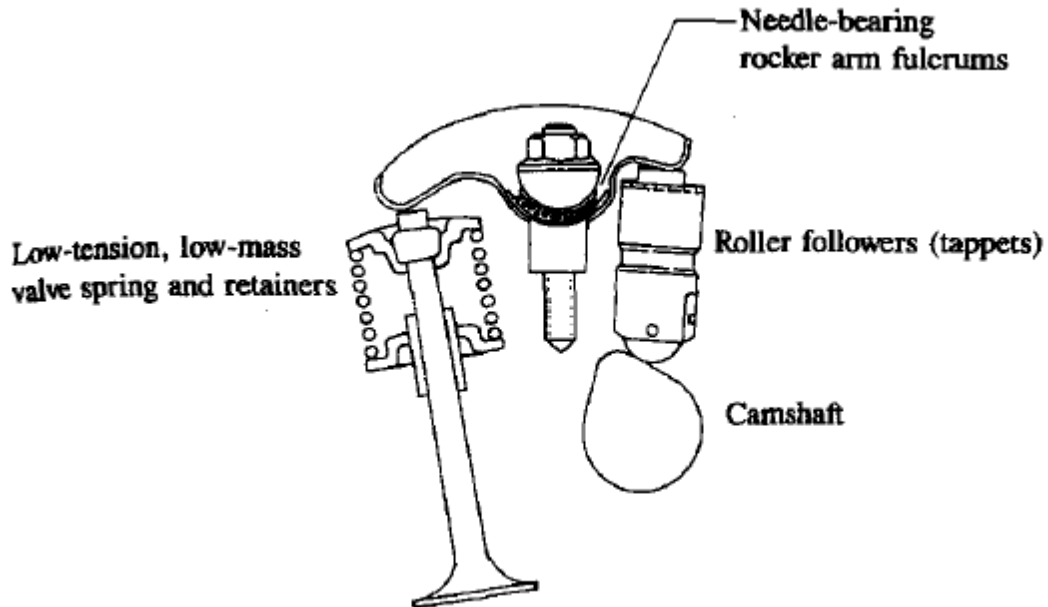
2.5.3 Možnost optimalizace ventilových rozvodů

Podle Heywooda [8] lze tření ve ventilovém rozvodu snížit třemi základními kroky:

- snížit hmotnost ventilu, čímž dojde i ke snížení zátěže ventilové pružiny
- použít zdvihátko s válečky
- použít jehlové ložisko na vahadle

Takto optimalizovaný ventilový rozvod je schematicky znázorněn na obr. 2.18. Z těchto úprav přinese největší zlepšení, obzvláště při nízkých otáčkách, použití zdvihátka s válečky.

Je to dáno tím, že koeficient tření je pro valivé tření řádově menší než pro tření kluzné. Oproti stavu před úpravou tak může dojít ke snížení tření až o polovinu.



Obr. 2.18: Optimalizace ventilového rozvodu [8]

Dlouhou dobu se předpokládalo, že vzájemný kontakt vačky a zdvihátka je realizován v režimu mezního tření. Tento předpoklad vedl k tomu, že se pozornost výzkumných pracovníků soustředila na úpravy materiálů a povrchů jednotlivých dílů, ale také na přísady maziv, které by chemickou reakcí vytvořily otěruvzdorný povrchový film. Takovými vhodnými aditivami se ukázaly například sloučeniny na bázi zinku označované jako ZDDP nebo ZDTP. Výzkumy prováděné v posledních zhruba dvaceti letech ale potvrdily, že při mazání vačky a zdvihátka má svou nezanedbatelnou roli také smíšené a elastohydrodynamické tření.

Pro výrobu vaček a zdvihátek se dnes většinou používají oceli s různými metalurgickými a povrchovými úpravami pro snížení tření a také pro zlepšení záběhu. V poslední době dochází také stále běžněji k používání keramických zdvihátek, které ještě více snižují tření.

[3,8,10,17,18]

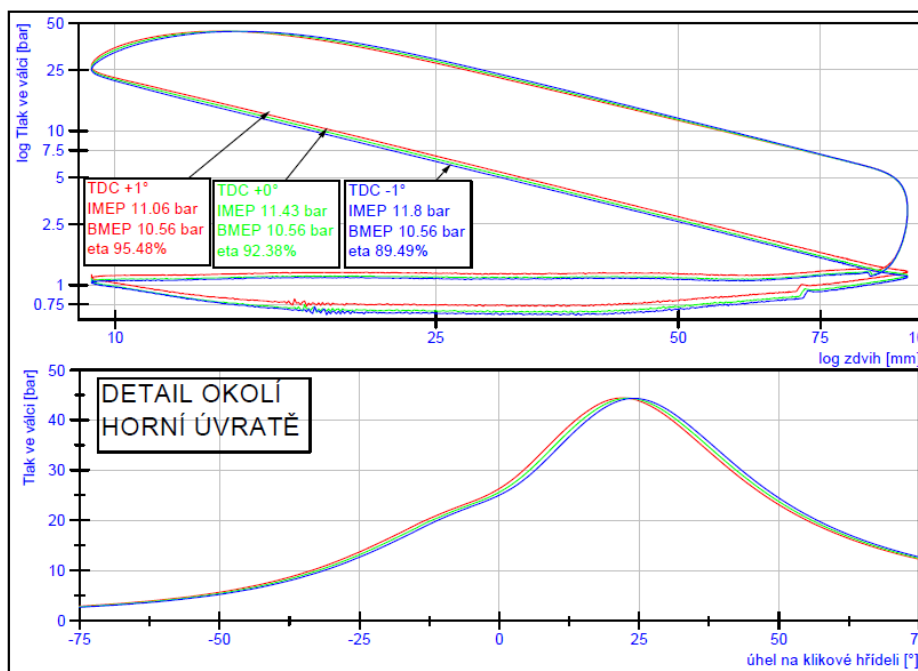
3 METODY MĚŘENÍ MECHANICKÝCH ZTRÁT

Měření mechanických ztrát spalovacího motoru je možné provádět podle různých metod, které budou uvedeny a podrobněji popsány dále. Volba metody pro měření závisí jednak na požadované přesnosti, ale také na druhu motoru, na kterém chceme měření provádět.

Přesné měření tření ve spalovacím motoru může být provedeno pouze odečtením brzdného výkonu z indikovaného výkonu z přesného měření tlaku ve válci v průběhu cyklu. Tato metoda je ale komplikovaná při použití u víceválcových motorů z důvodu rozdílu tlaků ve válcích v indikovaném výkonu a také kvůli obtížnosti získávání dostatečně přesných dat o tlaku.

3.1 Vysokotlaká indikace motoru (se spalováním) – *f_{mep to imep}*

Hodnoty získané touto metodou jsou nejpřesnější, bohužel přesnost je zde vykoupena náročností provedení vlastního měření. Náročnost této metody spočívá především v určení středního efektivního tlaku *imep*, kde je důležité správné určení horní úvratě. Určení horní úvratě by měla být věnována zvláštní pozornost, protože chyba v řádu stupňů se zásadním způsobem projeví ve velikosti indikovaného tlaku a tím pádem i v námi počítané účinnosti motoru. Příkladem může být indikátorový diagram pro plně otevřenou škrtkící klapku při otáčkách motoru 2500 min⁻¹ (obr. 3.1), kde můžeme vidět tři polohy horní úvratě vzájemně se lišící o ± 1°. V tomto konkrétním případě by chybné určení horní úvratě způsobilo v konečném výsledku odchylku ve výpočtu mechanické účinnosti o velikosti cca 3%. Při určování středního efektivního tlaku musíme ale dále počítat například i s vlivem mezicyklové variability.



Obr. 3.1: Vliv přesnosti určení horní úvrati na mechanickou účinnost [5]

Celá metoda vysokotlaké indikace motoru je založena na předpokladu, že mechanická účinnost je rovna podílu středního efektivního a indikovaného tlaku

$$\eta = \frac{bmep}{imep} = \frac{imep - fmep}{imep}, \quad (3.1)$$

kde η je mechanická účinnost motoru, $bmep$ je střední efektivní tlak, $imep$ je střední indikovaný tlak a $fmep$ je střední tlak ztrát.

$$bmep = \frac{\tau \cdot \pi \cdot M_t}{V_z}, \quad (3.2)$$

kde M_t je točivý moment motoru, V_z je zdvihový objem motoru a τ je konstanta ($\tau = 2$ pro dvoudobý motor, $\tau = 4$ pro čtyřdobý motor).

$$imep = \frac{\sum_{i=1}^{\#cylinders} \oint_{cycle} \frac{p \cdot dV}{V_{z1}}}{\#cylinders} = \frac{\sum_{i=1}^{\#cylinders} imep_{v1}}{\#cylinders}, \quad (3.3)$$

kde p je okamžitý tlak ve válci, dV je přírůstek okamžitého objemu válce, V_{z1} je zdvihový objem jednoho válce, $\#cylinders$ je celkový počet válců motoru a $imep_{v1}$ je střední indikovaný tlak jednoho válce.

Ze vztahu pro určení středního indikovaného tlaku $imep$ je vidět, že je nutno změřit průběh tlaku ve válci v závislosti na poloze klikové hřídele. Toto je tedy kritický bod celé metody z důvodu popsaných výše v souvislosti s problémy spojenými s touto metodou.

Pro hodnotu středního tlaku ztrát (zkráceně nazývaný ztrátový tlak), kterou získáme ze vztahu

$$fmep = imep - bmep \quad (3.4)$$

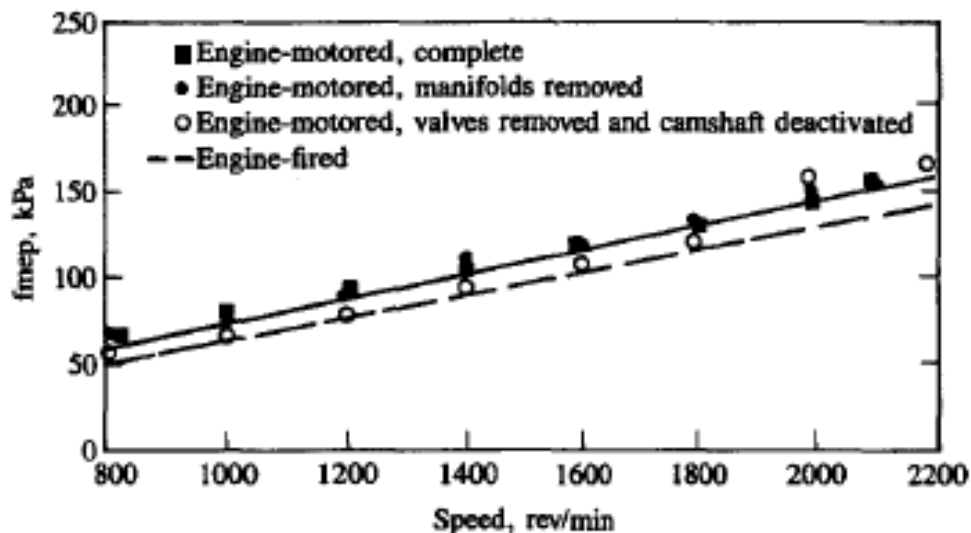
platí, že je při plném zatížení (kdy je dodáváno maximální možné množství paliva pro daný režim definovaný otáčkami) přibližně o řád menší než hodnota středního indikovaného tlaku. To má za následek, že i poměrně velká změna středního tlaku ztrát nezpůsobí výraznější změnu hodnoty mechanické účinnosti motoru při plném zatížení.

3.2 Protáčení motoru (bez spalování)

Tato metoda je sice jednodušší na provedení než metoda předchozí, ale i přesto nám stále poskytuje poměrně dobré výsledky. Princip této metody spočívá v tom, že v motoru neprobíhá klasický spalovací proces, ale je poháněn vnější silou, v tomto případě dynamometrem pracujícím v motorickém režimu. Bez indikace tlaku ve válci dává metoda velmi nadhodnocené výsledky, indikací se odstraní práce na výměnu náplně válce a termodynamické účinky.

Hlavním přínosem této metody je možnost určovat i dílčí složky pasivních odporů, čímž zjistíme příspěvky od jednotlivých komponent. Tato možnost je daná externím pohonem motoru, který umožňuje odpojovat pomocné mechanismy (vodní pumpa, olejové čerpadlo,

pohon alternátoru atd.), což by z pochopitelných důvodů nebylo možno provádět při měření u motoru se spalováním. Na obr. 3.2 je znázorněn rozdíl velikostí ztrátového tlaku f_{mep} šestiválcového vznětového motoru při spalování, při protáčení a dále také velikost ztrátového tlaku při postupném odpojování jednotlivých komponent motoru.



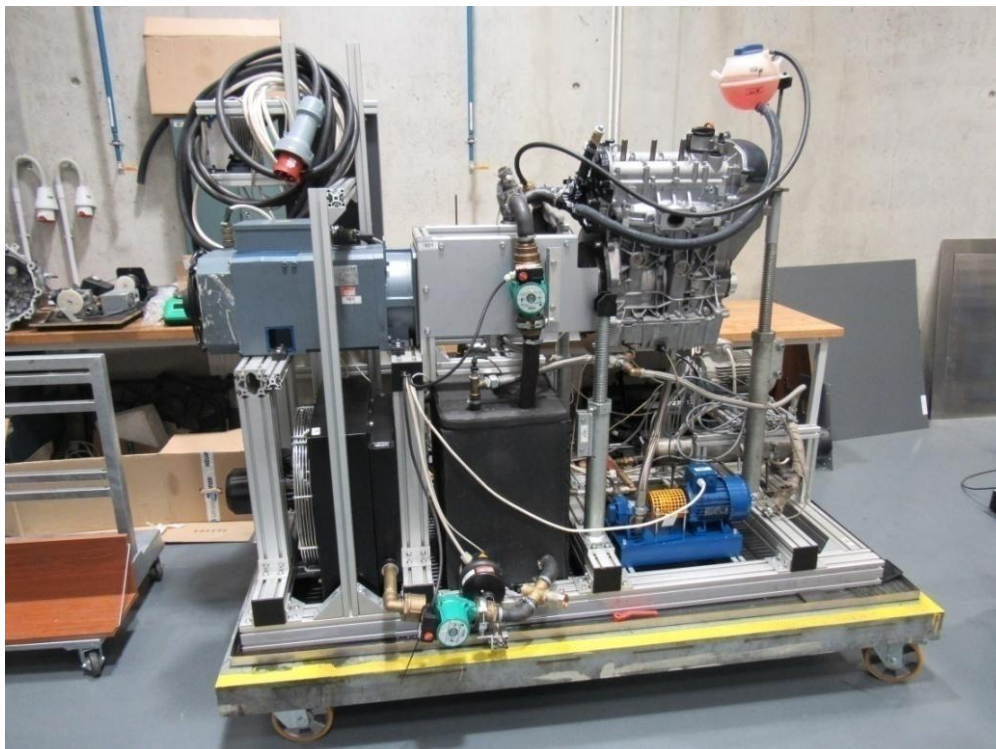
Obr. 3.2: Porovnání hodnot ztrátového tlaku při spalování motoru a při protáčení [8]

Pracovní oběh se skládá z vysokotlaké části a z výměny náplně válce. Při nízkých otáčkách převládají ztráty ve vysokotlaké fázi při odvodu tepla do stěn spalovacího prostoru. Naopak při vysokých otáčkách převládají ztráty na ventilech, které lze eliminovat výše zmíněnou indikací. Dynamometrem změřený ztrátový moment zahrnuje i pumpovní ztráty, ztráty vlivem odvodu tepla do stěn a ztráty netěsnostmi spalovacího prostoru. Pro ztrátový tlak platí vztah

$$f_{mep} = - \frac{\tau \cdot \pi \cdot M_z}{V_z}, \quad (3.5)$$

kde M_z je ztrátový moment, V_z je zdvihový objem motoru a τ je konstanta ($\tau = 2$ pro dvoudobý motor, $\tau = 4$ čtyřdobý motor).

Přestože tato metoda dává poměrně dobré výsledky, je už z podstaty této metody, tedy pohánění motoru vnější silou jasné, že nezískáme zcela přesné výsledky. Za hlavní zdroj nepřesností můžeme považovat nižší zatížení pístu, potažmo klikového mechanismu. Toto je způsobeno tím, že je zde při protáčení pouze tlak kompresní a nikoliv tlak spalovací. Další zdroje nepřesností jsou uvedeny v souhrnu metod určování mechanických ztrát motorů (viz kapitola 3.6)



Obr. 3.3: Zařízení na měření ztrát v motoru protáčením v laboratoři KVM

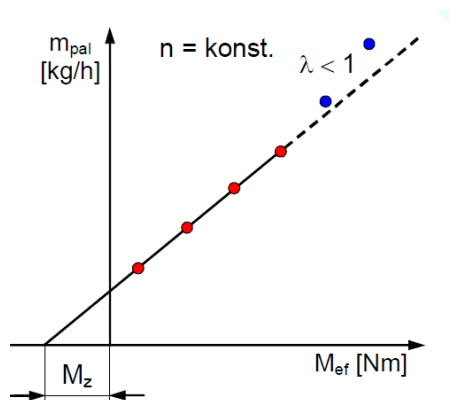
3.3 Extrapolace křivky celkové spotřeby paliva (Willansova metoda)

Metoda extrapolace křivky celkové spotřeby paliva vychází ze zatěžovací charakteristiky motoru pro konstantní otáčky. Tato metoda je pouze orientační a jedná se de facto o přibližný ekvivalent metody přímého motorového testu. Willansovu metodu je možno použít pouze pro vznětové motory, na výsledek měření má vliv seřízení motoru, zásadní vliv má ale obohacení směsi. Překvapivě dobrých výsledků je dosahováno touto metodou všude tam, kde rozhoduje vliv otáček a naopak vliv zatížení je minimální.

Postup získání Willansovy čáry je jednoduchý:

- 1) vyneseme spotřebu paliva m_{pal} (osa x) v závislosti na středním efektivním tlaku $bmep$ či momentu M_{ef} (osa y)
- 2) extrapolujeme křivku závislosti až do hodnoty nulové spotřeby paliva
- 3) odečteme zápornou hodnotu středního efektivního tlaku či momentu ztrát motoru na ose y
- 4) odečtená hodnota odpovídá ztrátovému tlaku, resp. ztrátovému momentu

Obecně platí, že graf závislosti je mírně zakřivená křivka, což způsobuje potíže při přesné extrapolaci hodnot. Z důvodu zjednodušení je zde uveden příklad, kdy zakřivení zanedbáme a použijeme aproximační přímku.



Obr. 3.4: Ukázka Willansovy metody [7]

3.4 Postupné odpojování válců při konstantních otáčkách motoru (Morseova metoda)

Při Morseově testu se na běžícím motoru "vypne" odpojením zapalování nebo vstřikování paliva jeden válec a zároveň se sleduje pokles točivého momentu, resp. výkonu. Z popisu metody tedy jasně vyplývá, že smysl použití této metody je pouze u víceválcových motorů.

Metoda vychází z obdobných vztahů, které jsou uvedeny v kapitole 3.1 a je založena na předpokladu, že platí vztah

$$imep = imep_1 \cdot i, \quad (3.6)$$

kde $imep$ je střední indikovaný tlak, $imep_1$ je střední indikovaný tlak jednoho válce a i je počet válců motoru.

Je tedy možno psát, že

$$bmep = imep_1 \cdot i - fmep, \quad (3.7)$$

kde $fmep$ je střední ztrátový tlak a $bmep$ je střední efektivní tlak,

$$bmep = \frac{\tau \cdot \pi \cdot M_t}{V_z}, \quad (3.8)$$

kde je M_t točivý moment motoru, V_z zdvihový objem motoru, τ konstanta ($\tau = 2$ pro dvoudobý motor, $\tau = 4$ pro čtyřdobý motor).

Po vypnutí k válců z naměřeného točivého momentu vypočteme hodnotu $bmep'$, pro kterou platí, že

$$bmep' = imep_1(i - k) - fmep \quad (3.9)$$

a z toho vyplývá že platí

$$imep_1 = bmep - bmep'. \quad (3.10)$$

Nyní tedy zbývá dopočítat ztrátový tlak motoru, který získáme z rovnice

$$fmep = bmep - imep_1 \cdot i. \quad (3.11)$$

Tato metoda není příliš přesná a slouží pouze jako orientační. Má řadu omezení, jako například nemožnost její aplikace na přeplňované motory. Toto omezení je zde z důvodu nižší entalpie před turbínou po vypnutí jednoho válce, což vede ke snížení plnicího tlaku. Pozor musíme dát také na to, aby po vyřazení jednoho válce nedošlo k výrazné změně toku paliva.

3.5 Doběhová křivka motoru (bez spalování)

Tato metoda pracuje obdobně jako metoda protáčení motoru bez spalování (viz kap. 3.2), projevují se zde tedy podobné negativní vlivy, navíc je zde potřeba určit redukovaný moment setrvačnosti motoru, což je poměrně pracné. Princip metody tzv. doběhu motoru spočívá v záznamu brzdného momentu při doběhu motoru z maximálních otáček do klidu. Tato metoda slouží spíše k ověření stavu motoru.

Pro výpočet ztrátového tlaku f_{mep} využijeme vztahu

$$f_{mep} = -\frac{2\tau \cdot \pi^2}{V_z} \cdot I_{mot} \cdot \frac{dn}{dt}, \quad (3.12)$$

kde f_{mep} je ztrátový tlak, I_{mot} je redukovaný moment setrvačnosti motoru, V_z je zdvihový objem motoru, $\frac{dn}{dt}$ je změna otáček v čase a τ je konstanta ($\tau = 2$ pro dvoudobý motor, $\tau = 4$ pro čtyřdobý motor).

3.6 Shrnutí možností měření mechanických ztrát

V předchozích kapitolách bylo postupně uvedeno 5 metod používaných pro měření mechanických ztrát, pro potenciální měření skutečných ztrát je ale možno použít jenom jednu, a to sice metodu vysokotlaké indikace motoru se spalováním. Zbylé 4 metody mají svá omezení daná nutností pohánět motor. Naměřené ztráty se od skutečných liší z několika důvodů:

- na píst, pístní kroužky a ložiska působí při protáčení nikoliv tlak spalovací, ale pouze kompresní, takže nižší zatížení snižuje třecí ztráty
- z důvodu nepůsobení spalovacího tlaku proti setrvačným silám v úvratích naopak rostou třecí ztráty v ložiskách
- teploty pístu a válce jsou při protáčení mnohem nižší než při spalování, což způsobuje nižší viskozitu oleje a to vede k větším třecím ztrátám – tento nedostatek je ale možno kompenzovat externím ohřevem oleje a chladicí kapaliny
- při protáčení jsou vůle mezi pístem a válce větší než při spalování, což vede k nižším třecím ztrátám
- při protáčení je jiná práce na výměnu náplně válce – nezanedbatelný bude zejména vliv výfukového zdvihu, který bude probíhat za úplně jiných tlakových poměrů

[5,7,8,19]

4 PÍSTNÍ KROUŽKY

Protože je praktická část této práce zaměřená na měření tření pístních kroužků, je vhodné na tomto místě uvést alespoň základy teorie pístních kroužků. Pístní kroužky rozdělujeme podle funkce na těsnící a stírací, existují ale i pístní kroužky na rozhraní mezi těsnícími a stíracími kroužky, které dokážou plnit obě funkce zároveň.

Na každý píst používaný v moderních spalovacích motorech je nasazena sada pístních kroužků. Sada pístních kroužků se skládá obvykle ze dvou až pěti pístních kroužků, ve které je alespoň jeden kroužek těsnící. Obecně počet pístních kroužků v sadě závisí na typu motoru a na jeho použití – u dnešních běžně používaných motorů je typický počet kroužků v sadě tři, a sice dva těsnící a jeden stírací.

4.1 Těsnící kroužky

Těsnící kroužky, jak už název napovídá, mají za úkol především spolehlivě utěsnit pracovní prostor válce a zamezit tak pronikání spalín do oblasti klikového hřídele, dále ale také musí odvádět teplo z pístu do vložky válce a to vše při minimálních třecích ztrátách. Tyto kroužky pracují za velmi nepříznivých podmínek – obzvláště první těsnící kroužek od hlavy pístu je silně namáhán působením vysokých spalovacích tlaků a horkých spalín. Tato vysoká teplota způsobuje, že kroužek pracuje při polosuchém tření (podrobněji viz kapitola 1.2), což urychluje opotřebení kroužku i válce, respektive jeho vložky.

Aby kroužek plnil správně svoji funkci, musí těsně s jistým tlakem přiléhat na válec a čela kroužků na drážky v pístu. Je-li spalovací prostor dobře utěsněn, nedochází k úbytku tlaku, který působí na píst a motor tak funguje s maximální možnou efektivitou. Naopak špatná funkce těsnícího kroužku může vést až k zadření pístu.

4.2 Stírací kroužky

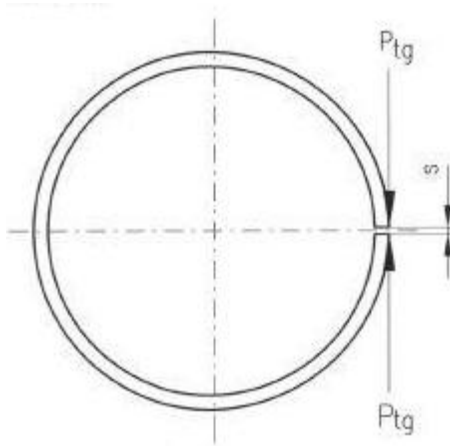
Úkolem těchto kroužků je regulace přívodu oleje na povrch válce, pístu a k těsnícím kroužkům. Při správné distribuci maziva se vytvoří na stěně válce tenká a rovnoměrná vrstva maziva, zaručující nízké třecí ztráty, což povede k maximalizaci účinnosti motoru a k minimální spotřebě oleje. Přebytečný olej ze stěn je stírán a přes drážku kroužku a otvory je odváděn zpět do klikové skříně. Zpravidla se používají 1 až 2 stírací kroužky na válec, ale například u dvoudobých motorů nejsou potřeba vůbec z důvodu přimíchávání maziva přímo do paliva.

4.3 Silové působení na pístní kroužek

Pro návrh pístního kroužku je velmi důležitým parametrem tangenciální síla, označovaná jako P_t . Tuto sílu pro kroužek s pravoúhlým průřezem $t \times h$ získáme ze vztahu:

$$P_t = \frac{E \cdot z \cdot h}{14,14 \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^3}, \quad (4.1)$$

kde E je modul pružnosti, z je výřez zámku (mezera nesevřeného kroužku), D je nominální průměr pístního kroužku, h je axiální šířka kroužku a t je radiální tloušťka



Obr. 4.1: Měření tangenciální síly [20]

Kroužek ve smontovaném stavu má mít přesně kruhový tvar a rovnoměrný přítlak, což závisí na jeho tuhosti a tvaru ve volném stavu. Toho se v praxi zřídka dosahuje, a proto se počítá se středním tlakem $p_{stř}$. Ten se počítá z velikosti tangenciální síly vztahem

$$p_{stř} = \frac{2 \cdot P_t}{D \cdot h}. \quad (4.2)$$

Hodnoty středního měrného tlaku se pohybují v rozmezí hodnot 0,12 - 0,2 MPa u těsnících kroužků a 1,0 - 1,5 MPa pro kroužky stírací.

U pístních kroužků vždy posuzujeme napětí v ohybu v provozním stavu σ_{bmax} . Pro toto napětí platí

$$\sigma_{bmax} = \frac{t \cdot E}{D - t} \cdot 2k, \quad (4.3)$$

kde σ_{bmax} je napětí v ohybu a k je parametr kroužku.

$$k = \frac{2}{3\pi} \cdot \frac{z}{D - t} \quad (4.4)$$

4.4 Materiály pístních kroužků

Materiál volíme s ohledem na provozní podmínky pístních kroužků. Hlavními požadavky tedy jsou pružnost, ohybová pevnost a korozivzdornost, a to sice při teplotách kolem 250°C. Zohlednit bychom měli ale také krátkodobé extrémní zatížení. Tyto vlastnosti nejlépe splňuje šedá litina, tvárná litina a pružinová ocel, je ale možno použít i další materiály, jakými mohou být např. spékané prášky nebo keramika.

- šedá litina (3,5% C, 2,5% Si, F) – nejvíce využívaný materiál, obsahující grafit vyznačující se velmi dobrým mazáním za sucha, navíc ale funguje i jako "zásobník" oleje
- tvárná litina – materiál s ještě lepšími mechanickými vlastnostmi než šedá litina, jehož využívání je omezeno o poznání vyšší cenou, danou obtížnou opracovatelností materiálu
- pružinová ocel (CrMoV, CrSi) – velmi dobrá životnost tohoto materiálu, která je srážena horšími kluznými vlastnostmi, což se dá částečně kompenzovat povrchovou úpravou (viz kapitola 4.5)

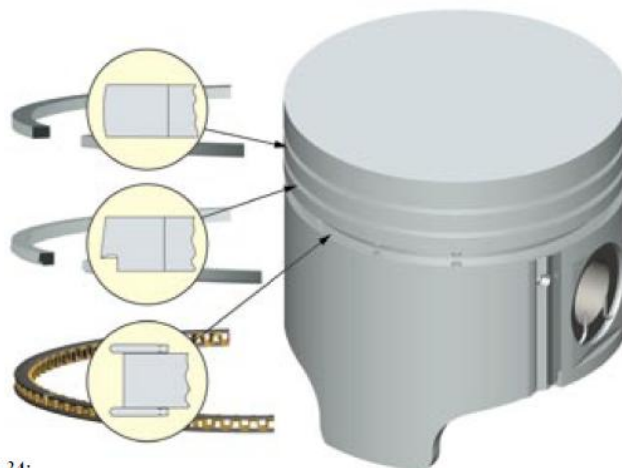
4.5 Povrchová úprava pístních kroužků

Z důvodu zlepšení požadovaných vlastností pístních kroužků, jakými mohou být například životnost nebo kluzné vlastnosti, se základní materiál dále upravuje. V současné době je stále ještě nejrozšířenější povrchovou úpravou pracovní strany kroužku galvanické nanášení tvrdé vrstvy chromu. Jeho výhodou je extrémně vysoká odolnost proti opotřebení a tvrdost až 1100HV. Záběh kroužku s povrchovou úpravou je možno zlepšit a jeho odolnost proti otěru je možno zvýšit speciálním lapováním nebo vytvořením porézního povrchu leptáním.

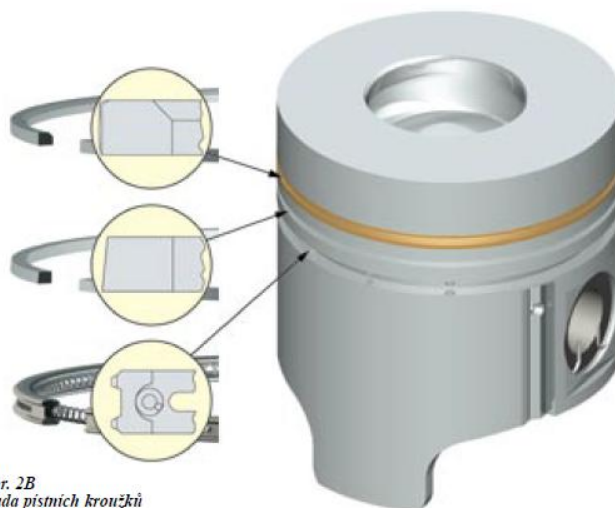
Další způsoby zlepšení vlastností pístních kroužků může být:

- nanesení povrchové vrstvy keramického materiálu s obsahem chromu (CKS) – Tato technologie, stále častěji využívaná u nových motorů, splňuje požadavky týkající se vyšší odolnosti proti opotřebení a vysokým teplotám.
- nanesení povrchové vrstvy molybdenu – Tato technologie, využívaná u vysokootáčkových (zejména diesellových) motorů má, ještě vyšší odolnost proti opotřebení než kroužky chromované.
- povrchová úprava vytvořená plazmovou technologií – Tato technologie pro ještě vyšší specifické požadavky spočívá v nanášení plazmatického nástřiku kovových nebo keramických materiálů, respektive jejich směsí.
- nanesení nitridové povrchové vrstvy – Tato technologie je založena na sycení povrchové vrstvy dusíkem a malým množstvím uhlíku při teplotách okolo 500°C,

čímž dojde k termochemické přeměně povrchu. Takto vytvořený nitridový povlak na pracovní straně i na bočních stranách kroužku je extrémně odolný vůči opotřebení. Nitridování je zvláště vhodné pro pístní kroužky vyrobené z oceli s vysokým obsahem chromu.



*obr. 2A:
Sada pístních kroužků pro moderní
benzínový motor*



*obr. 2B
Sada pístních kroužků
pro dieselový motor*

Obr. 4.2: Porovnání pístních kroužků u zážehového a vznětového motoru [21]

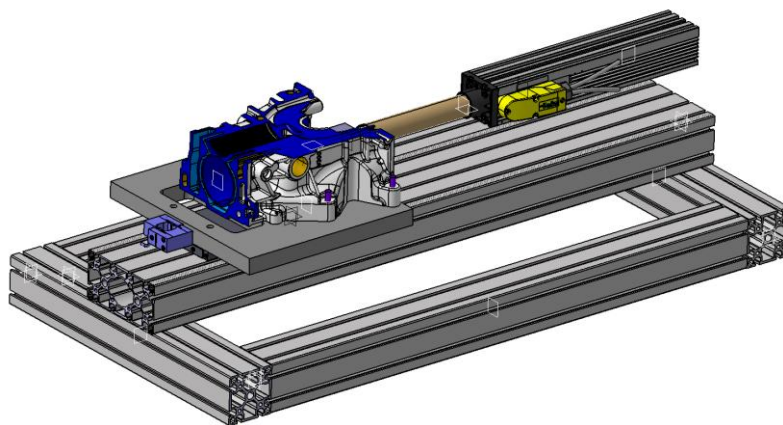
[20,21,22,23]

5 MĚŘENÍ TŘENÍ PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

Praktická část této práce se skládá ze dvou částí. Nejprve bylo provedeno měření třecích sil vznikajících při pohybu pístu s nasazenými pístními kroužky uvnitř válce motoru na zkušebním zařízení, následované vytvořením vhodné metodiky pro zpracování těchto naměřených hodnot.

5.1 Popis zkušebního zařízení

Měření tření pístních kroužků probíhalo na zařízení, které bylo navrženo a zkonstruováno pracovníky Katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci. Zatímco běžně se u podobných zařízení, zabývajících se měřením tření mezi pístním kroužkem a vložkou válce motoru používá pouze výřez vložky válce z bloku motoru a část pístního kroužku, zde byla zvolena odlišná koncepce – měření probíhá s využitím celého obvodu pístního kroužku.



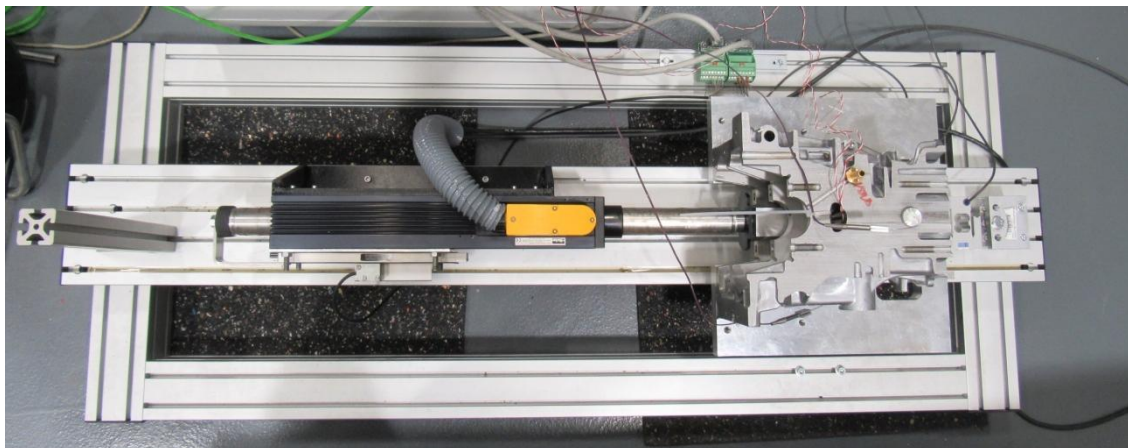
Obr. 5.1: Návrh zařízení pro měření tření pístních kroužků [24]

Celé zařízení je uloženo na rámu z hliníkových profilů a tvoří ho dvě základní části – část bloku motoru a elektrický pohon. Jako zdroj konající lineární vratný pohon s proměnlivou rychlostí byl zvolen elektromagnetický aktuátor Powerrod PRA3810S-211-S-R05P od společnosti Parker, jehož základní parametry jsou uvedeny v tab. 5.1. Tento lineární pohyb je pak přenášen přes redukcí na ojnicí a dále na píst s nasazenými pístními kroužky.

Tab. 5.1: Specifikace použitého elektromotoru [25]

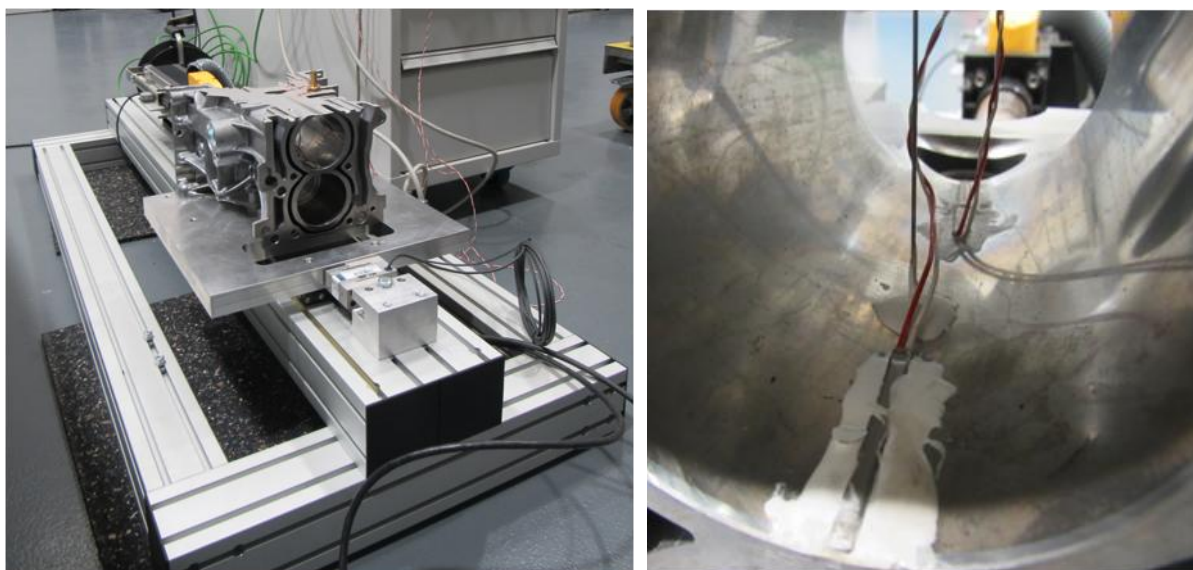
parametr motoru	hodnota
Špičková síla (při 25 °C → při 40 °C klesne na 89%)	1860 N
Síla zastavení při trvalém zatížení (při 25°C)	276,2 N
Špičkové zrychlení (bez zátěže)	391 m/s ²
Maximální rychlost (bez zátěže)	2,6 m/s ²

Jako základ měřicího zařízení byl zvolen blok motoru Škoda 1.6 MPI, ze kterého se použil výřez dvou válců. Do oblasti horní a dolní úvrati pak byly přidány čidla snímající teplotu. Pro zpřesnění pak byla přidána ještě teplotní čidla ve střední části – z vrchní i spodní části asi 1 mm pod povrchem. Výřez bloku motoru je umístěn společně s podkladovou deskou na lineárním vedení s extrémně nízkým součinitelem tření, přičemž podkladová deska je spojena s rámem přes snímač síly.



Obr. 5.2: Celkový pohled na zkušební zařízení

Výsledná data z měření prováděného na zkušebním zařízení, tedy síla v ose pohybu tyče ze snímače síly, poloha tyče z lineárního magnetického snímače a teploty v úvratích a uprostřed válce z teplotních čidel, byla zaznamenávána pomocí měřicí ústředny MGCplus a softwaru catmanEasy 2.0 (obojí od společnosti HBM). Výstupem tohoto měření pak byl soubor naměřených hodnot ve formě tabulky MS Excel.



Obr. 5.3: Čelní pohled na zkušební zařízení s detailem umístění teplotních čidel

5.2 Popis měření třecích sil

K měření na zkušebním zařízení byly použity sériové pístní kroužky vyráběné společností Buzuluk s nominálním průměrem $D = 76,5$ mm. Tyto kroužky byly před samotným měřením podrobeny desetihodinovému záběhu ve zkušebním zařízení. Shrnutí parametrů dodaných výrobcem přímo pro měřené pístní kroužky je v tabulkách 5.2 až 5.4. Ukázka protokolu o měření pístního kroužku je v příloze D a E této práce. Celé měření probíhalo bez mazání.

Tab. 5.2: Parametry 1. těsnícího pístního kroužku

axiální výška [mm]	radiální tloušťka [mm]	vůle [mm]	F_t [N]	výřez [mm]
1,178	2,920	0,22	9,3	8,4

Tab. 5.3: Parametry 2. těsnícího pístního kroužku

axiální výška [mm]	radiální tloušťka [mm]	vůle [mm]	F_t [N]	výřez [mm]
1,175	2,915	0,51	7,9	9,8

Tab. 5.4: Parametry 3. stíracího pístního kroužku

axiální výška lamel [mm]		radiální tloušťka lamel [mm]		vůle lamel [mm]		výřez lamel [mm]		F_t [N]
horní	dolní	horní	dolní	horní	dolní	horní	dolní	
0,463	0,460	1,995	1,995	0,66	0,52	2,0	2,6	40,2

Měření se provádělo s nastavenou vzorkovací frekvencí 2400 Hz po dobu 10 sekund s tím, že po spuštění měření začala měřící stanice zaznamenávat hodnoty až po překročení polohy 4 mm, a sice zespodu. V každém okamžiku byly zaznamenány následující údaje (v závorce jsou uvedena označení použitá ve výpočtovém souboru):

- čas odečtu měření [s] (čas)
- teplota uprostřed horní [°C] (teplota střed H)
- teplota uprostřed dolní [°C] (teplota střed D)
- teplota v horní úvrati [°C] (teplota HÚ)
- teplota v dolní úvrati [°C] (teplota DÚ)
- poloha pístu [mm] (poloha)
- síla změřená tribometrem [N] (síla)

Z diferencí času a polohy se následně dopočítával automaticky další parametr – rychlost pohybu pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]. Jako nulová počáteční poloha pístu se zde brala poloha v horní úvrati.

Měření probíhalo při nastavených rychlostech $100^{\circ}/s$, $300^{\circ}/s$, $800^{\circ}/s$, $1300^{\circ}/s$ a $1800^{\circ}/s$, po přepočtu přibližně odpovídajícím otáčkám 17 min^{-1} , 50 min^{-1} , 133 min^{-1} , 217 min^{-1} a 300 min^{-1} . Před odečítáním hodnot pro zvolenou rychlost běželo zkušební zařízení při nastavené rychlosti alespoň 5 minut, dokud se teploty snímané teplotními čidly neustálily a měření tak mohlo probíhat za stabilních podmínek. Poté bylo provedeno pět po sobě jdoucích měření, aby došlo k odstranění vlivu případných nepřesností při jednotlivých měřeních. Pro jednu sadu pístních kroužků tak bylo získáno celkem 25 souborů s naměřenými hodnotami, které byly v následujícím kroku zpracovány.



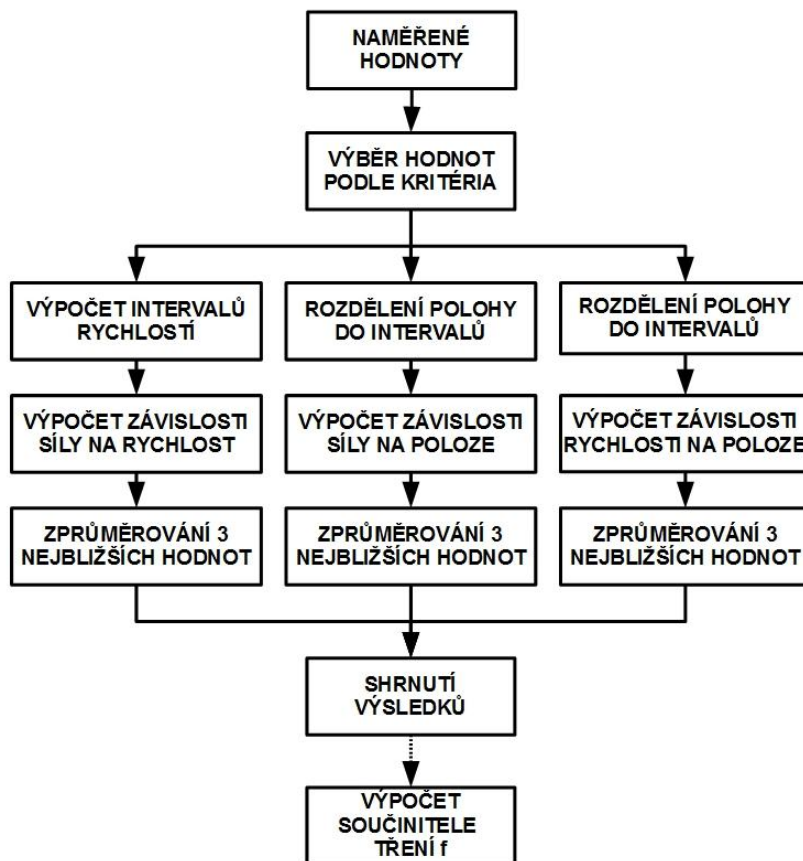
Obr. 5.4: Ukázka měření v softwaru catmanEasy 2.0

5.3 Popis zpracování měření

Zpracování dat naměřených pomocí zkušebního zařízení probíhalo v prostředí programu Microsoft Excel. Tento software byl zvolen z důvodů široké dostupnosti a jednoduchého uživatelského ovládání. Detailnější návod, jak postupovat při zpracování naměřených výsledků s využitím souborů na přiloženém CD je uveden v příloze B této práce.

Jako zdroj dat pro všechny další výpočty slouží soubor naměřených hodnot, který je výstupem softwaru catmanEasy 2.0 zpracovávajícího data přicházející z měřicí ústředny,

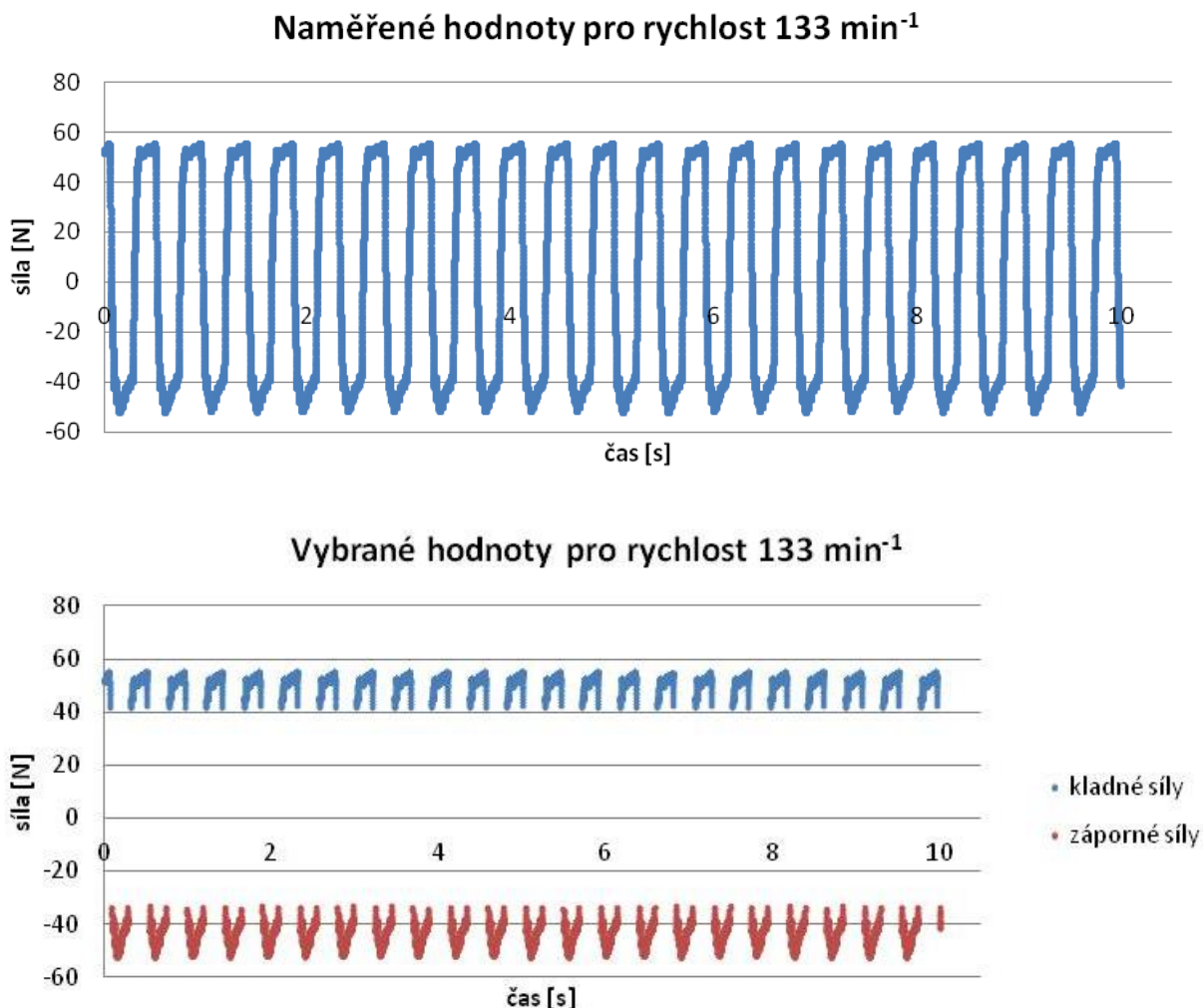
resp. zkušebního zařízení. Tento soubor naměřených dat je pak dále využit při výpočtu závislosti síly na poloze, síly na rychlosti a rychlosti na poloze, přičemž pro každou z těchto závislostí byl vytvořen vlastní výpočtový model. Zjednodušené schéma postupu zpracování naměřených dat je znázorněno na obr. 5.5. Detailnější popis následuje níže pod schématem.



Obr. 5.5: Schéma zpracování naměřených dat

Jak je ze schématu patrné, tak vyhodnocování neprobíhalo v celém rozsahu naměřených hodnot, ale pouze v rozsahu daném hodnotícím kritériem, kdy můžeme říct, že je průběh síly relativně konstantní. Nalezení tohoto hodnotícího kritéria, které by se dalo univerzálně použít pro různé rychlosti a materiály pístních kroužků nebylo snadné. Bylo vyzkoušeno hned několik různých variant výběru pouze té oblasti, kde je konstantní síla – ať už s využitím maximální síly (resp. určitého procenta velikosti síly menší než maximální a větší než minimální velikosti síly z celého souboru naměřených hodnot) nebo výběr hodnot v závislosti na rychlosti, nicméně žádná z těchto variant se neukázala být vhodná pro univerzální použití. Je to dáno tím, že se tvary průběhů jednotlivých závislostí při různých rychlostech od sebe liší. Nakonec se nejvhodnějším řešením ukázalo použití funkce modus, kdy se k dalšímu zpracování vybraly pouze ty kladné (resp. záporné) hodnoty, kde je příslušná síla v intervalu "modus kladných (resp. záporných) hodnot síly \pm určité procento jeho velikosti." Modus se počítá pro kladné a záporné síly zvlášť, protože kdyby byl počítán z celého rozsahu hodnot, jeho velikost

by se blížila nule. Výsledkem této fáze výpočtu jsou tak dva intervaly sil – kladný a záporný – se kterými (nebo jím příslušnými hodnotami v závislosti rychlost/poloha) se pak dále pracuje. Ukázka takového výběru z celého souboru je na obr. 5.6.

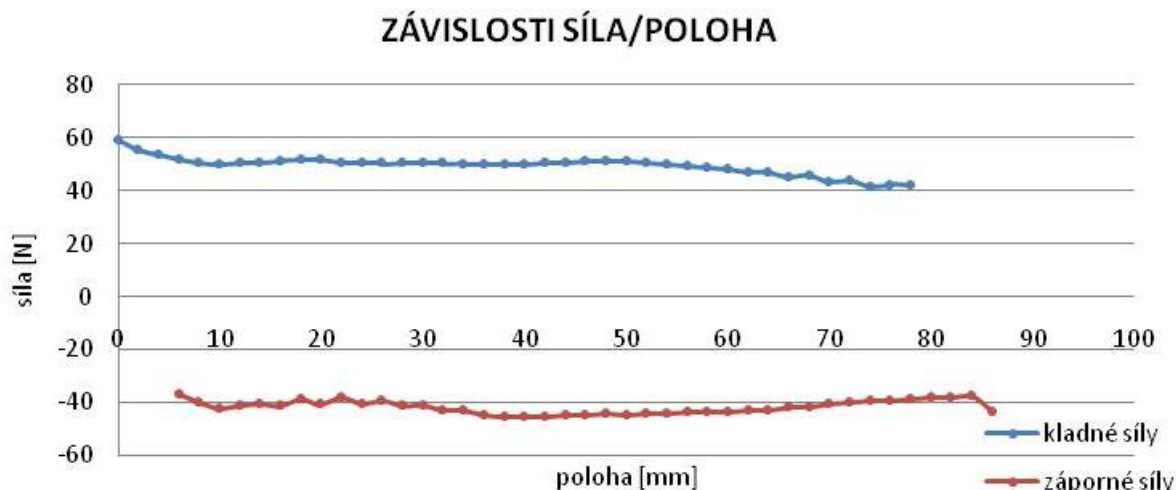


Obr. 5.6 : Porovnání všech naměřených hodnot síly (nahore) a vybraných ke zpracování (dole)

Z důvodu toho, že se další vyhodnocování neprovádí ze všech okamžitých hodnot, je dalším krokem výpočet hodnot průměrných. Zde se postup liší podle právě počítané závislosti. Pokud je vyhodnocován průběh rychlosti nebo síly v závislosti na poloze pístu, je postup jednoduchý. Celý rozsah oblastí, ve které se píst pohybuje (tedy zdvih pístu), je rozdělen do 51 intervalů po 2 mm. Následně je v každém intervalu spočítána průměrná rychlost nebo síla ze všech zdvihů pístu v průběhu celého desetisekundového měření. Tyto průměry se počítají zvlášť pro kladné síly (pohyb z DÚ do HÚ) a záporné síly (z HÚ do DÚ). Protože se píst vždy pohybuje pouze mezi horní a dolní úvratí, je rozsah poloh pístu nezávislý na nastavené rychlosti pohybu pístu (s výjimkou zanedbatelných překmitů v dolní i horní úvratí při měření ve vyšších otáčkách) a je tedy možno toto nastavení intervalu použít pro celý rozsah

MĚŘENÍ TŘENÍ PÍSTNÍCH KROUŽKŮ

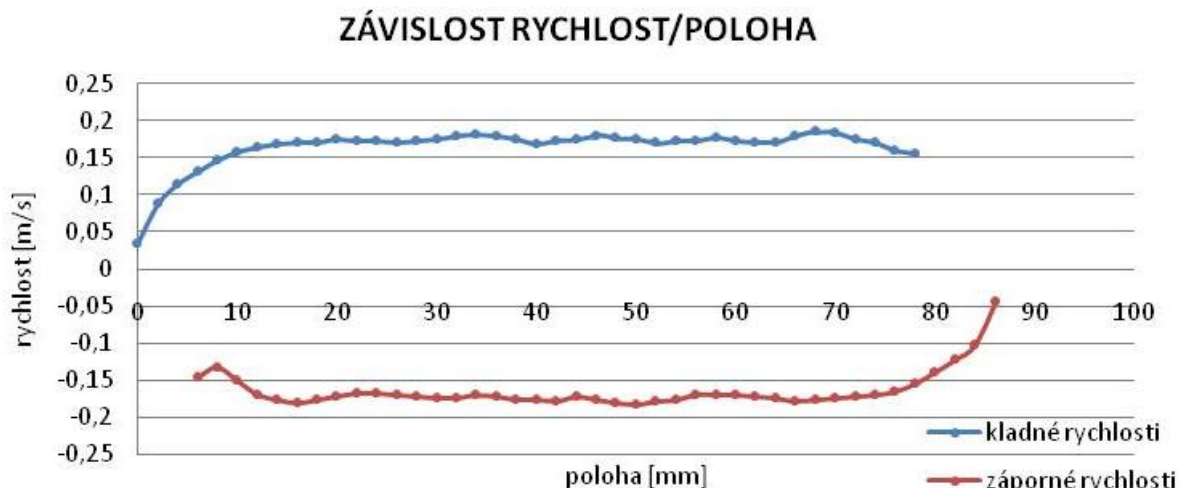
otáček. Ukázky takto zpracovaných výsledků pro 50 min^{-1} (závislost síly na poloze a rychlosti na poloze) jsou ukázány na následujících obrázcích. Obr. 5.8 navíc ukazuje část výpočtového souboru pro výpočet závislosti síly na poloze (pro závislost rychlost/poloza je velmi podobný).



Obr. 5.7: Ukázka závislosti síly na poloze pro rychlost 50 min^{-1}

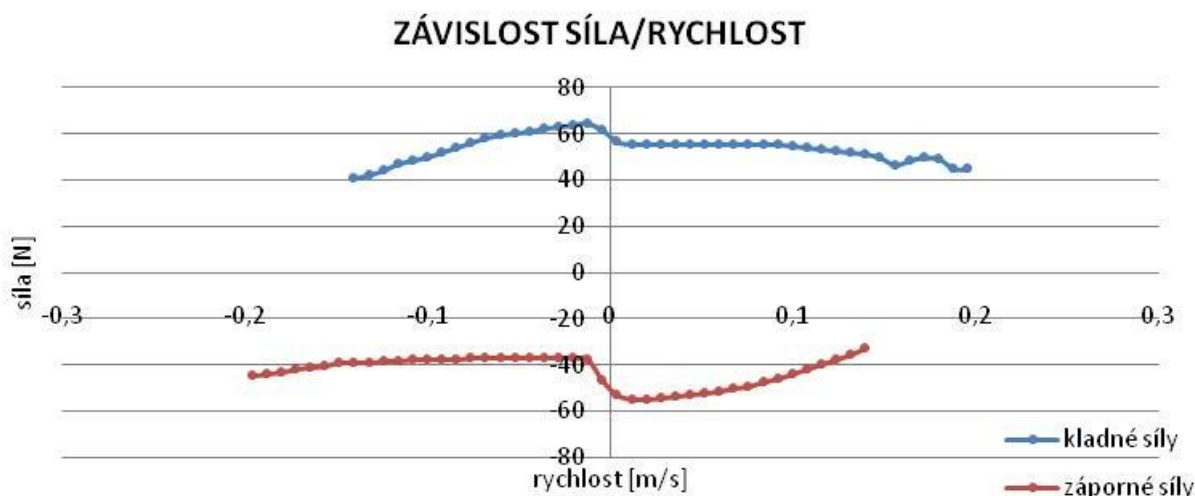
ZPRACOVÁNÍ MĚŘENÍ																											
ZÁVISLOST SÍLY NA POLOZE																											
ZADÁNO																											
veličina:	čas	-	eploata střed	teplota střed I	teplota HU	teplota DÚ	poloha	síla	rychlost																		
jednotka:	[s]		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[mm]	[N]	[m/s]																		
průměrné hodnoty:	5,53937526		25,5019854	25,9118326	25,180292	25,0337788	42,6887032	2,94604894	-0,0046285																		
POMOCNÉ VÝPOČTY																											
	síla +	síla -	síla + (pomocná)	síla - (pomocná)																							
	[N]	[N]	[N]	[N]																							
	48,49485	-40,744	50,7334	-42,0740991																							
<table border="0" style="width: 100%; font-size: small;"> <tr> <td style="width: 15%;">Hodnoty síly</td> <td>max 65,07375</td> <td>min -56,54542</td> </tr> <tr> <td>Hodnotící kritérium</td> <td>rozptyl modusu ±</td> <td>min max</td> </tr> <tr> <td></td> <td>60 % =</td> <td>40,0135843 110,0374</td> </tr> <tr> <td></td> <td>60 % =</td> <td>-120,7596279 -34,5028</td> </tr> <tr> <td></td> <td colspan="2">⚠ tento parametr lze libovolně měnit</td> </tr> <tr> <td colspan="3">modus síly (+ / -) = 50,017 -43,1284</td> </tr> </table>										Hodnoty síly	max 65,07375	min -56,54542	Hodnotící kritérium	rozptyl modusu ±	min max		60 % =	40,0135843 110,0374		60 % =	-120,7596279 -34,5028		⚠ tento parametr lze libovolně měnit		modus síly (+ / -) = 50,017 -43,1284		
Hodnoty síly	max 65,07375	min -56,54542																									
Hodnotící kritérium	rozptyl modusu ±	min max																									
	60 % =	40,0135843 110,0374																									
	60 % =	-120,7596279 -34,5028																									
	⚠ tento parametr lze libovolně měnit																										
modus síly (+ / -) = 50,017 -43,1284																											
0,53958336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,88333354	53,9148971																				
0,54000003	#NUM!	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,8359377	53,9556263	0,11375	53,95563																		
0,54041669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,7890627	53,9968763	0,1125	53,99688																		
0,54083336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,7421877	54,0388555	0,1125	54,03886																		
0,54125003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,69531269	54,0814596	0,1125	54,08146																		
0,54166669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,64843769	54,1246888	0,1125	54,12469																		
0,54208336	-6E-269	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,60208352	54,168543	0,1125	54,16854																		
0,54250003	5E+223	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,55625019	54,2130221	0,11	54,21302																		
0,54291669	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,51041685	54,2580221	0,11	54,25802																		
0,54333336	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,46458351	54,3036471	0,11	54,30365																		
0,54375003	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,41822934	54,3498971	0,1125	54,3499																		
0,54416669	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,37239601	54,3965638	0,11	54,39656																		
0,54458336	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,32656267	54,4437513	0,11	54,44375																		
0,54500003	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,281771	54,4914597	0,1075	54,49146																		
0,54541669	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,23697934	54,5394805	0,1075	54,53948																		
0,54583336	6E-154	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,19322933	54,5878138	0,105	54,58781																		
0,54625003	#NUM!	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,14947933	54,6364597	0,105	54,63646																		
0,54666669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,106771	54,6851055	0,1025	54,68511																		
0,54708336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,06406266	54,7336472	0,1025	54,73365																		
0,54750003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	3,02187516	54,7820847	0,10125	54,78208																		
0,54791669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,97916682	54,8300013	0,1025	54,83																		
0,54833336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,93697932	54,8773972	0,10125	54,8774																		
0,54875003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,89427098	54,924168	0,1025	54,92417																		
0,54916669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,85208348	54,9698972	0,10125	54,9699																		
0,54958336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,80989598	55,0146888	0,10125	55,01469																		
0,55000003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,76822931	55,0582305	0,1	55,05823																		
0,55041669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,72708348	55,1005222	0,09875	55,10052																		
0,55083336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,68645847	55,1412513	0,0975	55,14125																		
0,55125003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,64583347	55,1805222	0,0975	55,18052																		
0,55166669	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,6057293	55,2180222	0,09625	55,21802																		
0,55208336	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,5651043	55,2537513	0,0975	55,25375																		
0,55250003	0	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,5244793	55,2876055	0,0975	55,28761																		
0,55291669	6E+256	25,489067	25,8944003	25,1605336	25,0325336	2,48437513	55,3194805	0,09625	55,31948																		

Obr. 5.8: Ukázka části výpočtového souboru pro výpočet závislosti síla/poloza a rychlost 50 min^{-1}



Obr. 5.9: Ukázka závislosti rychlosti na poloze pro rychlost 50 min^{-1}

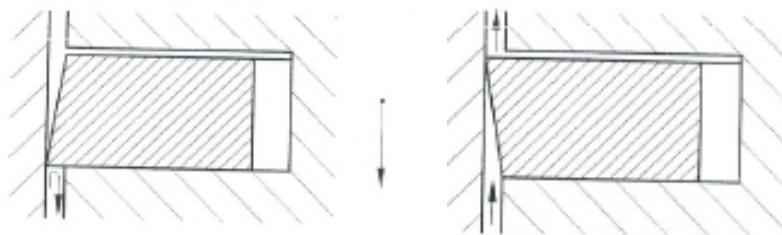
Složitější je vyhodnocování síly v závislosti na nastavené rychlosti pohybu pístu. Zde jsou v zásadě dvě možnosti při volbě intervalů, ve kterých se budou počítat průměrné hodnoty. První možností je použití velkého množství intervalů s malým krokem, což vede k přesnějším výsledkům, druhou možností je pak použití menšího množství intervalů s větším krokem, kdy dojde ke znatelné úspoře času výpočtu i velikosti souboru. Protože dochází k velkému rozpětí maximálních rychlostí pohybu pístu od $0,05 \text{ m/s}$ pro 17 min^{-1} až po $1,5 \text{ m/s}$ pro 300 min^{-1} , bylo by použití jednoho univerzálního kroku intervalu pro všechny měřené otáčky značně neefektivní, protože pro malé otáčky měl interval zbytečně velký rozsah a pro vysoké otáčky pro změnu zbytečně malý krok. Proto bylo pro maximální univerzálnost použití využito 3 různých rozdělení rozsahu rychlosti, ve kterém se píst při nastavených otáčkách pohybuje, vždy do 58 intervalů s krokem $0,008$, $0,04$ a $0,06 \text{ m/s}$, které jsou automaticky používány v závislosti na velikosti rozsahu vyhodnocované rychlosti.



Obr. 5.10: Ukázka závislosti síly na rychlosti pro rychlost 50 min^{-1}

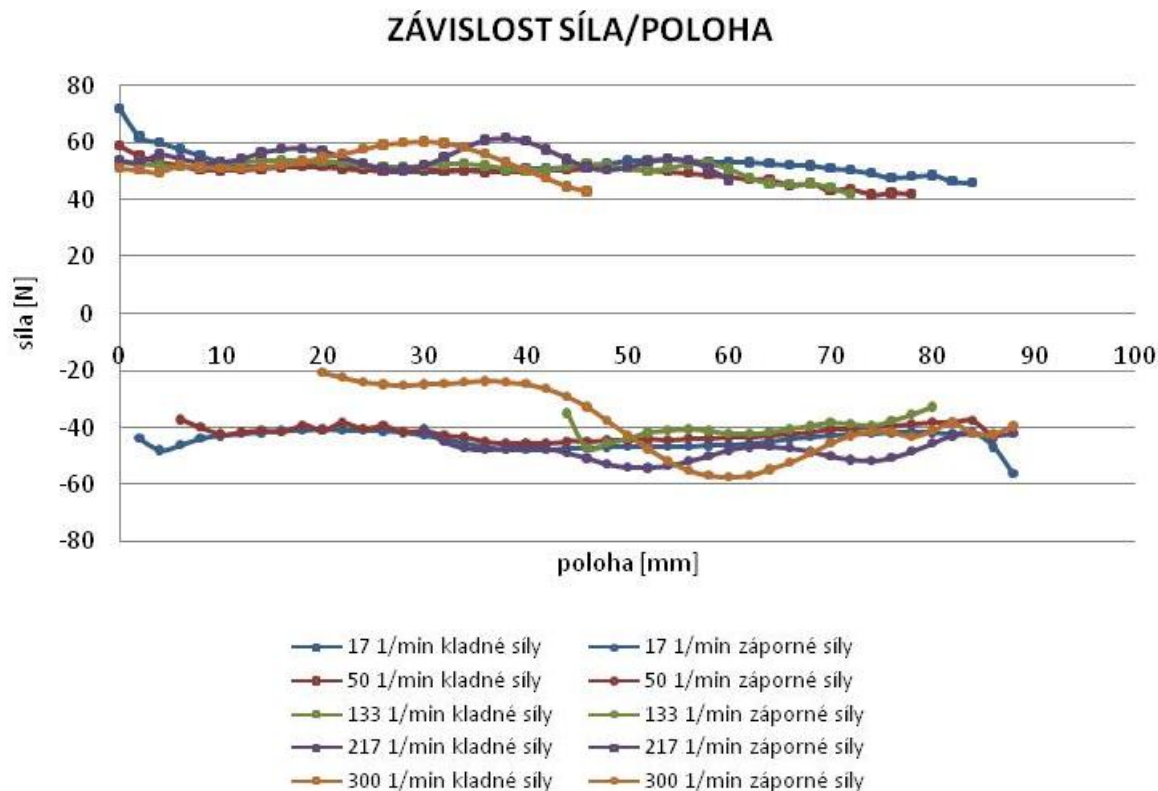
Jak již bylo uvedeno v kapitole 5.2, bylo pro každou nastavenou rychlost pohybu pístu provedeno celkem pět po sobě jdoucích odečtů hodnot. V dalším kroku zpracování tak dochází k odstranění nevyhovujících výsledků a tedy k eliminaci možných odchylek jednotlivých měření. Toho je dosaženo tím, že se všech pět zpracovaných měření automaticky porovnává a vyberou se z nich pouze tři, která mají nejmenší odchylku a jsou si tak navzájem nejpodobnější. Pouze tyto výsledky pokračují k dalšímu zpracování.

Finálním krokem ve zpracování naměřených hodnot je výpočet průměrných hodnot ze tří nejlepších měření. Z takto zprůměrovaných hodnot pro závislost síly na rychlosti, síly na poloze a rychlosti na poloze je poté sestaven graf. Ve výsledcích (viz obr. 5.7, 5.9 a 5.10) je vidět, že hodnoty jsou mírně asymetrické – pro kladné síly jsou o něco vyšší než pro záporné. Tato odchylka je dána pravděpodobně druhým pístním kroužkem, který má na rozdíl od prvního těsnícího a třetího stíracího asymetrickou konstrukci. Tato asymetrie z důvodu lepšího stírání oleje, která je vidět např. na obr. 2.3, 4.2 nebo 5.11, pak způsobuje rozdílný odpor proti pohybu pístu při pohybu z HÚ do DÚ a při pohybu z DÚ do HÚ.

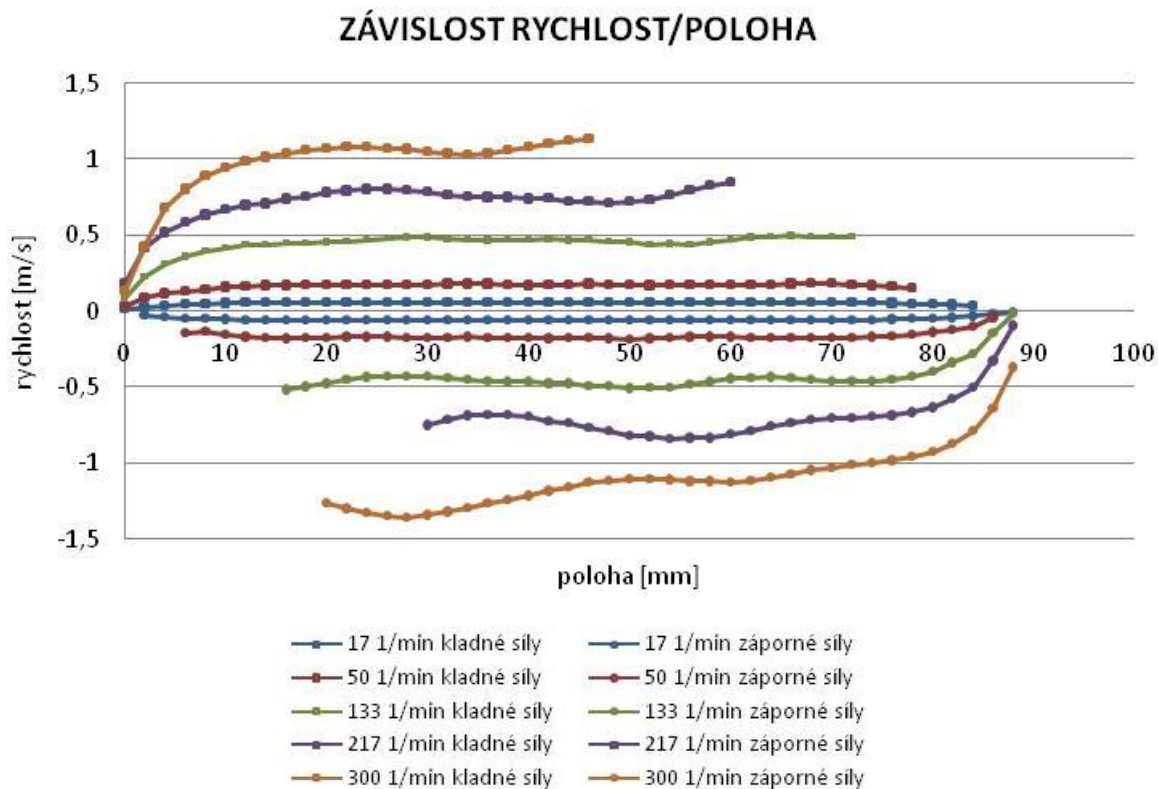


Obr. 5.11: Ukázka správně (vlevo) a špatně (vpravo) nasazeného druhého pístního kroužku (v motoru způsobí špatná montáž nadměrnou spotřebu oleje) [22]

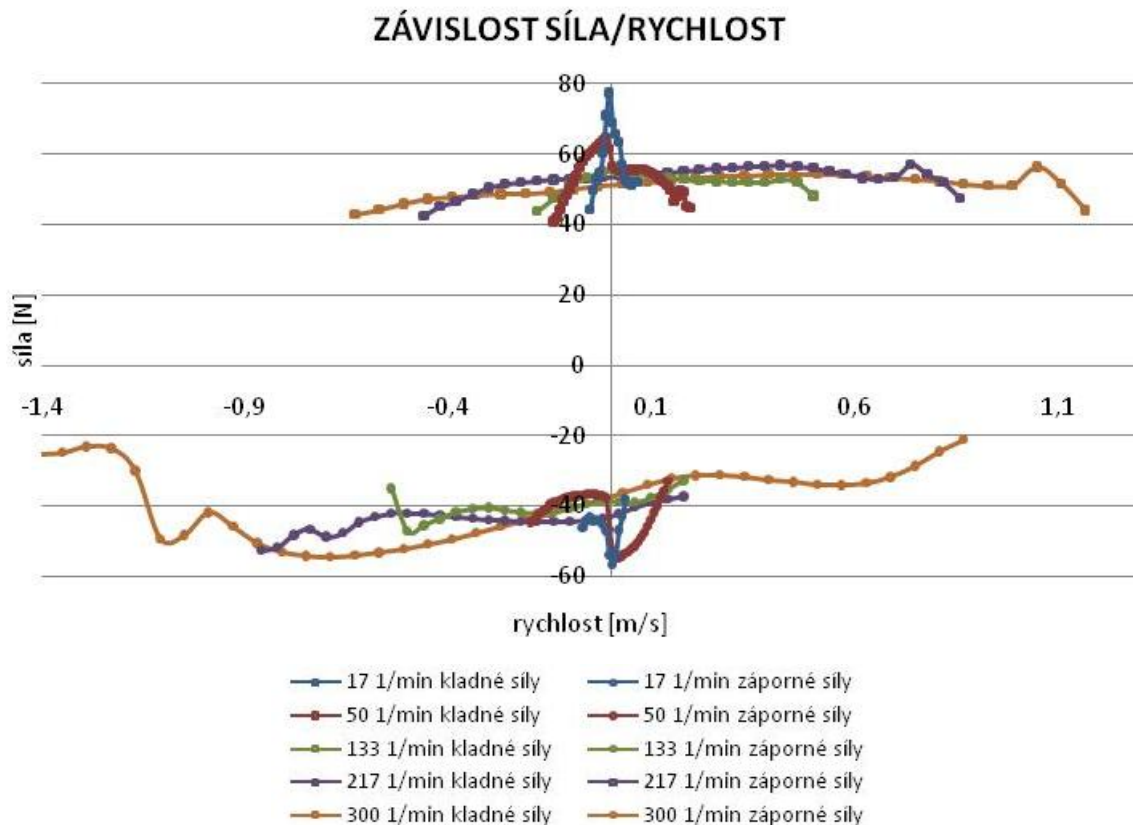
Výše popsaný postup je následně aplikován na všechny měřené rychlosti, tedy po převedení na otáčky 17 min^{-1} , 50 min^{-1} , 133 min^{-1} , 217 min^{-1} a 300 min^{-1} . Výsledek těchto měření shrnuje zvláštní soubor, který automaticky načítá výsledná data ze shrnutí pro jednotlivé rychlosti. Výsledky tohoto shrnutí je možno vidět na grafech níže. Jak je z těchto grafů patrné, použití tohoto měřícího zařízení je vhodné spíše pro menší rychlosti, v našem případě do $800^\circ/\text{s}$, tedy 133 min^{-1} . U vyšších rychlostí se již naplno projevuje vlastní dynamika soustavy a měření tak již nedává dobře zpracovatelné výstupy.



Obr. 5.12: Shrnutí závislosti síly na poloze pro všechny otáčky



Obr. 5.13: Shrnutí závislosti rychlosti na poloze pro všechny otáčky



Obr. 5.14: Shrnutí závislosti síly na rychlosti pro všechny otáčky

Z naměřených a vypočtených závislostí síly na poloze a síly na rychlosti je pak dále, po zadání hodnot uvedených v tab. 5.2, 5.3 a 5.4 do určeného místa ve výpočtovém souboru, možno vypočítat součinitel tření f mezi vložkou válce a pístními kroužky. Výsledek tohoto výpočtu je vidět na obr. 5.15 a 5.16. Prvním krokem je určení kolmé tlakové síly, kterou působí pístní kroužky na válec. S využitím vztahu (4.2) pro výpočet středního tlaku došlo k odvození závislosti

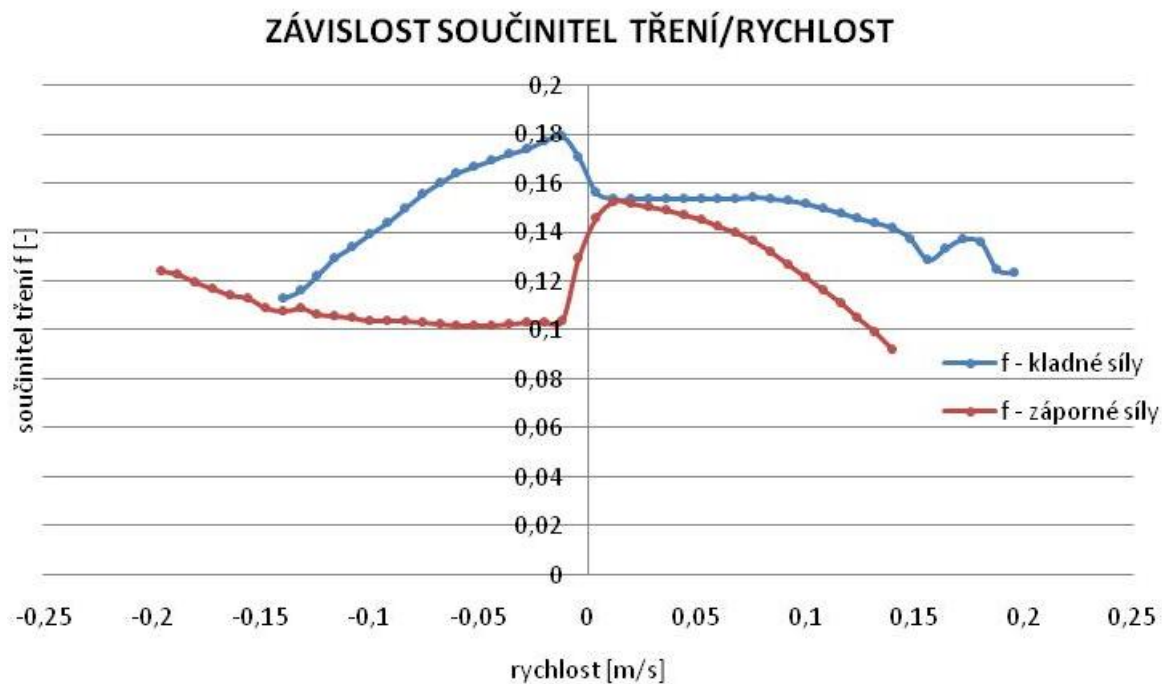
$$F_n = 2\pi \cdot P_t, \quad (5.1)$$

kde F_n kolmá tlaková síla působící na vložku válce a P_t je tangenciální síla pístního kroužku.

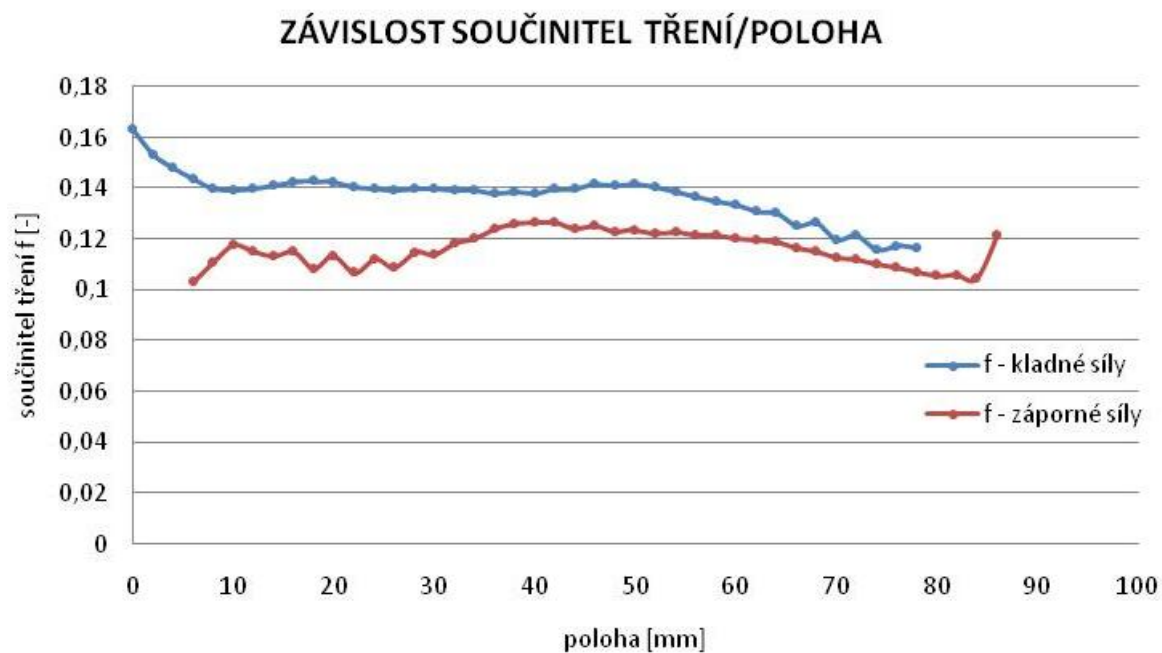
Součinitel smykového tření pak získáme dosazením do vztahu

$$f = \frac{F_t}{F_n}, \quad (5.2)$$

kde F_t je změřená třecí síla a F_n vypočítaná kolmá tlaková síla působící na vložku válce.



Obr. 5.15: Závislost součinitele tření f na rychlosti pro 50 min^{-1}



Obr. 5.16: Závislost součinitele tření f na poloze pro 50 min^{-1}

Námi vypočítané součinitele tření f jsou o něco vyšší než je jejich skutečná hodnota. Tato skutečnost je dána jednoduše tím, že ve vztahu (5.1) je počítáno pouze se silou, kterou na vložku válce působí pístní kroužky. Jak je však uvedeno v kapitole 2.3 a graficky znázorněno na obr. 2.5, tak na vložku válce působí kromě samotných pístních kroužků dále také plášť pístu. Protože tuto složku není možné jednoduše na zkušebním zařízení identifikovat, získáváme

tak relativně vyšší hodnoty součinitele tření. Zařízení svým konstrukčním uspořádáním slouží především pro relativní porovnání měření různých sad pístních kroužků osazených na pístu zkušebního zařízení a absolutní hodnoty součinitele tření jsou tak spíše orientační. Při použití pístních kroužků ve skutečném spalovacím motoru za běžného provozu dochází navíc k dalšímu snížení třecího součinitele f mazáním olejem, zatímco zde měření probíhalo bez mazání.

5.4 Návrhy dalšího možného vývoje

Pokud se tato metodika zpracování naměřených dat osvědčí na větším množství pístních kroužků, je jednou z možných cest dalšího vývoje pokusit se převést tuto metodiku vyhodnocování do profesionálnějšího a pro provádění většího množství výpočtů tedy vhodnějšího softwaru. Tímto softwarem by mohl být např. Matlab, Octave nebo wxMaxima. Tím by pravděpodobně došlo k větší automatizaci celého výpočtu.

Další možná zlepšení a optimalizace je také možno provést přímo na samotném zkušebním zařízení. Jedním z těchto zlepšení by mohlo být například zajištění pomocného vedení, čímž by pravděpodobně došlo k zajištění lepší souososti pístu a vložky válce a tedy ke zpřesnění výsledků měření.

6 ZÁVĚR

Na úvod práce byla provedena rešerše problematiky pasivních odporů uvnitř spalovacího motoru, ze které vyplývá, že u běžného osobního automobilu bývá asi 15% výkonu disipováno na mechanické, převážně třecí ztráty. Následně byly lokalizovány a popsány největší zdroje těchto ztrát. Největší příspěvek (až 50%) pochází od pístové skupiny, tedy pístních kroužků, pláště pístu a pístního čepu. Protože se jedná o nejsložitější část celého motoru z pohledu tribologie a prochází všemi režimy mazání, je zde důležité dodržení minimální tloušťky olejového filmu a také vysoké jakosti povrchu. Jednou z cest, jak tyto ztráty snížit (a nejenom u pístních kroužků) je použití povlakování, např. CVD (Chemical Vapour Deposition) na bázi uhlíku pomocí plazmové depozice. Dalšími významnými zdroji třecích ztrát je oblast klikového hřídele, kde je opět rozhodujícím faktorem tloušťka olejového filmu. Poslední řešenou oblastí motoru z pohledu třecích ztrát byl ventilový rozvod, kde byla nalezena kritická místa se vzájemným dotykem (kluzné ložisko vačkového hřídele, rozhraní vačka/zdvihátko a vahadlo/čep) a následně navržena možná optimalizace tohoto mechanismu.

Po provedení rešerše ztrát ve spalovacím motoru byla věnována pozornost jejich měření. Přestože existuje několik metod pro jejich určení, je jich zde uvedeno pět, z nichž pouze jedna dává přesné výsledky, a sice metoda vysokotlaké indikace motoru se spalováním. Zbylé metody jsou spíše orientační a z důvodů omezení, uvedených u každé metody, nejsou univerzálně použitelné pro všechny druhy motorů. Jejich nespornou výhodou je ovšem menší pracnost a náročnost na přesnost.

Hlavní částí této práce bylo najít vhodnou metodiku pro zpracování dat naměřených na zkušebním zařízení pístních kroužků v laboratoři katedry vozidel a motorů. Byl vytvořen výpočtový model, který v programu MS Excel po přenesení naměřených hodnot do výpočtových souborů zpracuje závislost síly na rychlosti, síly na poloze a rychlosti na poloze. Poté vybere z provedených měření ta nejpřesnější a vypočítá z nich celkový výsledek – numerický i grafický. Protože měření se provádí pro více nastavených rychlostí otáček motoru, v posledním kroku dojde ke shrnutí těchto výsledků do jednoho grafu.

Po zadání parametrů (tangenciální síla P_t) jednotlivých pístních kroužků dojde dále k výpočtu součinitele tření f celé sady pístních kroužků. Nicméně, jak je v práci vysvětleno, tento výsledek slouží spíše jako orientační hodnota nebo relativní hodnota k vzájemnému srovnání různých sad pístních kroužků.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Dowson, D.: *Tribology from Leonardo to the Third Millenium; Millimetres to Nanometres*. Symposium on Computational and Experimental Methods in Mechanical and Thermal Engineering, University Gent, Faculty of Applied Sciences, Belgium, Pages 253-281, May 1998.
- [2] *Tribologie [22-28]* [online]. TUL, Katedra strojírenské technologie. Liberec. [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/stud_materialy/ttv/tribologie.pdf
- [3] Priest, M. – Taylor, C.: *Automobile engine tribology — approaching the surface*. Wear, Volume 241, Issue 2, ISSN: 0043-1648, Elsevier B.V., Pages 193-203, July 2000.
- [4] Wikipedie, otevřená encyklopedie, *Tribologie*. [cit. 2015-10-28]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Tribologie>
- [5] Emrich, M. *Predikce mechanických ztrát spalovacích motorů*. Praha: ČVUT 2010. Disertační práce, ČVUT, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [6] Frene, J. - Nicolas, D. - Degueurce, B. - Berthe, D. - Godet, M. *Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings*. Amsterdam: Elsevier Science B.V. 1990. ISBN 0 444 82366 2
- [7] Páv, K. *Mechanická účinnost PSM*. TUL, Katedra vozidel a motorů. Liberec. [cit. 2015-11-13]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2626>
- [8] Heywood, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [9] Hadler, J. *Einstiegsvortrag*. [přednáška]. Landau: 2. Tribologie Symposium Landau, APL, 10.5.2015
- [10] Tung, S - McMillan, M.: *Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future*. Tribology International, Elsevier B.V., Pages 517-536 January 2004.
- [11] Hrdlička, M. - Hlaváček, P. *Ways to reduce passive resistance of Škoda racing engines*. [přednáška]. Landau: 2. Tribologie Symposium Landau, APL, 14.5.2015
- [12] Pekárek, S. *Technologie oprav 1*. Nový Jičín: Střední škola technická a zemědělská, 2015. ISBN 978-80-88058-23-6
- [13] *Ložiska klikové hřídele/STD - Porsche 911/914*. In: *Brouk Servis JMK* [online]. © 2016 [vid. 7.4.2016]. Dostupné z: <http://www.broukservis.cz/porsche-911-912-914-964-993-motorove-komponenty-c4132/loziska-klikove-hridele-std-porsche-911-914-1963-90-i34644/>
- [14] Haering, J. *Gleitlagerauslegung hinsichtlich Funktions- und Reibungsoptimierung*. Landau: 2. Tribologie Symposium Landau, APL, 11.5.2015
- [15] Klůna, J. - Košek, J. *Průručka opraváře automobilů*. Třetí doplněné vydání. Brno: Littera, 1995. ISBN 80-85763-06-0

- [16] Schéma OHC rozvodu. In: *Bastler* [online]. [vid. 17.3.2016]. Dostupné z: <http://www.bastler.cz/wp-content/uploads/2015/12/ohc.jpg>
- [17] Stapelmann, A. - Auerbach, P. *Camshaft modules – reducing friction and weight in cylinder head design*. [přednáška]. Landau: 2. Tribologie Symposium Landau, APL, 10.6.2015
- [18] Přeslička, J. *Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů*. Brno: VUT 2012. Bakalářská práce, VUT, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [19] Emrich, M. - Fuente, D. - Rudolf, M. *Measurement of friction in internal combustion engine*. In: XLI. International scientific conference of Czech and Slovak university departments and institutions dealing with the research of combustion engines. September 6-7, 2010, Liberec, Czech Republic. Technical University of Liberec - department of vehicles and engines, 2010
- [20] Cupák, V. *Pístní kroužky soudobých zážehových motorů*. Brno: VUT 2014. Bakalářská práce, VUT, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [21] Goetze. *Praktický průvodce - pístní kroužky* [online]. Federal Mogul. [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: http://www.cesomot.cz/doc_cz/GOETZE-pistni-krouzky.pdf
- [22] Scholz, C. *Pístové spalovací motory - pístní kroužky*. TUL, Katedra vozidel a motorů, 2011 [cit. 2015-11-06]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/PSM/PSM_04.pdf
- [23] Bartoniček, L. *Konstrukce pístových spalovacích motorů*. Druhé přepracované vydání. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1992. ISBN 80-7083-094.
- [24] Voženílek, R. – Beroun, S. – Břoušek, J. – Starý, P. *Design of tribometr for piston rings*. Liberec: TUL, 2016.
- [25] Parker. *PowerRod – Actuators and components*. Catalog: 192-570006 N2 / UK. Version 2, January 2006

PŘÍLOHY

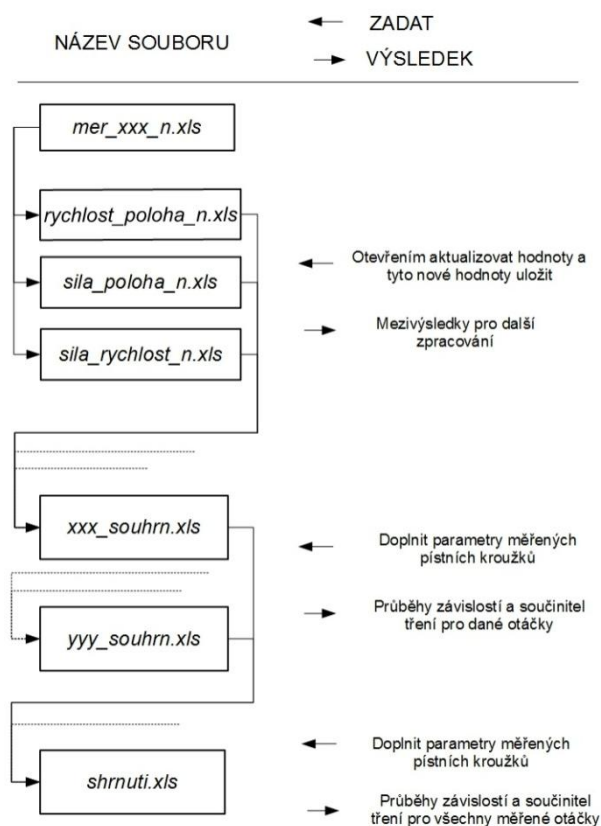
A: Obsah přiloženého CD

- Fotografie
 - fotografie zkušebního zařízení a dokumentace průběhu měření
- Text bakalářské práce
 - *bakalarska_prace_2016_Filip_Seidel.pdf*
 - *bakalarska_prace_2016_Filip_Seidel.doc*
 - *kopie_zadani_BP_2016_Filip_Seidel.pdf*
- Výpočty
 - *IKserie_IIKserie_IIIKserie_1* – zpracování naměřených hodnot pro píst osazený všemi třemi sériovými pístními kroužky
 - *vzor* – soubor připravený pro zpracování dalších měření spolu s návodem

B: Návod pro vyhodnocování výsledků měření tření pístních kroužků

Prvním krokem při vyhodnocování naměřených hodnot je zkopírování celého vzorového souboru *vzor* z příloženého CD do adresáře na počítači, kde bude vyhodnocování probíhat. Pro snadnější orientaci a přehlednost je vhodné zkopírovaný soubor přejmenovat podle označení příslušných pístních kroužků, které byly podrobeny měření (v praxi se osvědčil tento systém – např. *IKserie_IIIKserie_IIIKserie_1* značí, že 1., 2. i 3. pístní kroužek jsou sériové). Následně je nutné vložit do podsouborů pro zpracování výsledků při konkrétních rychlostech příslušné soubory ve formátu **.xls* s hodnotami naměřenými zkušebním zařízením, které poté budou automaticky načítány do výpočtových souborů. Kvůli správnému rozeznání souborů a automatickému načtení naměřených hodnot, které obsahují je nutné dodržovat systém jejich pojmenování při měření, kdy se pro první měření pro danou rychlost (celkem se jich provádí 5) použije název *mer_xxx.xls*, kde *xxx* je nastavená rychlost v stupních za sekundu (tedy např. *mer_300.xls*) a dalším měřením pak software *catmanEasy* automaticky přiřadí název *mer_xxx_001.xls*, *mer_xxx_002.xls* atd.

V dalších krocích zpracování pak již dochází ke vkládání naměřených hodnot do zkopírovaných výpočtových souborů, případně vložení parametrů příslušných pístních kroužků pro další výpočty (výpočet součinitele tření *f*). Postup je následující:

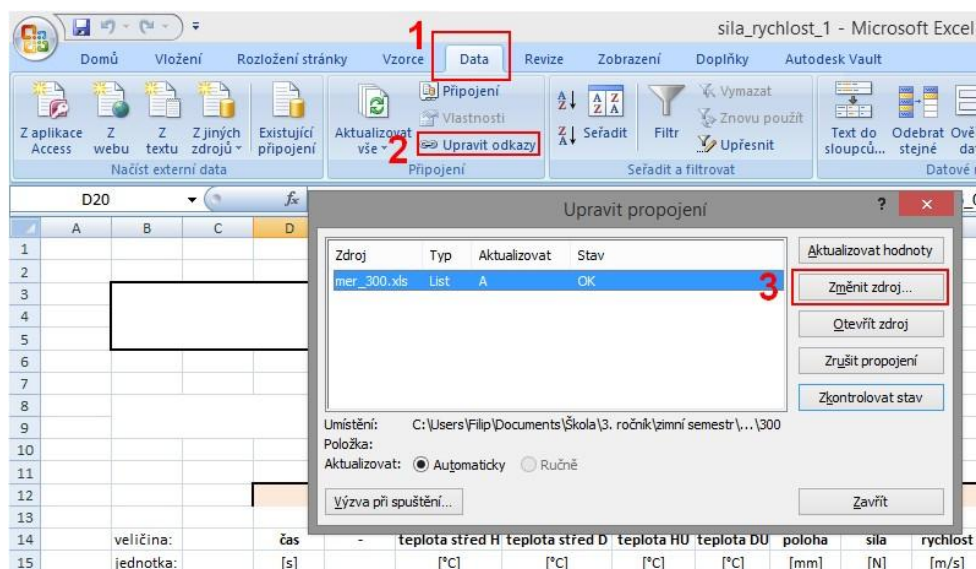


Obr. B.1: Schéma výpočtu

Přestože načítání naměřených hodnot do zpracovávajících souborů probíhá automaticky, je nutné příslušný soubor pro vyhodnocení závislosti rychlosti na poloze, síly na poloze a síly na rychlosti nejprve otevřít, aby došlo k aktualizaci hodnot ze souborů získaných měřením. Po načtení hodnot do šedě modře označené oblasti listu *zadáni+graf* a jejich zpracování na mezivýsledky v listech *kladné síly* (nebo *kladné rychlosti*) a *záporné síly* (nebo *záporné rychlosti*), které budou použity v následujícím kroku, je nutné nejprve tyto změny uložit a až poté je možno soubor opět uzavřít.

Ačkoliv jsou tyto soubory navrženy tak, aby pracovaly co možná nejvíce automaticky, je možné (např. vlivem odlišného značení souborů od výše uvedeného), že nedojde k načtení dat. V takovém případě jsou možné 2 alternativní cesty:

- Upravit propojení tak, aby se vytvořila správná cesta k souboru s naměřenými daty. To se v MS Excel provede pomocí volby záložky Data → Upravit odkazy → Změnit zdroj (viz obr. 2) a následně se vybere správný soubor s naměřenými hodnotami.



Obr. B.2: Změna cesty k zdrojovému souboru

- Vložit hodnoty ze zdrojového souboru do zpracovávajícího přímo. To se provede tak, že ze souboru *mer_xxx.xls* zkopírujeme potřebné hodnoty. Údaje vložené softwarem catmanEasy zanedbáme a zkopírujeme pouze data počínaje 51. řádkem. Nejjednodušší postup je označit buňky A51 až H51 a poté pomocí klávesové zkratky CTRL + SHIFT + ↓ dojde k označení všech potřebných dat. Ty je potom nutné vložit do zpracovávajících souborů do oblasti, která je vyznačena šedě modře (viz obr. 3). Toho se jednoduše docílí vložením zkopírovaných souborů do buňky D20 (stejný postup je pro všechny 3 druhy závislostí). Důležité je si uvědomit, že se

např. do souboru *rychlost_poloha_3* vkládají hodnoty z třetího měření, které má ale díky automatickému číslování název *mer_xxx_2* (vždy o číslo menší!).

ZADÁNO									
veličina:	čas	-	teplota střed H	teplota střed D	teplota HÚ	teplota DÚ	poloha	síla	rychlost
jednotka:	[s]		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[mm]	[N]	[m/s]
průměrné hodnoty:	5,5393753		25,50198535	25,91183264	25,180292	25,033779	42,688703	2,9460489	-0,0046285
	0,5395834	0	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,8833335	53,914897	
	0,54	#NUM!	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,8359377	53,955626	0,11375
	0,5404167	0	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,7890627	53,996876	0,1125
	0,5408334	0	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,7421877	54,038855	0,1125
	0,54125	0	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,6953127	54,08146	0,1125
	0,5416667	0	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,6484377	54,124689	0,1125
	0,5420834	-6E-269	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,6020835	54,168543	0,1125
	0,5425	5,03E+223	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,5562502	54,213022	0,11
	0,5429167	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,5104168	54,258022	0,11
	0,5433334	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,4645835	54,303647	0,11
	0,54375	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,4182293	54,349897	0,1125
	0,5441667	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,372396	54,396564	0,11
	0,5445834	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,3265627	54,443751	0,11
	0,545	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,281771	54,49146	0,1075
	0,5454167	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,2369793	54,53948	0,1075
	0,5458334	6,01E-154	25,48906695	25,89440029	25,160534	25,032534	3,1932293	54,587814	0,105

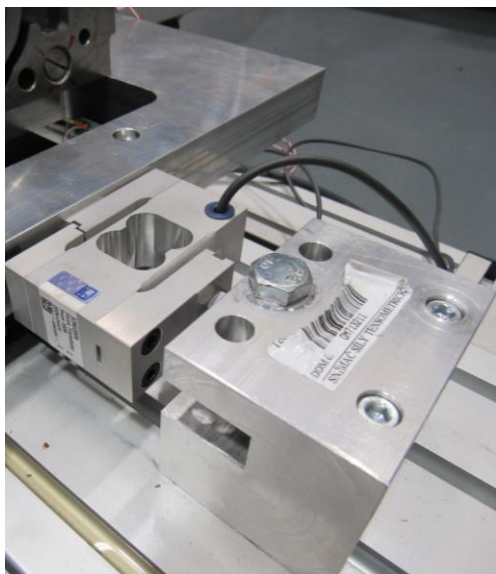
Obr. B.3: Vyznačení oblasti pro vložení hodnot.

Přestože by to nemělo být potřeba, je možno změnit parametry kritéria, které řídí výběr hodnot k dalšímu zpracování ze všech hodnot naměřených. Tato možnost je zde z důvodu toho, pokud by měření probíhalo s písními kroužky s výrazně odlišnými vlastnostmi od sériových. Tyto kroužky by tak mohly mít odlišný průběh charakteristik a mohlo by tedy dojít například k tomu, že by vlivem zvlnění těchto charakteristik bylo vybráno jen velmi malé množství hodnot k dalšímu zpracování. Této změny parametru se docílí přepsáním bledomodrých hodnot v buňkách *P5* (pro kladné síly) nebo *P6* (pro záporné síly) (viz obr. 4). Optimální nastavení těchto parametrů není jednoduché a je to tak spíše otázkou správného odhadu. Ve většině případů by však měly stačit hodnoty přednastavené a jejich změna je tak vhodná pouze pokud má právě řešená závislost výrazně odlišný průběh (např. velké zvlnění).

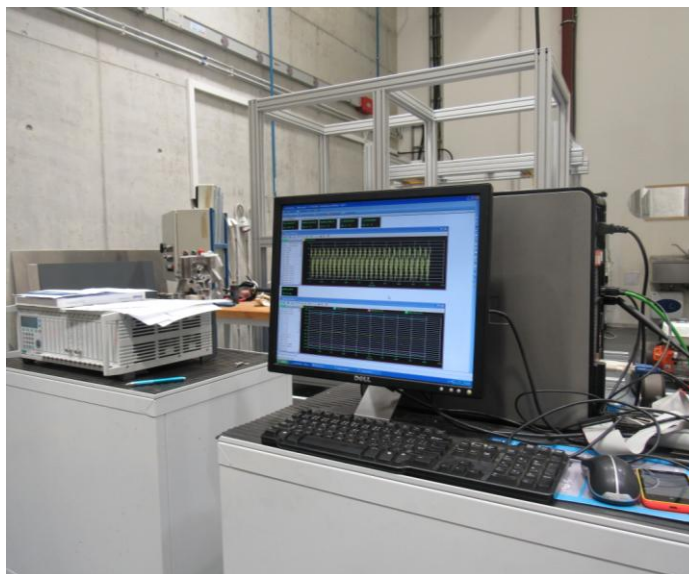
Hodnotící kritérium			
rozptyl modusu ±	min	max	
60	% = 40,013584	140,0475	
60	% = -120,75953	-34,5028	
tento parametr lze libovolně měnit a měnit tak parametry hodnotícího kritéria			
modus síly (+/-) =		50,01698	-43,128439
POMOCNÉ VÝPOČTY			
síla +	síla -	rychlost + (pomocná)	rychlost - (pomocná)
[N]	[N]	[m/s]	[m/s]
48,49485	-40,743617	0,1383844	-0,1406571

Obr. B.4: Změna parametrů hodnotícího kritéria

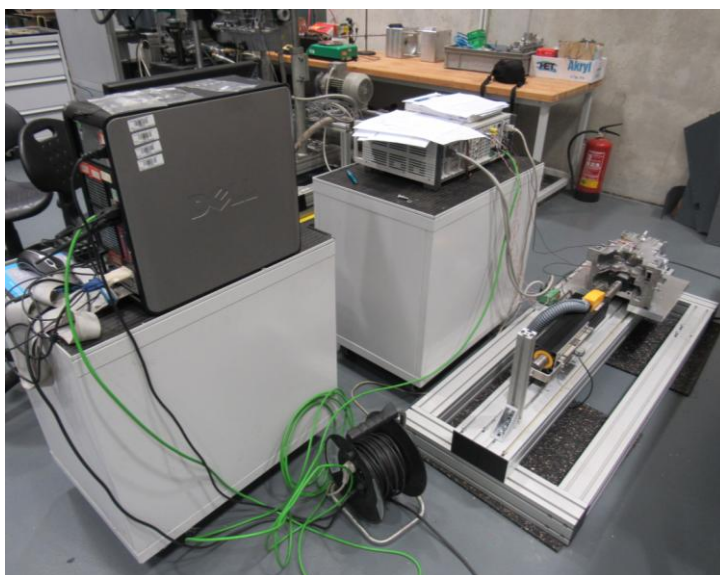
C: Fotografie z průběhu měření



Obr. C.1: Detail použitého tenzometru



Obr. C.2: Ukázka měření na zkušebním zařízení



Obr. C.3: Celkový pohled na měřicí stanoviště

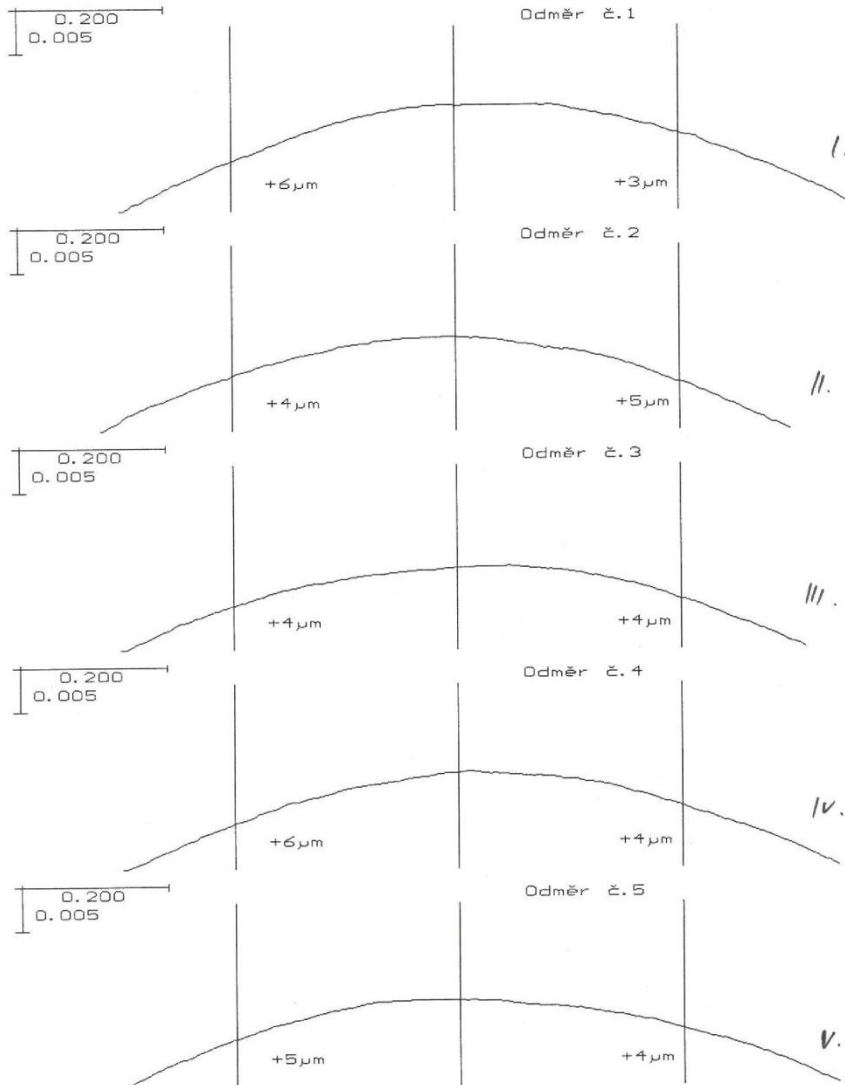


Obr. C.4: Detail snímače polohy

D: Protokol o měření 1. písního kroužku

PROTOKOL O MĚŘENÍ PÍSNÍHO KROUŽKU <small>Měřeno na přístroji AMS AMS</small>	
Kroužek : 19-076-12-00 Pracovník : 0000 Číslo dávky : 0000000000 Změřeno : 23. 2.2016 15:06	Parametry měřeného PK Uğška : 1,2 mm Uyhodnocení vypuklosti Poloha vrch. bodu : 0,60 mm Bod 1 vypuklosti : 0,30 mm Bod 2 vypuklosti : 0,90 mm Bod 1 dol. toler. : +0,003 mm Bod 1 hor. toler. : +0,015 mm Bod 2 dol. toler. : +0,003 mm Bod 2 hor. toler. : +0,015 mm

1PK



©-2016 << AP-Soft >> & AMS Praha s.r.o.

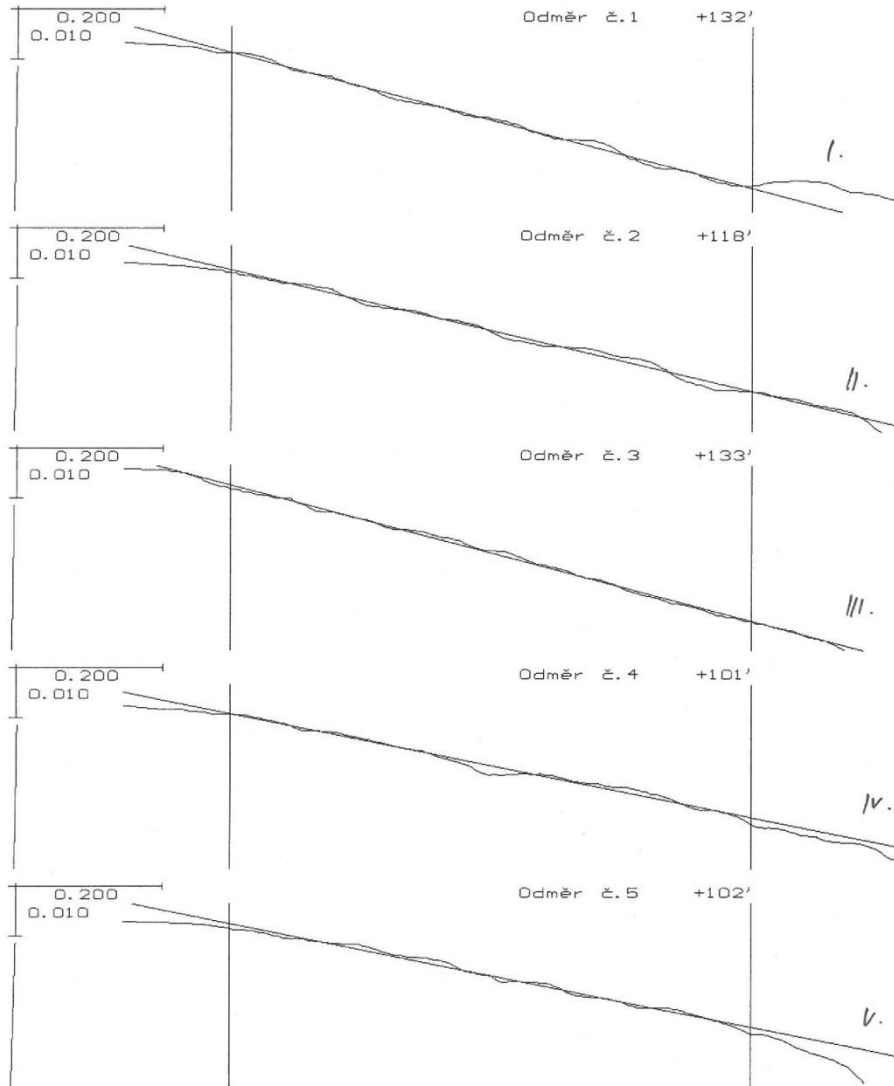
19
AMS

AMS

E: Protokol o měření 2. pístitního kroužku

PROTOKOL O MĚŘENÍ PÍSTNÍHO KROUŽKU		Měřeno na přístroji AMS AM88	
Kroužek	: 30-076-12-00	Parametry měřeného PK	
Pracovník	: 0000	Uška	: 1,2 mm
Číslo dávky	: 0000000000	Osazený PK	: NE
Změřeno	: 23. 2. 2016 15:12	Uška nosíku	: ----
		Uyhodnocení kuželovitosti	
		počátek	: 0,3 mm
		konec	: 1,0 mm
		dol.toler.	: +90 '
		hor.toler.	: +150 '

2 PK



19
ŘÍDITEL

