

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

TECHNICKÁ FAKULTA

KATEDRA JAKOSTI A SPOLEHLIVOSTI STROJŮ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů

Bc. Marek Dvořák

Vedoucí: doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

© 2016 ČZU v Praze

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Marek Dvořák

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů

Název anglicky

Methods of measuring the power parameters of diesel engines

Cíle práce

Cílem práce je popsat metody měření výkonových parametrů vznětových motorů a na zvoleném spalovacím motoru (vozidle) provést porovnání vybraných metod měření.

Metodika

- 1) Úvod
- 2) Rozbor současného stavu (literární rozbor konstrukce vznětových spalovacích motorů, popis jednotlivých metod měření)
- 3) Cíl a metodika práce
- 4) Výsledky (měření výkonových parametrů vznětových motorů za užití různých metod, vyhodnocení měřených dat a porovnání výsledků jednotlivých metod)
- 5) Závěr

Doporučený rozsah práce

50-60

Klíčová slova

spalovací motor, točivý moment, výkon, statické a dynamické metody měření

Doporučené zdroje informací

HROMÁDKO, J. *Spalovací motory : komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.

Kadleček, B., Pejša, L., Hladík, T.: The application of quasi static measurement on tractors and heavy duty vehicles. Science and Research – Tools of Global Development Strategy, Czech University of Agriculture in Prague, Technical Faculty, 2004. ISBN 80-213-1187-8

Normy a předpisy, periodika a firemní literatura

Pexa, M.: Měření výkonových parametrů a setrvačné hmotnosti vozidel Škoda. Mezinárodní conference – Technická diagnostika strojů a výrobních zařízení – Diago 2009, Ostrava, 2009, s. 242-248. ISSN 1210-311X

Předběžný termín obhajoby

2016/05 (květen)

Vedoucí práce

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Elektronicky schváleno dne 21. 4. 2015

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 27. 4. 2015

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 26. 10. 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma: Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů vypracoval samostatně a použil jen literatury, kterou cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne 30.3.2016

.....

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Martinu Pexovi, Ph.D. za vedení práce, odborné rady a konzultace, panu Ing. Jakubu Čedíkovi a panu Ing. Petru Novákovi, Ph. D. za spolupráci a pomoc při měření a panu Jaroslavu Kotoučkovi za pomoc při přípravách měření. Dále bych jmenovitě rád poděkoval Michalu Dvořákovi a celé své rodině za podporu a pomoc s korekcí textu a finálním vzhledem mé diplomové práce.

Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů

Abstrakt: Diplomová práce se zabývá problematikou měření výkonových parametrů motoru traktoru prostřednictvím užití čtyř odlišných metod. V první teoretické části práce je uveden rozbor konstrukce motoru s jeho hlavními skupinami a ve druhé se práce zabývá popisem jednotlivých metod měření výkonu a měřících zařízení. V praktické části je objasněna metodika aplikovaných metod měření spolu s jejich vyhodnocením. První aplikovanou metodou je měření výkonových parametrů na dynamometru, druhou metodou je měření těchto parametrů při volné akceleraci, třetí metodou je měření parametrů při volné akceleraci se zátěží a čtvrtou metodou je měření parametrů pomocí GPS. Závěrem této části je porovnání výsledků jednotlivých použitých metod měření mezi sebou a z toho plynoucí závěry.

Klíčová slova: Spalovací motor, točivý moment, výkon, statické a dynamické metody měření.

Methods of measuring the power parameters of diesel engines

Summary: The thesis deals with the performance measurement of tractor engine through four used different methods. In the first theoretical part of thesis is analysis engine design with its main groups and the second part explains methods of measuring performance and measuring equipment. In the practical part of thesis is the explained methodology of applied methods of measurement, together with their evaluation. The first applied method is performance measurement on the dynamometer, the second method is measurement of these parameters during free acceleration, the third method is measurement of parameters during free acceleration with load and fourth method is measurement of parameters using GPS. In conclusion of this part is to compare the results of each used measurement methods between themselves and the conclusions drawn from it.

Key words: Combustion engine, torque, performance, static and dynamic methods of measuring.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Rozbor současného stavu	2
2.1	Konstrukce vznětových spalovacích motorů	2
2.1.1	Pístní skupina	3
2.1.2	Klíková skupina	8
2.1.3	Klíková skříň a blok válců	13
2.1.4	Hlava válců.....	14
2.1.5	Rozvodové mechanismy	16
2.2	Metody měření výkonových parametrů	20
2.2.1	Měření výkonových parametrů při stacionárním zatížení na zkušebním stanovišti (dynamometru)	20
2.2.2	Měření výkonových parametrů při stacionárním zatížení na válcové zkušebně.....	24
2.2.3	Měření výkonových parametrů při dynamickém zatížení.....	26
3	Cíl práce	30
4	Metodika práce.....	31
4.1	Měření výkonových parametrů motoru dynamometrem	31
4.2	Měření výkonových parametrů motoru metodou volné akcelerace	33
4.3	Měření výkonových parametrů motoru metodou volné akcelerace se zátěží.....	36
4.4	Měření výkonových parametrů motoru metodou GPS	38
4.5	Metodika porovnání jednotlivých metod měření výkonových parametrů	42
5	Výsledky	44
5.1	Výsledky měření výkonových parametrů dynamometrem	46
5.2	Výsledky měření výkonových parametrů metodou volné akcelerace	47
5.3	Výsledky měření výkonových parametrů metodou volné akcelerace se zátěží.....	49

5.4	Výsledky měření výkonových parametrů metodou GPS	51
5.5	Porovnání výsledků jednotlivých metod měření výkonových parametrů.....	55
6	Závěr	58
7	Seznam použitých zdrojů.....	60
8	Seznam zkratk.....	67
9	Seznam obrázků.....	68
10	Seznam tabulek	70
11	Seznam grafů	71
12	Seznam příloh	72

1 Úvod

Historie spalovacích motorů sahá hluboko do 19. Století. Od prvních prototypů na svítíplyn, přes éru parních strojů, prvních zážehových a vznětových motorů až po doplňky současnými moderními technologiemi. Spalovací motor prošel téměř 200 letým vývojem, především ve 20. století. Z pohledu uživatele jsou v současné době požadovanými vlastnostmi především hospodárnost, spolehlivost, výkon a dynamika jízdy. Díky rostoucímu počtu strojů poháněných motory na fosilní paliva je vyvíjen tlak vyhledávat další zdroje. Dnes je úkolem především udržovat a dramaticky nesnižovat jejich tenčící se zásobu. Přední světoví výrobci investují nemalé prostředky do vývoje motorů s nižší spotřebou. Vyvíjejí se nové hybridní technologie kombinací spalovacích motorů s elektromotory, elektronika, která dokáže optimálně ovládat celý motor skrze řídicí jednotku a současně hojně rozšířené palivové systémy LPG, CNG a jiné. Zmenšuje se velikost spalovacích motorů, jejich dílčích skupin a tím i celková hmotnost. Postupně se přechází z těžkých konstrukčních materiálů, jako je litina, na lehčí stejně pevné slitiny hliníku. Stále se zdokonaluje příprava palivové směsi ve válcích, konkrétně technologie přímého vstřikování a efektivního přeplňování turbodmychadlem.

S vývojovými trendy motorů velmi úzce souvisí i činnost, zvaná diagnostika. Určuje diagnózu a prognózu technických stavů motorů. Sledovány jsou provozní parametry, jako je výkon, účinnost, spotřeba paliva, provozní teplota, tlak, točivý moment, rychlost, zrychlení a spotřeba provozních hmot. Tato práce je zaměřena na měření a vyhodnocení výkonových parametrů vznětového spalovacího motoru. Výkon je diagnostická veličina potřebná k souhrnnému vyhodnocení stavu pístní skupiny, rozvodového ústrojí a palivové soustavy. Pro určení konečné diagnózy motoru výkon nestačí, měření je nutno doplnit o další veličiny, jimiž jsou spotřeba paliva a produkce emisí. Uvedené diagnostické veličiny se dají zjišťovat mnoha metodami měření, rozdělenými podle způsobu zatížení na statické a dynamické. Některé metody jsou schopny stanovit přesné hodnoty výkonu a točivého momentu, oproti jiným využívaným pouze k určení správnosti chodu motoru.

2 Rozbor současného stavu

2.1 Konstrukce vznětových spalovacích motorů

Spalovací motor je tepelný stroj, jehož funkcí je přeměna tepelné energie paliva na energii mechanickou. Tento stroj pracuje s určitou účinností. Spalování paliva se uskutečňuje v pracovním prostoru motoru při tlaku vyšším než atmosférickém. Pracovním médiem jsou samotné plyny vzniklé hořením paliva. Vznětový motor se od zážehového motoru liší rozdílným způsobem tvorby zápalné směsi. Tvorba této směsi spočívá v nasávání čistého vzduchu do pracovního prostoru válce, stlačení tohoto vzduchu pístem a následnému vstříknutí paliva vstřikovačem. Tímto procesem se palivová směs vznítí vzniklou tepelnou energií pohybuje mechanickým ústrojím celého motoru. Tvůrcem systému čtyřdobého vznětového spalovacího motoru byl vynálezce Rudolf Diesel. [03, 12, 19]

Dnešní vznětové spalovací motory nachází uplatnění především v dopravě, zemědělství, stavebnictví, energetice a v dalších průmyslových sférách. Úplně ovládly osobní i nákladní automobilovou dopravu. Díky novým technologickým postupům se zmenšuje jejich velikost a tím i hmotnost, související s konstrukcí ze slitin neželezných kovů. Vznětové motory jsou doplňovány o tzv. turbodmychadla, která způsobují v pracovním prostoru vyšší přetlak a zvyšují výkon. Stupňující se požadavky na výkon, hospodárnost, spolehlivost a životnost motorů vedou pro dosažení celkové vyšší technické úrovně k jejich stálému vývoji a modernizaci. Základem každého moderního motoru jsou elektronická zařízení, bez kterých by se dnešní motor již neobešel. Tato zařízení se především používají k řízení vstřikovací soustavy a kontrole výkonu. Řídící jednotka, laicky řečeno „mozek motoru“, sleduje veškeré důležité parametry: otáčky, natočení škrtkové klapky, teplotu nasávaného vzduchu, teplotu chladicí kapaliny, lambda sondu apod. Toto zařízení umožňuje za pomoci připojení k počítači diagnostikovat závady, nebo upravovat jednotlivé programy tak, aby motor pracoval dle našich požadavků. Např: nižší spotřeba, vyšší výkon a snížení emisí. Vývojové trendy dnešních vznětových spalovacích motorů vedou ke kompletní modernizaci elektronických systémů, zmenšování hmotnosti, zvyšování výkonu, snižování spotřeby a emisí, zároveň i možnosti použití za extrémně nízkých nebo vysokých teplot. [03, 12, 19]

2.1.1 Pístní skupina

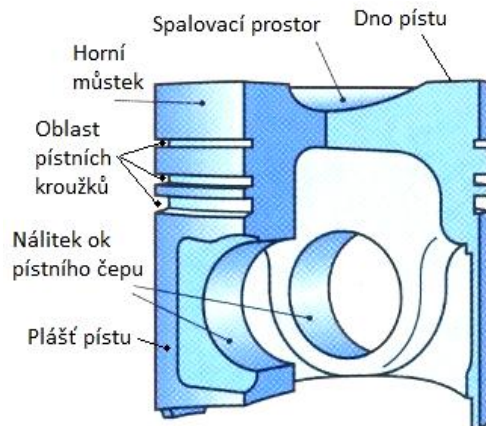
Jednou z hlavních částí spalovacího motoru je pístní skupina, tvořená pístem, těsníci a stíracími kroužky, pístním čepem a pojistkami. Na tyto jednotlivé součásti se při konstrukci spalovacího motoru kladou důležité požadavky jako je přenesení síly tlaku plynů ve spalovacím prostoru na ojnici, zachycení a přenesení boční síly na stěnu válce, vyvolané otáčením klikového mechanismu, omezení úniku spalin do klikové skříně motoru a zabránění průsaku motorového oleje do spalovacího prostoru. Především utěsnění celého systému a odvod přebytečného tepla u dna pístu, směrem do stěn válce chlazených kapalinou. [03, 19]

2.1.1.1 Píst

Hlavním dílem tvořícím pístní skupinu je samostatný píst, obrázek č. 1b. Tento díl je zatěžován jak mechanicky tak i tepelně. Mechanické zatížení je způsobeno silami, tvořenými tlaky spálených plynů a setrvačnými silami, působícími od vratného pohybu pístu. Tepelné zatížení je zapříčiněno vysokými teplotami spalin ve spalovacím prostoru motoru. Obě zatížení jsou rázového a únavového účinku. Rázový účinek je způsoben prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Únavový účinek je vyvolán cyklickými změnami zatěžujících sil. Vznětové motory jsou konstruovány pro vyšší spalovací tlaky a část nebo celý spalovací prostor je umístěn do dna pístu. Díky těmto parametrům se píst vznětového motoru odlišuje od pístu zážehového motoru větší kompresní výškou, celkovou výškou, větší silou stěn a větším průměrem pístního čepu. Schéma pístu je na obrázku č. 1a. [03, 08, 12]

Z celého pístu je nejvíce tepelně namáhaný horní můstek, dno pístu a přechodové hrany mezi nimi. Spaliny působící na píst mohou dosahovat teplot kolem 2800 K. „*Přestup tepla do pístu závisí na velikosti plochy omývané horkými spalinami*“[03]. Z tohoto hlediska se při konstrukci motorů s vysokou teplotou spalovacího prostoru dbá na zmenšení plochy dna pístu. Teplo, koncentrované v pístu musí být odváděno do stěn válce pomocí pístních kroužků, můstku mezi kroužky a pláštěm pístu. U pístů nechlazených olejem se největší tepelná část 40-60 procent odvádí skrze těsnící pístní kroužky, 20-30 procent tepla odvádí plášť pístu a odvod zbylého tepla, které činí 5-10 procent, vykonává olejová mlha spolu se vzduchem z vnitřního povrchu pístu do oleje v klikové skříně. [03, 08, 12]

Obr. 1 Píst vznětového motoru, a) schéma pístu; b) píst v pohledech



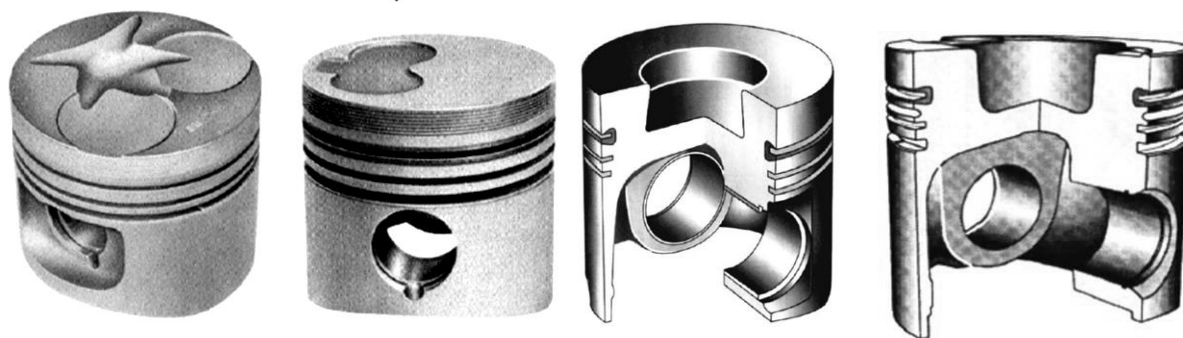
Zdroj: [60, 54]

Teplota narůstající v pístu nepochází pouze ze spalín, ale i třením pístu a pístních kroužků o stěny válce. Ztráty vzniklé třením pístní skupiny u rychloběžných motorů tvoří 45-65 procent celkových třecích ztrát. Písty motorů chlazených kapalinou mají celkově nižší teplotu a také nižší teplotní gradient mezi dílčími částmi pístu než u pístů motorů chlazených vzduchem. V současné době jsou písty všech motorů vyráběny běžným litím z hliníkových slitin, u kterých by maximální teplota povrchu neměla přesáhnout 320 °C. V takovém případě zřetelně klesá pevnost hliníkových slitin, zatímco u kovaných pístů takto významně pevnost neklesá. [03]

Dalším důležitým kritériem pro umístění drážky prvního pístního kroužku je maximální teplota. Oproti zážehovým motorům je u motorů vznětových viditelně větší rozměr prvního můstku díky výši hranice teploty při plném zatížení. Stupeň teploty této drážky by neměl přesáhnout hranici teploty karbonizace používaného oleje. Teplota karbonizace minerálního oleje dosahuje teploty 220 °C a syntetického oleje dosahuje rozmezí 240-260 °C. Díky tepelné roztažnosti materiálů je dalším důležitým faktorem vůle mezi pístem a válcem motoru. Zmenšením vůle pístu ve válci se značně omezí průnik spalín do klikové skříně motoru a sníží hluk vyvolaný překlápěním pístu ve válci. Díky vyšším teplotám v horní části pístu, sestávající z horního můstku, dna pístu a pásma pístních kroužků roztahuje více, oproti spodní části pístu s nálitkem pro pístní čep. Díky výše uvedeným faktům je nutné píst natvarovat za studena do příslušného tvaru a „vytvořit určitou boční křivku pístu po výšce pístu a určitou ovalitu pístu v příčných průřezech pístu“[03], jinak by po dokonalém prohřátí motoru neměl píst kruhový tvar. Ve fázi, kdy je motor studený, se pro dosažení menší vůle

pístu ve válci používají písty s regulací deformace tedy písty bimetalické nebo-li dvou-kovové. Konstrukční typy pístů jsou na obrázku č. 2. [03, 08, 12]

Obr. 2 Konstrukční typy pístů, a) s tlakovou komůrkou; b) s vírovou komůrkou; c) s nosným prstencem; d) s bronzovými vložkami



Zdroj: [08]

2.1.1.2 Pístní kroužky

Dalším a velmi podstatným dílem pístní skupiny jsou pístní kroužky. Mezi jejich funkce patří utěsnit spalovací prostor, odvést teplo z pístu do stěn válce a v neposlední řadě regulovat výšku mazací vrstvy oleje mezi pláštěm pístu a stěnou válce. [03]

Pístní kroužky dělíme na těsnící a stírací. Mezi vlastnosti těsnících pístních kroužků nepatří jen zabezpečení těsnosti spalovacího prostoru před průnikem spalín do klikové skříně motoru, ale i odvod tepla z pístu do stěn válce a to ve značném měřítku. Funkcí stíracích pístních kroužků je v první řadě zamezit průniku oleje nad píst a dále vytvořit mezi pístem a válcem vhodnou tloušťku olejového filmu. Na obrázku č. 3a je znázorněno schéma sestavení jednotlivých částí pístních kroužků a na obrázku č. 3b jsou části pístních kroužků. K tepelné dilataci a navlečení pístního kroužku do drážky v pístu slouží pístní zámek. Nejpoužívanějšími typy zámků pístních kroužků pro vznětové spalovací motoru je zámek kolmý, šikmý a tvarový. [03, 07, 13]

Obr. 3 Pístní kroužky, a) schéma sestavení; b) části pístních kroužků



Zdroj: [29, 80]

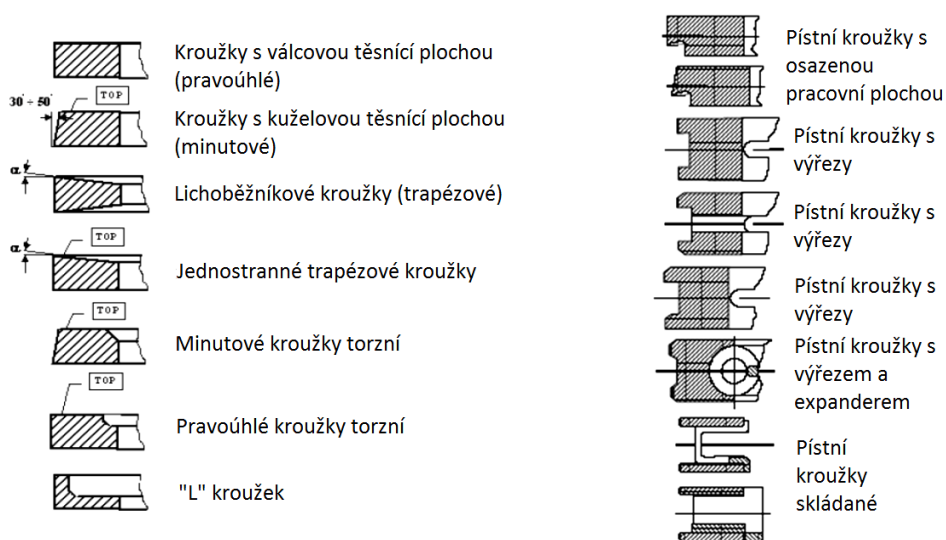
Rozměr vůle zámku pístního kroužku se navrhuje takový, aby při ohřevu kroužku na horní tepelnou hranici kroužek nepraskl díky vymezení zámkové vůle. První pístní kroužek je instalován s větší vůlí než-li ostatní pístní kroužky. Pro přenos silových účinků mezi stěnami drážky v pístu, kroužkem a pro zabezpečení těsnosti proti průniku spalín a oleje slouží boční dosedací plocha kroužku. Utěsnění spalovacího prostoru zabezpečuje hlavní těsnící plocha kroužku spolu se stěnou válce. Hlavní těsnící plocha je z hlediska životnosti a kluzných vlastností často nazývána povrchově upravenou pracovní plochou. Z povrchových úprav se nejčastěji používá galvanické pochromování, dále pak nanesení porézního chromu, molybdenové vrstvy nebo keramických materiálů s obsahem chromu. [07, 08, 12]

Dalšími podstatnými parametry pístních kroužků je styková a výšková vůle. Zvolením malé vůle může dojít k lomu pístního kroužku. Na druhou stranu velké stykové vůle jsou důvodem větší spotřeby oleje. Proto je nutné při konstrukci volit optimální rozměry stykové a výškové vůle. Motory osobních automobilů mají rozměr stykové vůle mezi 0,3-0,9 mm a v drážce pro kroužek je rozměr výškové vůle 0,06-0,09 mm. [03, 19]

Pro manipulaci s pístními kroužky v drážkách pístu se užívají speciální montážní kleště. „Je třeba zabránit každému zbytečnému natažení a stlačení kroužku, protože nadměrné vypnutí může vyvolat jeho trvalou deformaci, a tím nepříznivě ovlivnit i jeho těsnící účinek“ [03]. Před nasazením do pístu se pístní kroužky musí natočit tak, aby byly zámkové rovnoměrně

pootočeny proti sobě pod úhlem 120° . Pokud je píst již plně osazen pístními kroužky, následuje jeho nasazení do válce motoru pomocí upínacího přípravku. Níže jsou jednotlivé možnosti konstrukčních provedení pístních (obrázek č. 4a) a stíracích kroužků (obrázek č. 4b). [07, 08, 12, 13]

Obr. 4 Konstrukční provedení kroužků, a) pístních; b) stíracích



Zdroj: [07]

2.1.1.3 Pístní čep a ložisko pístního čepu

Tyto součásti pístní skupiny slouží k přenosu síly mezi pístem a ojnicí. „V důsledku proměnnosti směru i velikosti zatěžujících sil, od tlaku plynů a setrvačných hmotností pístu a pístních kroužků, je pístní čep namáhán únavově“ [03]. Materiálem, použitým pro výrobu pístních čepů, jsou cementační oceli. Mazání stykových ploch neprobíhá zcela bez problémů, díky malému relativnímu pohybu třecích ploch pístního čepu, nálitků v pístu a ložisek ojničního oka. Na obrázku č. 5a jsou vyobrazeny různé druhy a velikosti pístních čepů. [12]

Ve většině případů bývá pístní čep uložen volně v nálitcích pístu. Jsou i případy použití tzv. plovoucího pístního čepu v ložiskovém pouzdru, obrázek č. 5b. V takovém případě je ložiskové pouzdro zalísováno do malého oka ojnice. Toto ložiskové pouzdro se vyrábí nejčastěji z olovnatého bronzu a zřídka kdy z oceli s výstelkou z olovnatého bronzu. Mazání kluzného uložení pístního čepu v ojničním oku je zajištěno nasáváním oleje z otvoru v oku

ojnice. Ke zlepšení kompresního účinku pístních kroužků v prostoru horní úvrati a ke snížení hlučnosti ve chvílích studeného motoru se osa čepu přesazuje ve směru otáčení. [03, 13, 19]

Obr. 5 Pístní čepy, a) druhy a velikosti pístních čepů; b) ložisko pístního čepu



Zdroj: [48, 53]

2.1.2 Kliková skupina

Kliková skupina tvoří další pohyblivou oblast spalovacího motoru. Tvoří jí ojnice, klikový hřídel, ložiska klikového hřídele, těsnění klikového hřídele, setrvačnick atp. [06]

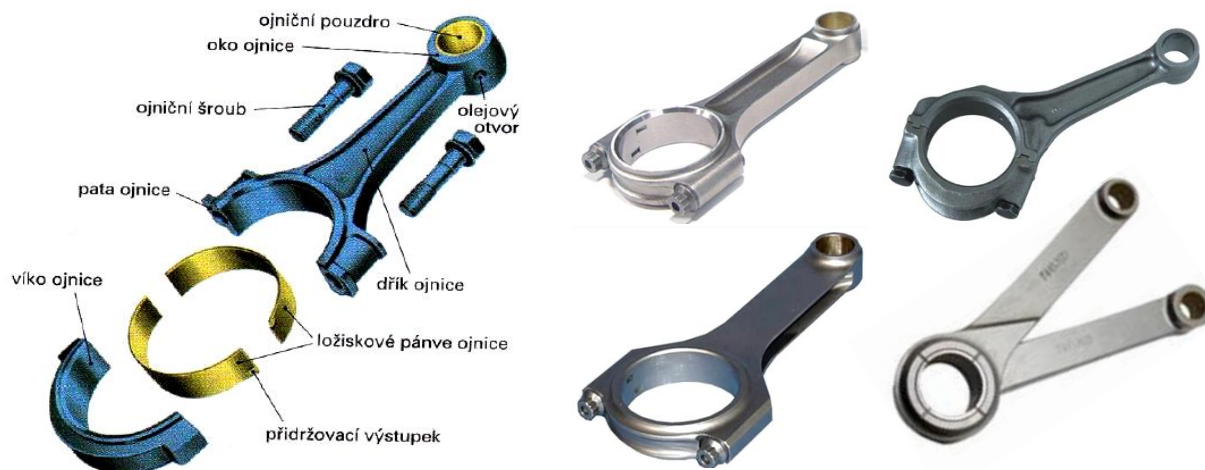
2.1.2.1 Ojnice

Ojnice zajišťuje přenos pohybu mezi klikovým hřídelem motoru a pístem. Je namáhána na tlak i tah. Únavově je ojnice namáhána díky časovému průběhu, který se vyznačuje vysokou proměnností. Ke konstrukčním požadavkům patří především nízká hmotnost a vysoká tuhost v oblasti horního i spodního ojnicního oka. Na základě těchto skutečností se při výrobě ojnic používají velmi kvalitní materiály, chromniklové oceli a titanové slitiny. Konstrukčním provedením bývá nejčastěji dvojité T. Ojnice se vyrábí zápusťkovým kováním, nebo díky lepším mechanickým vlastnostem slinutím práškové oceli. V tomto případě se mohou zmenšit průřezy ojnic a tak snížit jejich hmotnost. [03, 12, 13]

Ojnice se skládá z dřívku ojnice a dvou ojnicních ok, kterými jsou ojnicní oko pro čep klikového hřídele a ojnicní oko pro čep pístní, obrázek č. 6a. Z konstrukčního hlediska se ojnicní oko pro klikový čep vyrábí nejčastěji vodorovně dělené, obrázek č. 6b. U motorů nákladních automobilů je hlava s okem ojnice podstatně robustnější díky přenášení větších sil a také s

šikmě dělenou rovinou pod úhlem 30°, 45° nebo 60° z důvodu snadné montáže, obrázek č. 6b. Na základě těchto úprav je možné demontovat píst s ojnicí a vysunout je z válce motoru bez demontáže klikové hřídele. [03, 06, 12, 19]

Obr. 6 Ojnice, a) schéma ojnice; b) Jednotlivé typy ojnic



Zdroj: [61, 44, 37, 79, 50]

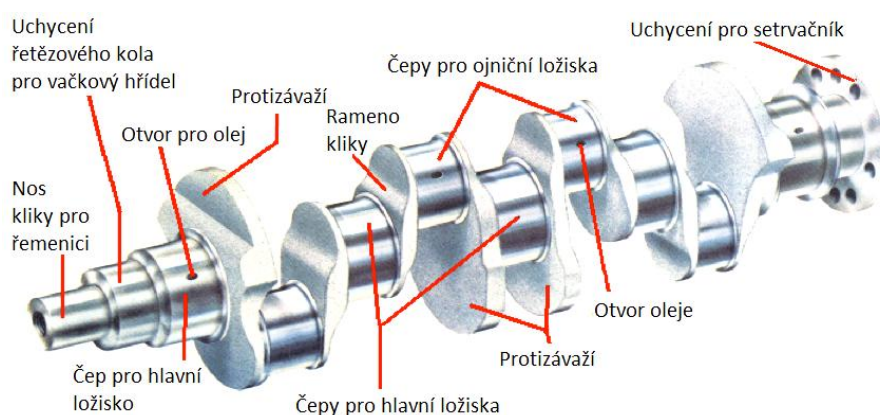
Z hlediska přenášení sil v oblasti dělicí roviny jsou obě plochy dělicí roviny nejčastěji opatřeny vyfrézovaným ozubením a spojují se dohromady pomocí kvalitně vyfrézovaných kalibrovaných šroubů s téměř nulovou vůlí v otvorech. V dalších případech se pro zabezpečení tohoto spojení používá přesazení kluzné pánve proti dělicí rovině ojničního oka, spojení pomocí kolíků a v neposlední řadě je dnes nejvíce používán tzv. řízený lom v dělicí rovině oka a to především kvůli nerovnému povrchu, který do sebe perfektně zapadá a zabraňuje posouvání všemi směry. [03, 12, 13]

Do horního oka ojnice je většinou lisováno bronzové pouzdro vystružené na potřebný průměr. V jiných případech se do vystruženého oka zalisuje tenkostěnná ocelová pánev s výstelkou z olověného bronzu. Z otvoru pro mazání se olej tlakem dopravuje do celé šířky oka ojnice pomocí drážek. Profil ojnice z příčné roviny bývá nejčastěji ve tvaru I nebo ve tvaru H, obrázek č. 6. Vzhledem k únavovému namáhání je velice podstatné před montáží kontrolovat ojnici na možné trhlinky, zajistit hladké přechody mezi dříkem, okem a hlavou ojnice a zaoblit všechny hrany. Pro mazání obou ok ojnice je olej dopravován otvorem v dříku. [06, 12]

2.1.2.2 Klikový hřídel

Konstrukčně nejsložitějším prvkem celé soustavy motoru je klikový hřídel. Dohromady s ojnicí zajišťuje převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Pomocí protizávaží je klikový hřídel schopen zčásti zajistit setrvačné síly a momenty vyvolané posuvnými a rotujícími hmotami. Dále přenáší pohon pro rozvody, příslušenství, pomocné agregáty a v neposlední řadě také rozvod oleje k ojničním ložiskům. Schéma klikového hřídele je vidět na obrázku č. 7. [03, 12, 19]

Obr. 7 Schéma klikového hřídele



Zdroj: [42]

Klikový hřídel je z velké části namáhán prostorovou soustavou sil od tlaků plynů na písty a soustavou sil setrvačných. „*Silové účinky jsou časově proměnné, jak z hlediska velikosti, tak i směru nositelky sil*“ [03]. Pružné kmity, které jsou v hřídeli způsobeny těmito silovými účinky, vyvolávají v hřídeli namáhání na ohyb, krut, tah i tlak. Důležitými požadavky na klikový hřídel z hlediska konstrukce je zaručení tuhosti v důsledku ohybového a kroutícího zatížení, pevnosti vzhledem ke vznikajícím silovým účinkům, odolnosti proti opotřebení čepů ložisek a dlouhé životnosti vlivem cyklického namáhání. [03, 13, 19]

V minulosti se klikové hřídele vyráběly s menším počtem hlavních ložisek, konkrétně tedy se třemi hlavními ložisky. V dnešní době se však ukládají do pěti hlavních ložisek, obrázek č. 8. Konstrukci klikového hřídele ovlivňuje mnoho činitelů. Mezi ně se řadí počet válců, vzájemnou polohu os válců a pořadí zapalování motoru. [03]

Obr. 8 Klikový hřídel vznětového motoru



Zdroj: [31]

Podle typu motoru se klikové hřídele dělí na hřídele pro řadové motory, pro V motory a pro motory s protiběžnými písty tzv. Box motory. Dále je lze z hlediska způsobu výroby rozdělit na skládané, kované nebo lité. Skládané klikové hřídele pro čtyřdobé motory se vyrábí stejně jako pro motory dvoudobé. Tato metoda spočívá ve slisování ramen a čepů u větších motorů je nahrazena šroubováním. Mezi výhody tohoto řešení patří možnost sestavení motoru o potřebném počtu válců, to umožňuje tzv. stavebnicový systém klikové skříně motoru. Jako hlavní i ojnicí ložiska jsou použita valivá. Kované klikové hřídele se pro čtyřdobé vznětové motory vyrábí z legovaných ocelí, např. 14240 nebo 15260, zušlechťené na pevnost 800-950 MPa. Čepy se kalí na tvrdost 54-60 HRC. V současné době je nejpoužívanější litý klikový hřídel, avšak díky menší pevnosti se montuje na méně zatěžované motory. Je vyráběn z tvárné litiny a ocelolitiny. K výhodám patří malé materiálové přídavky na opracování, schopnost materiálu snížit vibrace a větší tuhost v ohybu. [03, 12, 86]

2.1.2.3 Ložiska klikového hřídele

Tyto strojní součásti snižují tření při vzájemném otáčivém nebo posuvném pohybu strojních dílů a mohou se rozdělovat podle směru zatížení. Ložiska zachytávající příčné síly se nazývají radiální a ložiska zachytávající podélné síly se nazývají axiální. Radiální ložiska se používají zejména jako ložiska hlavní a ojnicí, ale je také možné je využít jako pouzdra pístních čepů, ložiska vačkových hřídelí a pouzdra vahadel. Na druhé straně axiální ložiska zabraňují axiálnímu posuvu, který je vyvolán např. vypínáním spojky. [03, 13]

Tyto dva druhy ložisek se mezi sebou kombinují a označují se jako kombinovaná. Další možností jak zachytit axiální síly je použít radiální ložiska spolu s axiálními podložkami, které jsou zajištěny zámkem a opatřeny mazací drážkou. Podle konstrukce se ložiska rozdělují na valivá a kluzná. [03, 12]

Obr. 9 Kluzné ložisko, a) schéma kluzného ložiska; b) pohled z boku



Zdroj: [62, 47]

U čtyřdobých motorů se používají zejména kluzná ložiska, obrázek č. 9b. „Použití kluzných ložisek u čtyřdobých motorů je umožněno tlakovým cirkulačním mazáním motoru, které v ložiscích vytváří hydrodynamickou mazací vrstvu, zabezpečující nízké opotřebení a vysokou životnost ložiska“ [03]. Další vlastností kluzných ložisek je omezení přenosu vibrací klikového hřídele na blok motoru a snížení hluku vydávaného motorem. Valivá ložiska především jehlová se u čtyřtaktých motorů používají spíše výjimečně a to u motorů značky Tatra. [12]

Z hlediska použitých materiálů, obrázek č. 9a, se většinou ložiska vyrábějí ze dvou materiálů, kde je zadní stěna tvořená z oceli a na ní je především připlátovaný hliník s aditivou cínu a mědi. Dále jsou ložiska vyráběna také ze tří materiálů a tím je měď s aditivou olova, litý cín a ocelová deska. Použití niklové přehrady jako difuzního těsnění slouží k oddělení kovu od galvanické kluzné vrstvy ložiska. [03, 12]

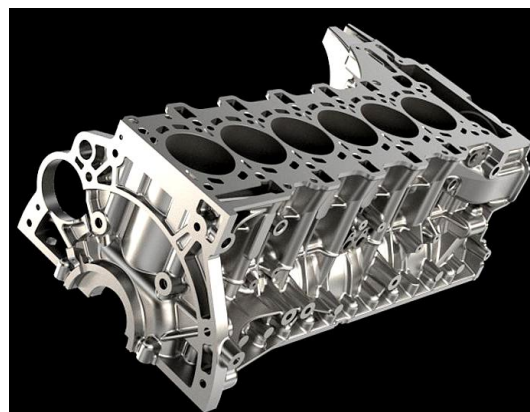
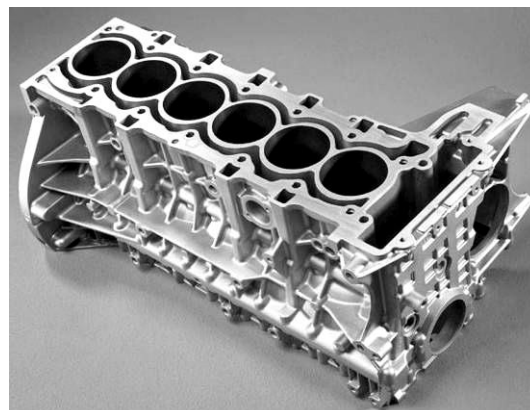
Další části klikové skupiny (těsnění klikového hřídele, setrvačnick a torzní tlumič) jsou vysvětleny v příloze č. 1.

2.1.3 Kliková skříň a blok válců

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru je uložen ve spodní části bloku v tzv. klikové skříni. U starších konstrukcí se kliková skříň a válce odlévaly samostatně. Jednotlivé válce byly ke klikové skříni připevněny svorníky, jako je tomu u vzduchem chlazených motorů značky Tatra. V současnosti jsou však kliková skříň a blok válců navrženy jako jeden společný odlitek, nazývaný též motorový blok, který je již konstrukčně navržen i pro chlazení kapalinou. „*Kliková skříň spolu s válci motoru, případně blok motoru s hlavou válců, vytváří základní nosný systém sloužící k vyrovnání sil a momentů, vycházejících z procesu spalování a určených konstrukcí klikového mechanismu*“ [03]. Při navrhování konstrukce válců musíme dodržovat požadavky, jako jsou ohraničení pracovního prostoru, zabezpečení vedení pístu, zachycení sil související s kinematikou klikového mechanismu, tvoření kluzné a těsnící plochy pro pohyb pístu ve všech režimech práce motoru a v neposlední řadě zabezpečení odvodu tepla z pístu chlazením pracovního prostoru. Schéma bloku motoru je zobrazeno na obrázku č. 10a. Kliková skříň je většinou odlita spolu s blokem motoru. Bloky motoru se dělí podle provedení dosedající plochy bloku na hlavu válce na bloky s otevřeným chladícím prostorem (Open-deck), obrázek č. 10b a 10c a s uzavřeným chladícím prostorem (Closed-deck), obrázek č. 10d. [03, 05, 14]

„*Výhodou otevřených bloků je možnost náhrady pískových jader pro tvorbu chladícího pláště válců, částí ocelové kokily pro tlakové lití*“ [03]. Touto technologií se snižují výrobní náklady a zvyšuje produktivita. Výhodou otevřených bloků je téměř dokonalý odvod tepla přes válce do chladicí kapaliny. K nevýhodám otevřených bloků patří nižší tuhost uložení válců a velké namáhání těsnění pod hlavou válců z důvodu deformací válce ohybem. Tyto deformace lze snížit použitím tzv. heterogenních bloků se zalitými litinovými pouzdry válců. Uzavřené bloky jsou více tuhé. Zejména u vznětových motorů se používají především díky odolnosti vůči vyšším normálovým silám, způsobeným tlakem pístu na stěnu válce. U uzavřených bloků je obtížnější řešení odvodu tepla. Detailnější možnosti provedení bloků motoru jsou vysvětleny v příloze č. 2. [03, 05, 12]

Obr. 10 Blok motoru, a) schéma bloku; b) Open-deck; c) Open-deck do tvaru V; d) Closed-deck

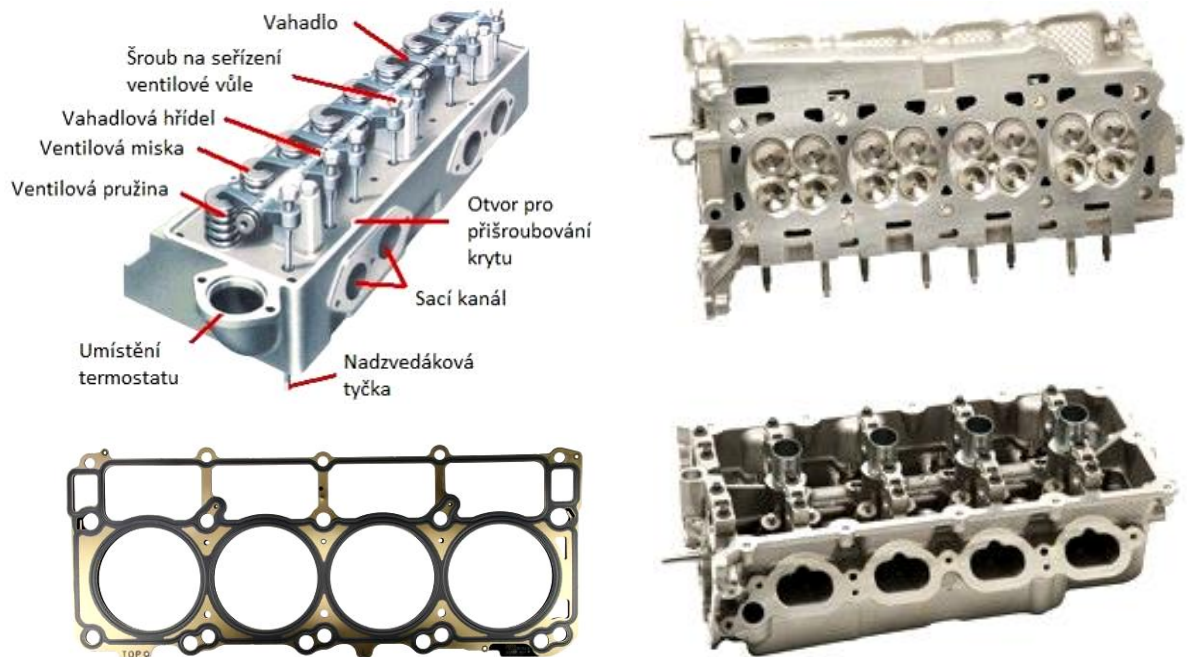


Zdroj: [22, 30, 21, 82]

2.1.4 Hlava válců

Spalovací prostor se skládá ze dna pístu na jedné straně a hlavy válců na straně druhé, obrázek č. 11b. V tomto prostoru probíhá spalování palivové směsi. V hlavě válců, obrázek č. 11a, jsou namontovány sací a výfukové ventily včetně rozvodového mechanismu, který řídí jejich otevírání a zavírání. U ventilového rozvodu SV, kde jsou sací a výfukové ventily umístěny v bloku motoru, má hlava válců čtyřdobých zážehových motorů stejnou konstrukci jako u motorů dvoudobých rychloběžných. Důležitým hlediskem v konstrukci hlav válců je chlazení motoru. U motorů chlazených vzduchem (Tatra) se na každý válec zvlášť připevňují samostatné hlavy, na druhou stranu u motorů chlazených kapalinou je hlava válců vyrobena vcelku. [03, 04, 19]

Obr. 11 Hlava válců, a) schéma hlavy; b) hlava válců ve dvou pohledech; c) těsnění hlavy válců



Zdroj: [32, 38, 81]

Při výrobě hlav válců se používají stejné materiály jako u výroby bloků válců, jsou to rovněž šedé litiny a hliníkové slitiny. Šedá litina představuje vyšší tuhost, pevnost, tepelnou stabilitu a nižší cenu. U motorů zatěžovaných většími silami se do hlavy válců vkládají sedla ventilů a vedení ventilů. Díky těmto skutečnostem se ve výrobě používají hliníkové slitiny a to i za situace kdy je blok válců vyroben ze šedé litiny. Al slitiny se většinou používají u hlav válců motorů vzduchem chlazených. Toto použití má však nevýhody, jimiž jsou vyšší tepelná roztažnost, vyšší pravděpodobnost deformace a více než dvojnásobná cena. [03, 04, 13]

Pro utěsnění spalovacího prostoru se používá těsnění hlavy válců, obrázek č. 11c. U rychloběžných dvoudobých motorů chlazených vzduchem se jako těsnění používají měděné nebo hliníkové plechy. U kapalinou chlazených motorů se vodní prostor utěšňuje silikonovými kroužky. Toto řešení se v některých případech používá i u motorů čtyřdobých chlazených vzduchem. U motorů čtyřdobých kapalinou chlazených je situace složitější. Je zde nutné utěsnit spalovací prostor, olejové kanály a vodní kanály. V minulosti se pro utěsnění hlavy válců používalo měkké těsnění tvořené azbestovým kartonem. Později se z azbestového kartonu přešlo na azbestová vlákna spojená organickými pojivy s grafitem. [03]

Rozdělení hlav válců podle vstřikování je vysvětleno v příloze č. 3.

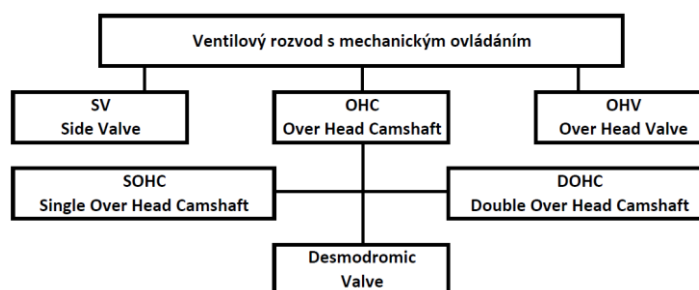
2.1.5 Rozvodové mechanismy

Rozvodové mechanismy čtyřdobých spalovacích motorů zajišťují výměnu náplně válce motoru, konkrétně výfuk spalin a nasátí čerstvé směsi nebo vzduchu. Důležitými aspekty na funkci rozvodového mechanismu jsou otevření a uzavření spalovacího prostoru ve vhodném časovém intervalu, odvod a přívod spalovacího média bez tlakových ztrát a bezporuchový provoz a díky vysokému tepelnému a mechanickému namáhání co nejmenší hlučnost celého mechanismu. Z hlediska konstrukce se dají rozlišit na rozvody ventilové a rozvody šoupátkové, v dnešních dobách nepoužívané. Dále je můžeme rozdělit podle způsobu ovládání otevření a uzavření ventilu na systém s mechanickým, hydraulickým nebo elektromagnetickým ovládáním. [09, 12, 13]

2.1.5.1 Ventilové rozvody s mechanickým ovládáním

Základní součástí ventilového rozvodu s mechanickým ovládáním je vačkový hřídel, jehož vačky zprostředkovávají pomocí přenosových členů otevírání a zavírání ventilů. Rozdělení ventilových rozvodů je na obrázek č. 12. [03, 19]

Obr. 12 Rozdělení ventilových rozvodů s mechanickým ovládáním



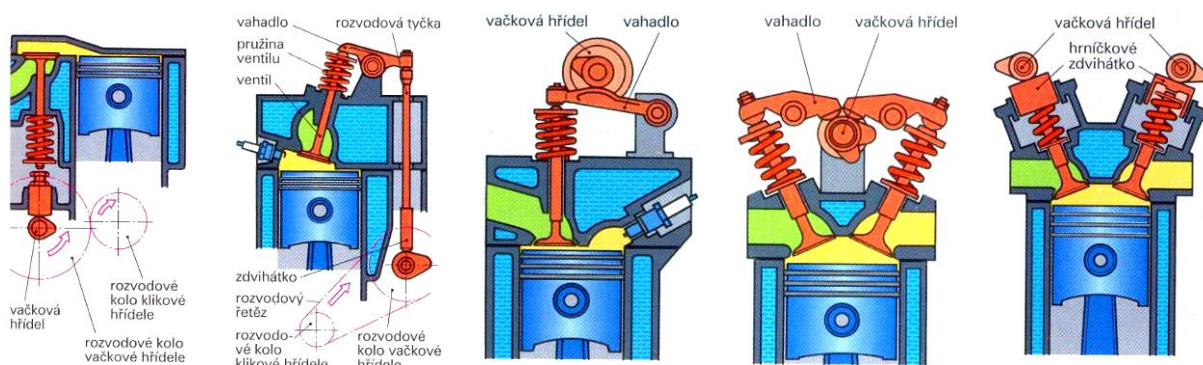
Zdroj: [09]

Nejstarším a již několik let nepoužívaným ventilovým rozvodem je rozvod SV, obrázek č. 13a. Tento rozvod má vačkový hřídel umístěný v horní části klikové skříně motoru. Sací a výfukový kanál spolu se sedly ventilů jsou vytvořeny v bloku motoru. Výhodami tohoto rozvodu je vysoká tuhost, nízká hlučnost, jednoduchost a malá hmotnost rozvodového mechanismu. Nevýhodou je nízká maximální hodnota kompresního poměru, obtížný odvod tepla díky velkému povrchu spalovacího prostoru a vysoká měrná spotřeba paliva. [09, 12]

V dnešní době méně používaným ventilovým rozvodem je rozvod OHV, obrázek č. 13b. Vačkový hřídel je umístěn do klikové skříně motoru, ale ventily jsou umístěny v hlavě válců a jsou ovládány vačkovým hřídelem přes zdvihátko, zvedací tyčku a vahadlo. Výhodou rozvodu OHV je vyšší kompresní poměr, větší hodnota hmotnostního naplnění válce motoru čerstvou směsí, racionálnější tvarování spalovacího prostoru díky umístění ventilů do hlavy válců, vyšší tepelná účinnost procesu a vyšší ekonomičnost provozu. Mezi nevýhody patří nižší tuhost rozvodu, větší setrvačná hmotnost pohybujících se prvků rozvodu a větší silové namáhání součástí rozvodu použitím silnějších pružin pro zajištění spolehlivosti. Tyto rozvody se používají u zážehových motorů s otáčkami do 5000 min^{-1} , ale také u vznětových motorů nákladních automobilů. [09, 13]

Motory s rozvodem IOE se jinak nazývají jako motory s „F“ hlavou. Tento rozvod lze považovat za kombinaci rozvodů SV a OHV. Sací ventily jsou umístěny v hlavě válců a jsou ovládány stejně jako u rozvodu OHV a výfukové ventily jsou umístěny v bloku válců a ovládají stejně jako u rozvodu SV. [03, 12]

Obr. 13 Schematické uspořádání jednotlivých ventilových rozvodů, a) SV; b) OHV; c) OHC; d) SOHC; e) DOHC



Zdroj: [64, 28, 65, 66, 67]

Nejrozšířenějším a nejpoužívanějším ústrojím v současné době je rozvod OHC, obrázek č. 13c, a jeho ekvivalenty SOHC a DOHC. Ventily i vačkový hřídel jsou navrženy v hlavě válců. K výhodám ústrojí OHC patří menší setrvačné hmoty, větší tuhost soustavy, větší zdvih a rychlost otevírání a zavírání ventilů, větší hmotnostní naplnění válce a vyšší výkon motoru. Tento rozvod také umožňuje použití většího počtu ventilů na válec. Pokud jeden vačkový hřídel ovládá skrze vahadla sací a výfukové ventily umístěné v jedné nebo ve dvou řadách, označuje se tento rozvod jako SOHC, obrázek č. 13d. Jestliže jsou použity dva vačkové

hřídele, z toho jeden pro sací a druhý pro výfukové ventily, označuje se jako DOHC, obrázek č. 13e. Podobným rozvodem, ale dnes už nepoužívaným, je rozvod CIH, kde ventily a vačkový hřídel jsou umístěny také v hlavě válců. Tento rozvod lze považovat za rozvod typu OHV bez zvedacích tyček umístěný v hlavě válců. [03, 09, 12]

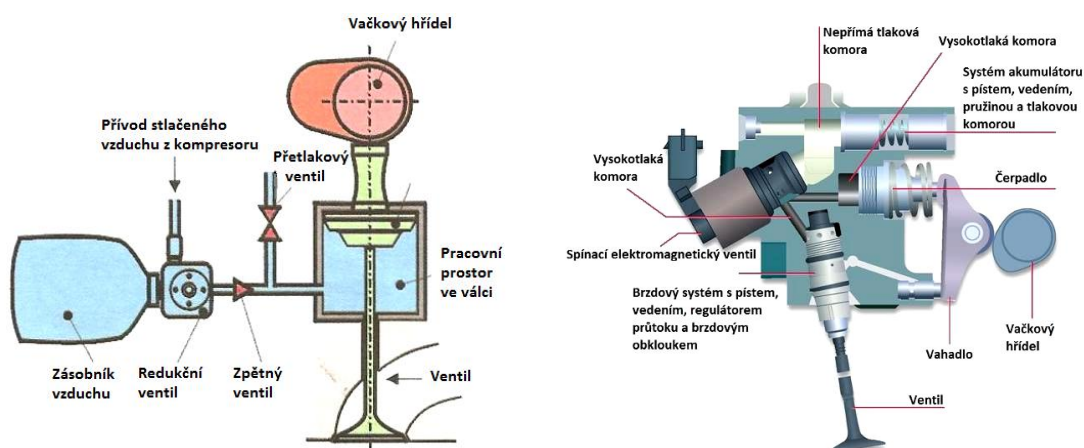
Desmodromický rozvod se používá u motocyklových motorů a motorů závodních vozidel díky spolehlivosti za velmi vysokých otáček až 18000 min^{-1} . Princip této technologie spočívá v otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů každou vačkou zvlášť. [09, 12]

U všech výše popsaných typů ventilových rozvodů se používají téměř stejné součásti s minimálními rozdíly: ventily, ventilové pružiny, zvedací tyčky, vahadla, zdvihátka, vačkové hřídele a ústrojí pohonu vačkového hřídele, příloha č. 4.

2.1.5.2 Ventilové rozvody mechanicko-pneumatické a mechanicko-hydraulické

Mechanicko-pneumatický rozvod je rozvod, kdy otevírání ventilů zajišťuje vačkový hřídel a zavírání ventilů zajišťuje stlačený vzduch, obrázek č. 14a. Tento systém umožňuje dosahovat vysokých otáček cca 20000 min^{-1} . Důvodem vzniku tohoto mechanismu bylo zrychlení uzavírání ventilů, což má příznivý vliv na plnění spalovacího prostoru. [09, 12]

Obr. 14 Speciální typy rozvodových mechanismů, a) mechanicko-pneumatický rozvod; b) mechanicko-hydraulický rozvod



Zdroj: [69, 55]

Ventil se uzavírá pomocí pístku připevněnému ke dříku. Pístek se pohybuje v pracovním válci spojeným s potrubím se zpětným ventilem a s přetlakovým ventilem. Ze zásobníku stlačeného vzduchu je přes redukční ventil přiváděn vzduch do pracovního válce. Ve fázi

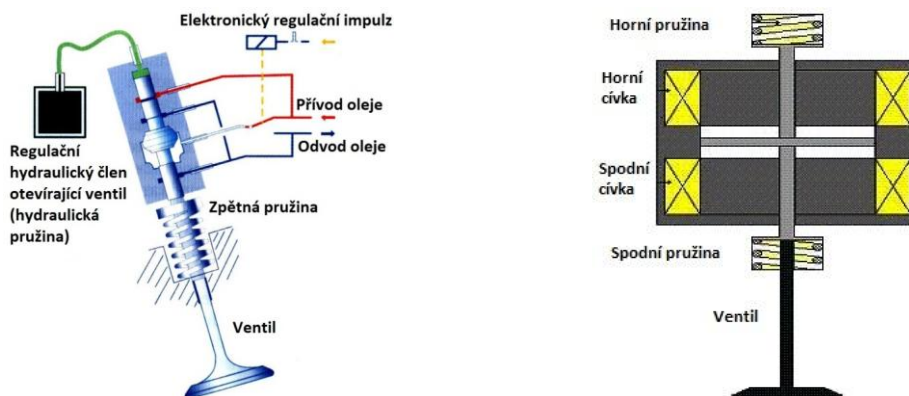
otevírání posouvá vačka ventil směrem dolů a vzduch se v pracovním válci stlačuje. Ve druhé fázi uzavírání vačka uvolňuje ventil a stlačený vzduch posouvá ventil směrem nahoru. Nevýhodou tohoto systému je potřeba zdroje stlačeného vzduchu. [09, 12]

Mechanicko-hydraulický systém (VVA) se používá pouze pro sací ventily, obrázek č. 14b. Pro výfukové ventily se používá systém DOHC. Mezi vačku a sací ventil je umístěn elektronicky ovládaný hydraulický systém, který umožňuje měnit dobu otevření ventilu a celý zdvih, zajišťovat regulaci průběhu a velikost zdvihu ventilu, zvyšovat výkon a točivý moment o 10-15 procent a o stejné procento snižovat spotřebu paliva. V současnosti se používá vylepšený systém s označením MultiAir, využívající pouze jeden vačkový hřídel na oba ventily. [09, 12]

2.1.5.3 Ventilové rozvody elektrohydraulické a elektromagnetické

Elektrohydraulický systém, obrázek č. 15a, nepoužívá vačkový hřídel. Sací i výfukové ventily jsou samostatně ovládané elektronicky řízeným elektrohydraulickým systémem. Největší výhodou jsou možnosti řízení zvyšující výkon a točivý moment, snížení spotřeby a emisí. [13]

Obr. 15 Speciální typy rozvodových mechanismů, a) elektrohydraulický rozvod; b) elektromagnetický rozvod



Zdroj: [59, 72]

Elektromagnetický rozvod, zkratkou EVA také nepoužívá vačkový hřídel. Pohyb sacích i výfukových ventilů je ovládán elektromagnety, obrázek č. 15b. Ventily jsou opatřeny pružinami a jsou ovládané elektromagnety působícími na jádro spojené s ventilem. Systém má široké možnosti nezávislého řízení, díky kterým lze řídit dobu otevření ventilů a jejich zdvih. Nevýhodou je nepřesné ustavení ventilů a velký elektrický příkon. [09, 13]

2.2 Metody měření výkonových parametrů

Základními veličinami pro měření spalovacích motorů je výkon a točivý moment. Metody pro měření výkonových parametrů v závislosti na otáčkách motoru jsou v praxi používány s různou přesností a náročností. Nejpoužívanější metody měření výkonových parametrů jsou rozděleny v tabulce 1. [03, 35]

Tab. 1 Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů

způsob zatížení	umístění motoru	výstup výkonu	princip měřícího zařízení	
STACIONÁRNÍ (STATICKÉ) <ul style="list-style-type: none"> • zatěžovacím momentem brzdy se udržují předvolené otáčky motoru (automobilové motory) • zvolí se zatěžovací moment brzdy nezávisle na otáčkách (motory s vlastní regulací) 	zkušební stanoviště	klikový hřídel nebo jiné srovnatelné místo	absorpční dynamometry: <ul style="list-style-type: none"> • elektromagnetické vířivé brzdy • hydraulické brzdy • mechanické frikční brzdy • vzduchové brzdy • tandemové brzdy 	
	ve vozidle (podle normy) v místě instalace	obvod hnacích kol (válcové zkušebny)	klikový hřídel nebo jiné srovnatelné místo	univerzální dynamometry: <ul style="list-style-type: none"> • elektrodynamické motor-generátory na stejnosměrný nebo střídavý proud
		vývodový hřídel (traktory)		
DYNAMICKÉ urychlování setrvačných hmot zvoleným točivým momentem	ve vozidle	obvod hnacích kol (válcové zkušebny)	měření úhlového zrychlení setrvačných hmot <ul style="list-style-type: none"> • přídavné setrvačníky na válcích 	
		klikový hřídel nebo jiné srovnatelné místo	měření úhlového zrychlení klikového hřídele samotného motoru tzv. volná akcelerace nebo s přídavnými setrvačnými hmotami při jízdě na určitý převodový stupeň apod.	
		přepočten výkonu na klikový hřídel	měření přímočarého zrychlení celého vozidla	

Zdroj: [11]

2.2.1 Měření výkonových parametrů při stacionárním zatížení na zkušebním stanovišti (dynamometru)

Způsobem jak zjistit výkonové parametry je měření přímo z klikového hřídele na zkušebním stanovišti. Signály získané tímto měřením jsou limitované podle norem, včetně korekcí průkazné a přesné. Pro zkoušení spalovacích motorů a následné zjišťování hodnot mechanického výkonu se nejčastěji využívají tzv. výkonové brzdy. Termín „brzda“ se v tomto odvětví používá z důvodu působení známého brzdného momentu proti neznámému momentu točivému. Radíme mezi ně brzdy elektromagnetické vířivé, hydraulické a univerzální (elektrodynamické motor-generátory, zejména asynchronní motor-generátor) s nejširším využitím při měření. [03, 34, 35]

Výkon motoru se při tomto způsobu zatěžování vypočte z rovnice (2.1).

$$P = M \cdot \omega \quad (2.1)$$

kde: P[kW].....výkon motoru
 M[N·m].....točivý moment motoru
 ω[rad·s⁻¹].....úhlová rychlost motoru

Nejčastěji se měří točivý moment s použitím deformačních členů. Měřící člen např. hřídel s kruhovým průřezem je namáhán krutem od působení momentu síly. Ten se po převodu na deformaci měří tenzometrickými snímači nebo snímačem výchylky. [03, 02]

Točivý moment pak vypočte z rovnice (2.2).

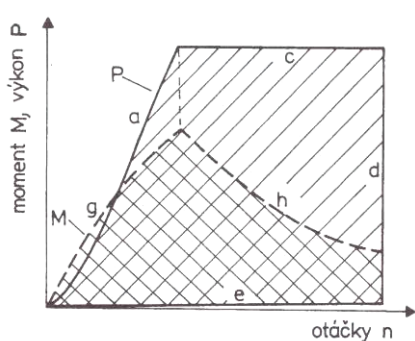
$$M = F \cdot r \quad (2.2)$$

kde: F[N·m].....síla namáhající tenzometrický snímač
 r[m].....rameno přes které síla působí

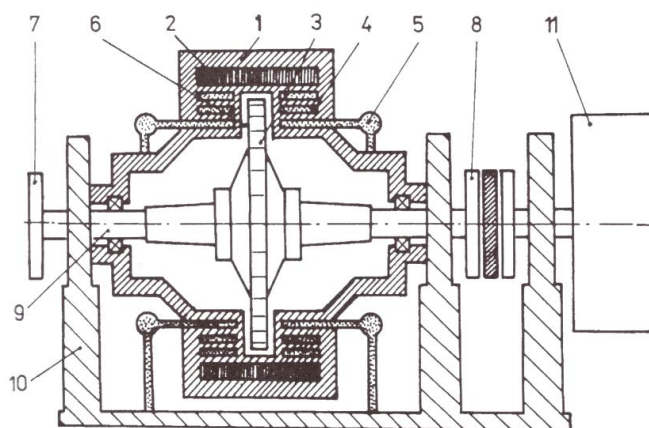
2.2.1.1 Elektromagnetická vířivá brzda

Elektromagnetická vířivá brzda má široký využitelný rozsah otáček. Točivý moment a otáčky moderních vířivých elektromagnetických brzd se nastavují elektronicky. Vhodné jsou pro měření v automatizovaném zkušebnictví. [02, 03, 17]

Obr. 16 Elektromagnetická vířivá brzda, a) brzdné pole; b) schematické znázornění



a - magnetická maximální výkonová křivka;
 c - přípustná absorpce výkonu;
 d - otáčkové omezení;
 e - minimální výkonová křivka
 g - příslušná magnetická momentová křivka
 h - přípustná absorpce momentu



1 - těleso brzd; 2 - budící ventil; 3 - pólový kotouč; 4 - chladičí komory;
 5 - vodní chlazení; 6 - vzduchová mezera; 7 - levá příruba;
 8 - pravá příruba; 9 - hřídel brzd; 10 - rám; 11 - měřené zařízení

Zdroj: [03]

Schéma brzdy je zobrazeno na obrázku č. 16b. Součástí výkyvně uloženého tělesa je pólóvý ozubený kotouč. Těleso obsahuje chladicí komory s vodou a budící vinutí. Magnetické pole, vzniklé na budícím vinutí při přítoku stejnosměrného proudu, je v oblasti zubů pólóvého kotouče statické a obíhá spolu s pólóvým kotoučem. Na stěnách chladicích komor se vytváří pole s pulsujícím charakterem o stejné frekvenci jako u otáčejících se zubů kola. Díky tomuto jevu se přímo ve stěnách komor tvoří vířivé proudy, které brzdí motor díky vznikajícímu magnetickému poli. Brzdné pole brzdy je znázorněno na obrázku č. 16a. Vznikající energie ve formě tepla je odváděna chladicími komorami. „*Magnetické silokřivky procházejí zuby pouze v axiálním směru, proto může být pólóvý kotouč poměrně úzký, čímž se v porovnání s jinými konstrukcemi získá malý moment setrvačnosti*“ [17]. Brzda se díky symetrické konstrukci může otáčet oběma směry. [02, 03, 17, 35]

2.2.1.2 Hydraulická brzda

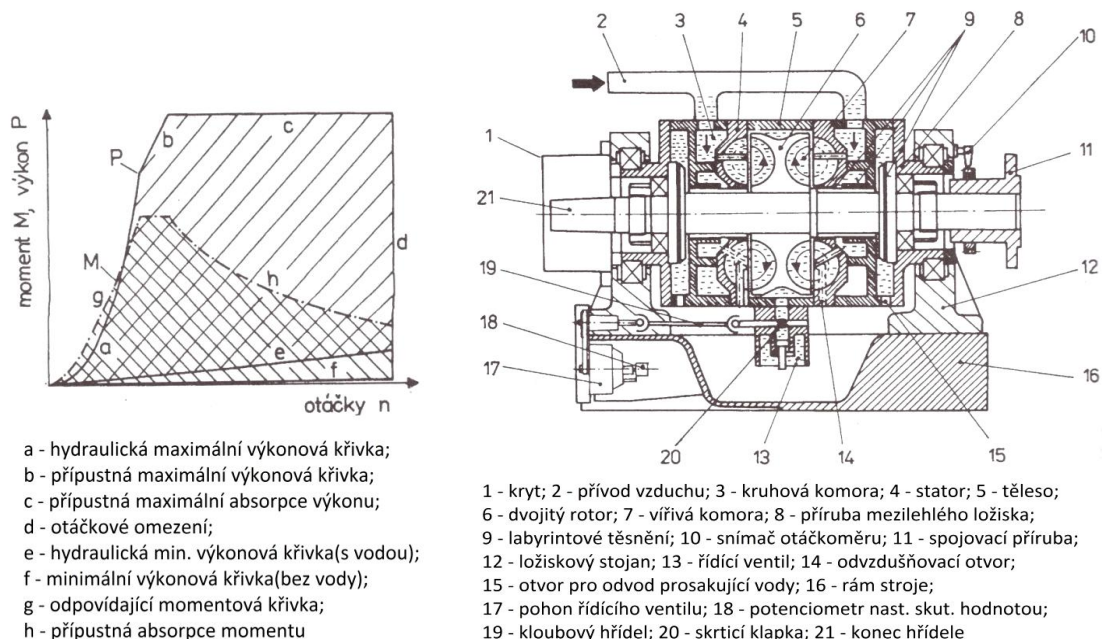
Funkce hydraulické brzdy spočívá v přeměně pohybové energie dodávané hnacím strojem na teplo díky vnitřnímu tření částic kapaliny u brzd hydraulických nebo plynu u brzd vzduchových. „*Točivý moment brzdy je úměrný čtverci otáček rotoru brzdy, protože síly vyvolané vnitřním třením - v podstatě aerodynamický odpor - jsou přibližně úměrné čtverci rychlosti proudění*“ [02, 34, 84].

Schéma brzdy je zobrazené na obrázku č. 17b. Kapalina v brzdě sloužící jako pracovní médium a také jako chladicí prostředek se skrze přívod rovnoměrně separuje do kruhových komor. Toto médium dále proudí dírami ve statorových lopatkách do vířivých komor. V těchto komorách se díky rotoru víří voda, která se mění v tepelnou energii. Točivý moment odebíraný brzdou je při neměnných otáčkách závislý na fázi naplnění vířivých komor. Servoventil, na který je závislé plnění komor, se nachází na tělese brzdy a je ovládán motorkem. Horká voda vytéká po anulování energie z vířivých komor skrze obě kruhové mezery mezi dvojitým rotorem a statorem a dále přes servoventil odtéká do odpadu. [03, 35]

Na výkyvné těleso brzdy jsou namontovány oba statory, do kterých ve fázi přeměny energie přenáší voda točivý moment z dvojitého rotoru. Toto těleso je pákou opíráno o zařízení pro měření síly. Těmi jsou mechanické váhy, elektrický nebo pneumatický siloměr. Bezdotkový otáčkoměr měří rychlost otáček. Indikace hodnot točivého momentu a počtu otáček je

zprostředkována analogovými nebo digitálními přístroji. Brzdné pole hydraulické brzdy je na obrázku č. 17a. [17, 35, 87]

Obr. 17 Hydraulická brzda, a) brzdné pole; b) schematické znázornění

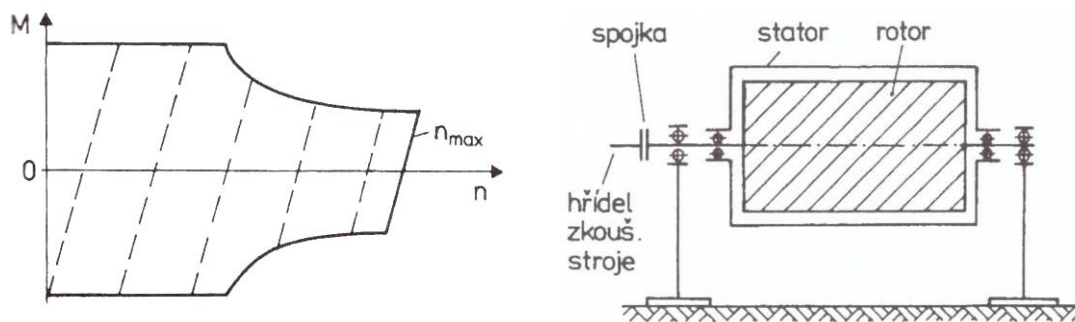


Zdroj: [02]

2.2.1.3 Elektrodyynamická brzda

Tento typ brzdy je na obrázku č. 18b, v zásadě je to elektrický stroj, pracující jako elektrický generátor nebo elektromotor s výkyvně uloženým státorem. Toto výkyvné uložení má dvě hlavní možnosti. „Bud' je stator zavěšen v ložiskách hřídele rotoru a hřídel rotoru v pevných ložiskách, nebo je stator výkyvně uložen v pevných ložiskách, uložených ve statoru". [03, 17]

Obr. 18 Elektrodyynamická brzda, a) momentová charakteristika; b) schéma uložení



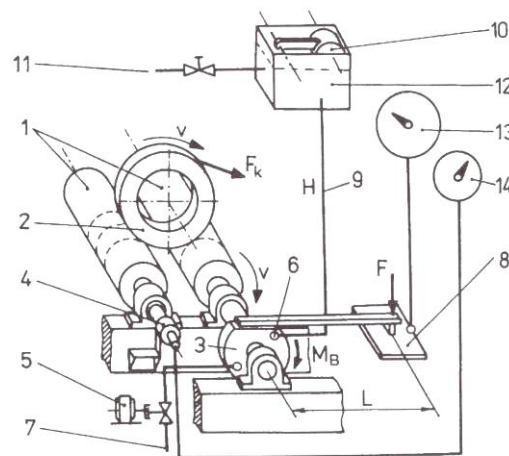
Zdroj: [02, 03]

K výhodám elektrických strojů patří možnost jejich využití i ve funkci motorů. Tyto přístroje se nejčastěji používají k homologačnímu měření transienčních cyklů, u kterých lze měnit zatížení a otáčky s frekvencí 10 Hz. Momentová charakteristika dynamometru je na obrázku č. 18a. [02, 17, 35]

2.2.2 Měření výkonových parametrů při stacionárním zatížení na válcové zkušebně

Tato metoda měření se v nejčastějších případech realizuje na výkonových válcových zkušebnách, obrázek č. 19a, zpravidla vybavených řízeným dynamometrem. „Základním rozdílem oproti způsobu měření na zkušebním stanovišti je skutečnost, že s téměř srovnatelnou přesností, lze na válcových výkonových zkušebnách měřit pouze výkon na obvodu hnacích kol, který bývá výrazně nižší než užitečný výkon na klikovém hřídeli“ [03]. Schéma válcové zkušebny je na obrázku č. 19b. Vozidlo, které je při měření umístěno na válcích, přenáší energii převodovým a jízdním ústrojím, jejichž vlivem dochází k transformaci rychlosti, momentu a síly a k akumulaci a disipaci kinetické a potenciální energie. [02, 39]

Obr. 19 Válcová zkušebna, a) moderní zkušebna; b) schéma



- 1 - zkušební válec; 2 - vozidlové kolo; 3 - brzda; 4 - tachodynamo;
5 - servomotor; 6 - přívod vody; 7 - odvod vody; 8 - plošina vody;
9 - spád; 10 - plovák; 11 - vodovod; 12 - nádrž s vodou;
13 - siloměr; 14 - rychloměr

Zdroj: [45, 02]

Při stacionárním zkoušení motorových vozidel na válcové výkonové zkušebně se využívá základního principu reciprocity spočívajícího v tom, že „vozovka“ se pohybuje a zkoušené vozidlo stojí. Touto pohybující „vozovkou“ jsou rotující válce, na kterých jsou umístěny hnací

kola vozidla. „Tyto zkušebny zaručují nejen reprodukovatelné zkušební podmínky a poskytují reprodukovatelné měřené hodnoty, ale mohou simulovat i různé jízdní stavy podle skutečných jízdních zkoušek“ [03]. Tento způsob měření umožňuje dodržení konstantních klimatických podmínek, kterými jsou teplota okolí, rychlost větru, tlak a vlhkost vzduchu, a konstantních provozních podmínek, jimiž je vyloučení vlivu okolní dopravy, vlivu subjektivních pocitů zkušebního řidiče a vlivu stoupání. [02, 35, 85]

Automobil je při měření hnacího výkonu umístěn na stanovišti a jeho hnací kola se otáčejí na dvou válcích o průměru 300 - 400 mm. Jeden z válců je připojen k hydraulické, vířivé nebo elektrické brzdě s možností regulace brzdícího účinku. Rotační část brzdy (rotor) je spojena s prvním válcem a pevná část brzdy (stator) je uložena výkyvně. Díky přenosu výkonu dodávaného motorem automobilu se na obvodě kol vozidla vytváří hnací síla F_k , která je přenášena na zkušební válce, které se díky tomuto valivému tření začnou otáčet. Spuštěním brzdy vznikne brzdňý moment M_v , díky kterému vznikne reakční moment opačného smyslu. Reakční moment má stejnou hodnotu jako je hodnota brzdňého momentu, takže je možné z reakčního momentu určit i hnací sílu na obvodě hnacích kol vozidla. [02, 03, 39]

Rovnováha momentů vzhledem k ose otáčení kola se vypočte z rovnice (2.3).

$$M_k - F_k \cdot r_d - M_f = 0 \quad (2.3)$$

kde: M_k[N·m]..... hnací moment na kolech
 F_k[N]..... hnací síla na obvodě kol
 r_d[m]..... poloměr hnacího kola
 M_f[N·m]..... moment valivého odporu při odvalování kol

Rovnováha momentů vzhledem k ose měřicích válců, rovnice (2.4).

$$M_v - F_k \cdot r_d - M_f = 0 \quad (2.4)$$

kde: M_v[N·m]..... moment na válci, vyjadřující brzdňý moment, tření v ložiscích a odpor vzduchu

Z momentové rovnice kola lze sestavit rovnici velikosti hnací síly (2.5).

$$F_k = \frac{M_k - M_f}{r_d} \quad (2.5)$$

Tento vztah se dosadí do rovnice (2.4) a vznikne rovnice momentu na měřícím válci (2.6).

$$M_v = M_k \cdot \frac{r_v}{r_d} - \left(1 + \frac{r_v}{r_d}\right) M_f \quad (2.6)$$

kde: r_v[m].....poloměr válce

Rovnice pro hnací výkon (2.7).

$$P_k = F_k \cdot v_o \quad (2.7)$$

kde: P_k[kW].....hnací výkon
 v_o[km·h⁻¹].....obvodová rychlost měřícího válce

2.2.3 Měření výkonových parametrů při dynamickém zatížení

Měření výkonových parametrů při dynamickém zatížení probíhá při dynamických režimech motoru a to konkrétně při zrychlování (akcelerace) a zpomalování (decelerace) otáček. Setrvačné síly všech hmot motoru jsou prostředkem zatěžující motor. Palivový pedál je řídicím orgánem motoru a určuje celkovou zatíženost motoru. „*Jinak řečeno, při plné dodávce paliva je zatížení motoru maximální bez ohledu na to, zda urychlujeme setrvačné hmoty samotného motoru (tzv. volná akcelerace) nebo urychlujeme všechny setrvačné hmoty vozidla, např. při jízdě na nejvyšší převodový stupeň*“ [03]. S jediným rozdílem, že hodnota velikosti úhlového zrychlení klikového hřídele je nepřímo úměrná hodnotě velikosti setrvačných hmot. Tento děj se v praxi projevuje dobou, po kterou motor akceleruje jinak řečeno je plně zatížen. [03, 16, 58]

Za situace jízdy po vozovce a zařazeného nejvyššího převodového stupně se hodnota úhlového zrychlení pohybuje kolem (10 - 50 rad·s⁻²) a doba akcelerace je několik minut. Ve srovnání s jinou situací kdy při volné akceleraci samotného motoru je hodnota úhlového zrychlení klikového hřídele relativně vysoká cca (200 - 700 rad·s⁻²) a doba akcelerace trvá pouhých pár sekund. [02, 18]

Válcové zkušebny se mohou využívat pro měření výkonových parametrů mnoha druhů vozidel od osobních a nákladních vozidel přes motorčky až po autobusy a traktory, obrázek č. 20. [02, 18]

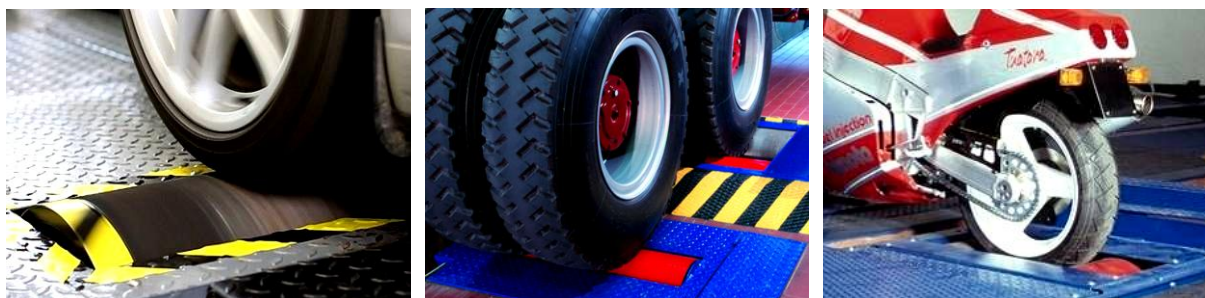
Výkon se vypočte podle vztahu (2.1), ale točivý moment se zjišťuje pomocí rovnice (2.8).

$$M = I \cdot \varepsilon \quad (2.8)$$

kde: I[kg·m²].....moment setrvačnosti motoru redukováný na klikový hřídel motoru
 ε[rad·s⁻²].....úhlové zrychlení setrvačných hmot

Dynamická charakteristika se dá vytvořit z průběhů výkonu a točivého momentu závislého na otáčkách motoru. Tato charakteristika svým průběhem sice připomíná vnější otáčkovou charakteristiku naměřenou staticky na zkušebním stanovišti, ale nelze ji s ní srovnávat. „Obecně lze charakterizovat dynamický proces tím, že spalování je při něm v rámci každého pracovního cyklu připravováno pro jiné podmínky dané jinými otáčkami motoru, než při kterých potom spalování skutečně probíhá“ [02, 03, 58].

Obr. 20 Využitelnost válcových zkušeben



Zdroj: [46, 43, 77]

Setrvačnost pracovního cyklu zapříčiňuje u klasických atmosférických motorů se stálou délkou sání tzv. fázový posun charakteristik. Při nižších otáčkách (vyšší objemové účinnosti), motor nasává vzduch a palivo, zatímco vyšším otáčkám (nižší objemové účinnosti) náleží střední hodnota zrychlení a tedy i momentu a výkonu. Tyto fázové posuny se projevují u motorů s vysokou hodnotou úhlového zrychlení klikového hřídele větší než (700 rad·s⁻²) a především u starších rychloběžných zážehových motorů s karburátorem, které mají relativně malý moment setrvačnosti [03, 15, 83].

Dynamické pracovní režimy převažují zejména u vozidlových motorů. V současnosti jsou stále a relativně často preferovány charakteristiky statické. Tyto charakteristiky se používají především při posuzování vozidla, jedoucím konstantní rychlostí, například v dálničním provozu. Dynamické charakteristiky motoru, na kterých je závislá doba akcelerace mezi

jednotlivými rychlostmi (např. 40 - 100 km·h⁻¹), hmotnost vozidla a způsob volby rychlostních stupňů se v neposlední řadě využívají především z bezpečnostního hlediska při předjíždění a plynulosti provozu. [03, 15, 84]

2.2.3.1 Měření na válcové zkušebně

U této metody měření výkonových parametrů se používá tzv. setrvačnickové válcové zařízení zapuštěné v podlaze. Toto zařízení se u vozidel původně používalo k testování vlastností přístrojů a rotačních součástí vozidla, rychloměrů, termostatů, spojek, kardanů a také k lokalizaci hluků. Principem jsou dva otočné válce, poháněné koly zkoumaného vozidla. V akceleračním režimu se pro měření točivého momentu a výkonu na obvodu kol zvyšuje hmotnost otočných válců přidávanými setrvačníky. *„Aby provozní podmínky byly co nejvíce podobné podmínkám na silnici, měly by setrvačné hmoty zkušebny odpovídat setrvačným hmotám vozidla, což je v praxi možné splnit pouze částečně, např. kombinovaným zapojováním několika setrvačnicků“* [03]. U tohoto typu zkušeben se výkonové parametry měří pomocí tzv. momentového převodu, zapojeného buďto mezi jeden válec a hnaný setrvačnick, nebo na stejném místě vloženého torzního dynamometru. [02, 03, 58]

2.2.3.2 Měření při volné akceleraci motoru

Od samotného počátku diagnostiky motorů existuje metoda, která se nazývá volná akcelerace a probíhá vně nezátíženého motoru. Tato metoda byla pouze subjektivní do té doby, dokud se dostatečně nerozvinula digitální elektronika a výpočetní technika, jimiž lze monitorovat a vyhodnocovat velmi rychlé a proměnné dynamické děje. Tímto se metoda stala seriózní a objektivní. Volná akcelerace je jednou z přesnějších metod a to zejména z fyzikálních a metrologických hledisek. Disponuje vysokou opakovatelností, protože není ovlivňována vlastními ztrátami a hysterezí, se kterými se u statického měření dynamometrem musí počítat. *„Přesnost měření úhlového zrychlení, které je u tohoto způsobu principální, je závislé výlučně na přesnosti měření času, resp. době, za kterou se klikový hřídel pootočí o konstantní úhel“* [03]. Složitějším problémem je zjišťování hodnoty momentu setrvačnosti všech pohybujících se hmot motoru redukováných na klikový hřídel, jako je pístní skupina, kliková skupina, rozvodové mechanismy a příslušenství (alternátor, ventilátor, kompresor klimatizace a olejové čerpadlo) spojené na pevně s klikovým hřídelem. [03, 11, 58]

Další záležitostí jsou motory s poměrně delší stabilizací parametrů plnicího vzduchu, jimiž jsou zejména turbodmychadlem přepřňované motory a motory s proměnlivým sáním. „Přepřňování, resp. jeho průběh je tedy závislé na množství a teplotě výfukových plynů, čili na otáčkách motoru, jeho zatížení, délce cesty výfukových plynů k vlastnímu turbodmychadlu a jeho setrvačných hmotách“ [03]. Starší konstrukce turbodmychadel mají poměrně velké zpoždění a přepřňování nastává až ve vysokých otáčkách a velkých zatíženích, kdežto u novějších konstrukcí je přepřňování posunuto do nižších otáček a nižšího zatížení, což je dosaženo např. regulací tlaku plnicího vzduchu závislého na otáčkách a předimenzováním dmychadla. U nejmodernějších typů používaných turbodmychadel, které využívají proměnlivosti geometrie lopatek, je zpoždění při akceleraci v provozu téměř nezjistitelné, ale i za těchto okolností tlaky plnicího vzduchu nedosahují při volné akceleraci standardních hodnot. [03, 11, 15]

2.2.3.3 Měření při přímočarém zrychlení celého vozidla

S rozvojem elektroniky se začaly modernizovat akcelerační metody, které jsou relativně dostatečné a ekonomicky nenáročné. Dochází však ke komplikacím při měření přepřňovaných a elektronicky ovládaných motorů. Objevila se možnost měření akcelerace pomocí přímočarého zrychlení vozidla. [01]

Dnes nejpoužívanější metodou jak měřit přímočaré zrychlení je technologie GPS, která určuje polohu vozidla kdekoli na Zemi pomocí družicového signálu. Ve vesmíru se volně pohybuje až 24 aktivních družic, které obíhají ve výšce 20 350 km nad Zemí v šesti oběžných drahách. Na jedné oběžné dráze se pohybuje čtyři až pět družic. Z jednoho místa na Zemi je možné přijímat signály ze 6 až 12 družic. Určování polohy se nazývá trilaterace. Samotný GPS přístroj nic nevysílá, je pouze přijímačem. „Přístroj přijímá signál z jednotlivých družic, které vidí na obloze spolu s navigační zprávou obsahující parametry dráhy družice a další užitečné informace pro určení polohy a sledování stavu systému“ [01]. Minimálně ze tří družic se z příjmu signálu vypočítává poloha a ze čtyř družic výška. Celou tuto situaci si lze snadno představit prostorovým promítáním. Vzdálenosti mezi přijímačem GPS a viditelnými družicemi se určují na základě časů odeslání a příjmu signálu. Proto družice musí být vybaveny vysoce přesnými atomovými hodinami, aby chyby v řádech milióntiny vteřiny nemohly způsobit až stametrové odchylky. [01, 15]

3 Cíl práce

Obecným cílem práce je popsat metody měření výkonových parametrů vznětových motorů a na zvoleném spalovacím motoru (vozidle) provést porovnání vybraných metod měření.

Obecného cíle bude dosaženo prostřednictvím dílčích cílů:

- měření výkonových parametrů spalovacího motoru dynamometrem,
- měření výkonových parametrů spalovacího motoru metodou volné akcelerace,
- měření výkonových parametrů spalovacího motoru metodou volné akcelerace se zátěží,
- měření výkonových parametrů spalovacího motoru metodou GPS,
- porovnání metod měření mezi sebou.

4 Metodika práce

V této části jsou vysvětleny postupy všech čtyř metod měření výkonových parametrů. U každé použité metody je uveden postup a popis použitých přístrojů a zařízení. Zvolenými metodami jsou: měření výkonových parametrů motoru dynamometrem, metodou volné akcelerace, metodou volné akcelerace se zátěží a metodou GPS.

4.1 Měření výkonových parametrů motoru dynamometrem

Měření bylo prováděno na dynamometru určeném pro traktory na katedře jakosti a spolehlivosti strojů v budově dílen Technické fakulty České zemědělské univerzity v Praze. V roce 2015 proběhla rozsáhlá rekonstrukce a modernizace dílen. Byl pořízen mimo jiné i nový dynamometr typ LPS ZW 500 se dvěma brzdami na principu vířivých proudů od společnosti MAHA Consulting s.r.o. se sídlem v Praze. Laboratorní zkoušky vedly změřením jmenovité otáčkové charakteristiky k přesnému stanovení základních parametrů motoru, jako jsou točivý moment, výkon a otáčky vývodového hřídele.

Před započítím měření je bezpodmínečně nutné zkontrolovat technický stav vozidla, aby splňovalo podmínky, důležité pro správné měření výsledků a natankovat odpovídající palivo, určené výrobcem. Samozřejmostí je dodržování správných technologických pokynů a bezpečnostních opatření. Nad konec výfukového potrubí se umístí hubice odsávacího zařízení a systém se spustí. Poté se nastartuje motor traktoru a nechá se zahřát na provozní teplotu, při které bude prováděno měření. Následující fází je nutné zapojit dynamometr za traktor, obrázek č. 21a, a pomocí stavěcích kolíků jej upevnit k zemi. Traktor se připojí přes vývodový hřídel k dynamometru pomocí kardanového hřídele, obrázek č. 21b. Dynamometr by měl být připojen k elektrické energii a rádiový modul k počítači. Nakonec se spustí příslušný software k ovládní dynamometru a měření je připravené.

Obr. 21 Metoda měření dynamometrem, a) traktor spojený s dynamometrem; b) kardanový hřídel



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Měření otáčkové charakteristiky probíhá staticky, při ustálených režimech. Měří se přes vývodový hřídel traktoru, při plné dodávce paliva. Převodový poměr otáček motoru na vývodový hřídel se nastaví pomocí hodnoty otáček motoru ve volnoběžných otáčkách (730 min^{-1}). Tuto charakteristiku tvoří více než 10 bodů charakterizovaných točivým momentem, výkonem a otáčkami motoru, na které je zatěžován. Po dosažení jednotlivého bodu proběhne v první řadě ustálení parametrů motoru a poté se naměřená data zaznamenají do počítače. Tímto způsobem se postupuje u každého následujícího bodu. Celá zkouška probíhá zcela automaticky.

Konstrukční řešení mobilního dynamometru je na obrázku č. 22. Dynamometr se upevní na brzděný přívěsný vozík, má transportní oka pro manipulaci jeřábem a je vybaven prostorem pro uložení kardanového hřídele. Díky těmto vlastnostem disponuje vysokou mobilitou.

Tab. 2 Základní technické parametry dynamometru

Parametr	Jednotky	Hodnota
Měřicí systém	-	DMS-technika
Brzdy vířivými proudy / max. výkon	kW	500
Max. otáčky	min^{-1}	2500
Max. kroutící moment	Nm	6,600
Klínový profil hřídele	-	1 3/4" 6-ti dílný

Zdroj: [52]

Dynamometr LPS ZW 500 má širokou škálu možností měření. Technické parametry dynamometru jsou zobrazeny v tabulce č. 2. Ovládání dynamometru a přenos dat na pult nebo do počítače se provádí pomocí rádiového modulu. Dynamometr je poháněn přes kardanový hřídel od vývodového hřídele traktoru. Nabízí využití pro měření výkonu při konstantních otáčkách pomocí automatické regulace otáček, měření výkonu při konstantním točivém momentu pomocí automatické regulace točivého momentu, měření otáček kardanu a motoru, měření kompenzace ztrátového výkonu vířivé brzdy v závislosti na otáčkách a diskretní měření při zadání parametrů: počáteční a konečné otáčky, krok a doba zastavení. Je vybaven konektorem pro připojení zařízení pro měření spotřeby (litry/hodina). [52]

Obr. 22 Dynamometr LPS ZW 500



Zdroj: [78]

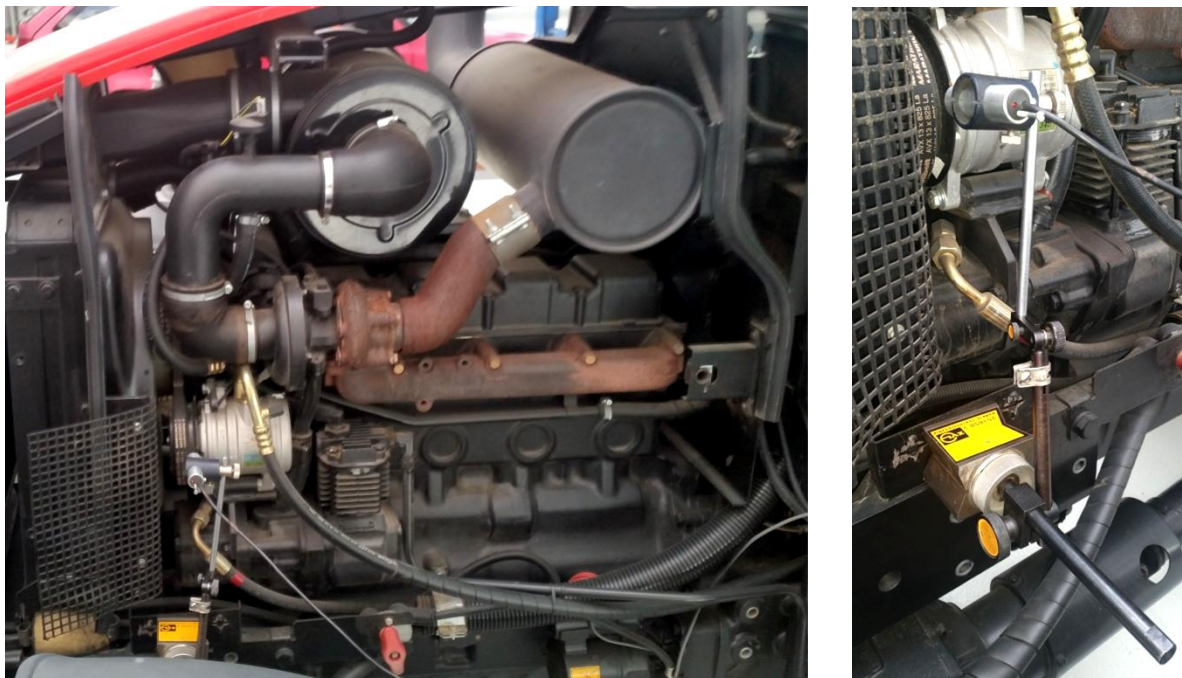
4.2 Měření výkonových parametrů motoru metodou volné akcelerace

Toto měření probíhalo opět v budově dílen Technické fakulty ČZU a to pomocí snímače otáček, konkrétně optického čidla s měřicí ústřednou. Stejně jako u zkoušky předchozí je bezpodmínečně nutné zkontrolovat technický stav vozidla a dodržovat bezpečnost, spustit systém odsávání, nastartovat motor a ohřát jej na provozní teplotu.

Na předem určené místo na motoru se přes magnet připevní sestava upínacích tyček pro instalaci optického čidla, obrázek č. 23a. Hlavičku optického čidla je důležité umístit v dostatečné blízkosti řemenice čerpadla klimatizace, obrázek č. 23b. Na řemenici se nalepí bílá samolepka, sloužící jako kontrastní značka, která umožňuje senzoru rozpoznání signálu. Čidlo čte správně signál z řemenice, pokud viditelně bliká dioda umístěná na jeho zadní

straně. Toto čidlo se kabelem propojí s měřicí ústřednou a přes rozhraní USB s počítačem, který spuštěním příslušného programu jednotlivé signály z čidla zaznamenává.

**Obr. 23 Metoda volné akcelerace, a) motor s připevněným optickým čidlem;
b) umístění čidla k řemenici čerpadla klimatizace**



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Vlastní měření začíná sešlápnutím akceleračního pedálu pro dosažení přeběhových otáček motoru a následným uvolněním pedálu pro dosažení otáček volnoběžných. Tento základní postup musí být opakován několikrát z důvodu možných chyb měřicích přístrojů. Čidlo s měřicí ústřednou vyhodnocuje jednotlivé signály z měření a ukládá je do paměti počítače. Měření je možné ukončit při dostatečném počtu opakování pro vyhodnocení.

Snímané impulzy odpovídají otáčkám čerpadla klimatizace. K určení otáček motoru je nutné dopočítat převodový poměr otáček klikového hřídele a otáček čerpadla klimatizace ve volnoběžných otáčkách. Pro správné vyhodnocení výsledků měření se musí dopočítat hlavní důležité parametry, kterými jsou: úhlová rychlost, úhlové zrychlení, výkon a točivý moment motoru.

Převodový poměr klikového hřídele a čerpadla klimatizace se vypočte podle rovnice (2.9)

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (2.9)$$

kde: i[-].....převodový poměr
 n_2[min⁻¹].....otáčky čerpadla klimatizace
 n_1[min⁻¹].....otáčky klikového hřídele

Úhlová rychlost se ze snímaných impulzů vypočte podle rovnice (2.10).

$$\omega_j = \frac{4 \cdot \pi}{t_j + t_{j+1}} \quad (2.10)$$

kde: ω_j[rad·s⁻¹].....střední úhlová rychlost klikového hřídele motoru v
rozmezí j-té a j plus první otáčky
 t_j[s].....doba trvání j-té otáčky klikového
hřídele motoru
 t_{j+1}[s].....doba trvání j plus první otáčky klikového
hřídele motoru

Úhlové zrychlení se ze snímaných impulzů vypočte podle rovnice (2.11).

$$\varepsilon_j = \frac{\frac{1}{t_{j+1}} - \frac{1}{t_j}}{t_j + t_{j+1}} \quad (2.11)$$

kde: ε_j[rad·s⁻²].....úhlové zrychlení klikového hřídele motoru
při úhlové rychlosti v j

Na základě vypočtených hodnot úhlové rychlosti a úhlového zrychlení lze dopočítat točivý moment motoru z rovnice (2.8) a výkon motoru z rovnice (2.1).

Obr. 24 Měřicí přístroje, a) optický snímač otáček; b) měřicí ústředna



Zdroj: [Vlastní zpracování, 16]

Optický snímač, obrázek č. 24a, slouží jako přístroj pro bezkontaktní měření otáček. Jeho funkce vychází z principu změny světla dopadajícího na snímač. Výstupem optického snímače-čidla jsou signály charakterizující otáčky, na jejichž základě lze dopočítat otáčky motoru, výkon, točivý moment a ostatní potřebné parametry. [16]

Tento snímač otáček se připojí do konektoru s označením O1 na zadním panelu měřicí ústředny, obrázek č. 24b. K této ústředně lze připojit až čtyři snímače otáček a také až čtyři snímače točivého momentu. Pokud se použije pouze jeden snímač, ostatní konektory mohou zůstat nezapojeny. Je důležité jednotlivé kanály připojit ke vstupům se stejným číslem, jinak by mohlo dojít ke znehodnocení naměřených dat. Konektory pro snímače otáček jsou odlišné od konektorů pro snímače točivého momentu a není možné zaměnit. [16]

4.3 Měření výkonových parametrů motoru metodou volné akcelerace se zátěží

U tohoto měření bylo použito stejné optické čidlo a měřicí ústředna. Měření probíhalo venku za budovou dílen Technické fakulty ČZU. Před touto zkouškou se také kontroluje technický stav vozidla a dodržují pokyny bezpečnosti práce. Rozdíl je však v tom, že se na vývodový hřídel traktoru připojí zátěž přes kardanový hřídel, obrázek č. 25. Tuto zátěž představuje připojený bubnový žací stroj. Toto zařízení propůjčila Katedra Zemědělských Strojů. Před měřením je samozřejmě nutné opět nastartovat motor, aby se ohřál na provozní teplotu a

zvednout žací stroj do optimální výšky, která nebrání pohybu jeho rotačních částí. Postup celého měření a vyhodnocení výsledků jsou stejné jako u měření předchozího.

Obr. 25 Traktor spojený s bubnovým žacím strojem



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Tab. 3 Technické parametry bubnového rotačního žacího stroje

Parametr	Jednotky	Hodnota
Pracovní záběr	m	1.84
Otáčky vývodového hřídele	min ⁻¹	540
Šířka stroje	mm	3450
Tažný prostředek min.	kW/k	45/60
Závěs	-	I. - II. Kategorie
Odlehčení pružinami	-	Ano
Výška stroje	mm	1150
Počet bubnů	ks	2
Výkonnost max.	ha/h	2.5
Nárazová pojistka	-	Ano
Hmotnost	kg	650
Nože na bubnu	ks	3
Lamač	-	Ano
Délka stroje	mm	1900

Zdroj: [23]

Obr. 26 Bubnový rotační žací stroj, a) pohled na pohybové ústrojí; b) pohled ze spodu



Zdroj: [Vlastní zpracování, 57]

Při měření byl použit bubnový žací stroj typ ŽTR-186 od firmy Agrostroj Pelhřimov, a.s. Tato společnost je největším univerzálním kooperantem v Evropě a největším výrobcem zemědělských strojů v České republice. Technické parametry použitého stroje jsou v tabulce č. 3. Tento bubnový rotační žací stroj, obrázek č. 26a, se vyznačuje robustní konstrukcí se systémem účinného nadlehčování žacího ústrojí. Převodové mechanismy žacího ústrojí jsou sestaveny na bázi unikátního spirálového ozubení. Klínové řemeny slouží k přenosu energie do skříně žacího ústrojí a jsou automaticky napínané, což významně prodlužuje jejich životnost a snižuje nároky na obsluhu. Nadměrnému přetížení převodového mechanismu při změně otáček a při vypnutí stroje zamezuje volnoběžná spojka v kloubovém hřídeli. Bubny, obrázek č. 26b, dosahují při práci značných otáček, a proto se při výrobě u všech rotačních žacích strojů vyvažují. [23]

4.4 Měření výkonových parametrů motoru metodou GPS

Toto měření vychází z metodiky dynamického měření výkonových parametrů silničních prostředků, ale vzhledem k technickým a provozním vlastnostem traktorů se do jisté míry zjednodušuje.

Před samotným měřením je důležité zkontrolovat technický stav vozidla a stav hladiny paliva. Motor traktoru se nechá po nastartování postupně zahřát na provozní teplotu, při které bude možné měření provést. Dalším krokem je umístění přijímače GPS na střechu

traktoru pro získání bezproblémového spojení a přijímání satelitního signálu, obrázek č. 27b, následuje propojení GPS přijímače s počítačem a spuštění příslušného softwaru pro měření. Nakonec se traktor doveze na začátek měřeného úseku, obrázek č. 27a, a měření je připravené.

Obr. 27 Metoda GPS, a) traktor na měřeném úseku; b) umístění GPS přijímače na karoserii



Zdroj: [Vlastní zpracování]

K samotnému měření se využívá GPS přijímače, který snímá polohu traktoru pomocí GPS se snímací frekvencí 5 Hz. Měření bylo provedeno na rovném úseku komunikace, na niž byl traktor schopen, při požadovaném zařazeném převodovém stupni za bezvětřných podmínek, akcelarovat z volnoběžných otáček do otáček přeběhových. V průběhu tohoto měření GPS přijímač a počítačový software vyhodnocoval průběh rychlosti a zrychlení, které je přímo úměrné točivému momentu motoru. Vzhledem k tomu, že měření proběhlo na komunikaci, kde byly během akcelerace překonávány jízdní odpory, jako je odpor vzduchu, valivý odpor, odpor při stoupání, mechanický odpor, odpor setrvačných hmot a odpor zrychlení. V našem případě lze jednotlivé odpory (odpor stoupání, vzduchu, mechanický a valivý), vzhledem k dosažené rychlosti, rovné vozovky a žádnému větru, považovat za konstantní. Zbýlými odpory jsou odpor zrychlení a odpor setrvačných hmot, které vyjadřují průběh výkonových parametrů průběhem zrychlení. Průběh výkonových parametrů lze tedy definovat jako průběh podélného zrychlení traktoru násobený konstantou, která zahrnuje jízdní odpory.

Točivý moment se tedy vypočte z rovnice (2.12).

$$M = k \cdot a \quad (2.12)$$

kde: k[kg·m].....konstanta zahrnující jízdní odpory
 a[m·s⁻²].....podélné zrychlení traktoru

Z naměřených hodnot rychlosti se přes průměrnou rychlost vozidla ve volnoběžných otáčkách vypočítají otáčky motoru podle rovnice (2.13).

$$n_M = \frac{v_{GPS} \cdot n_v}{v_v} \quad (2.13)$$

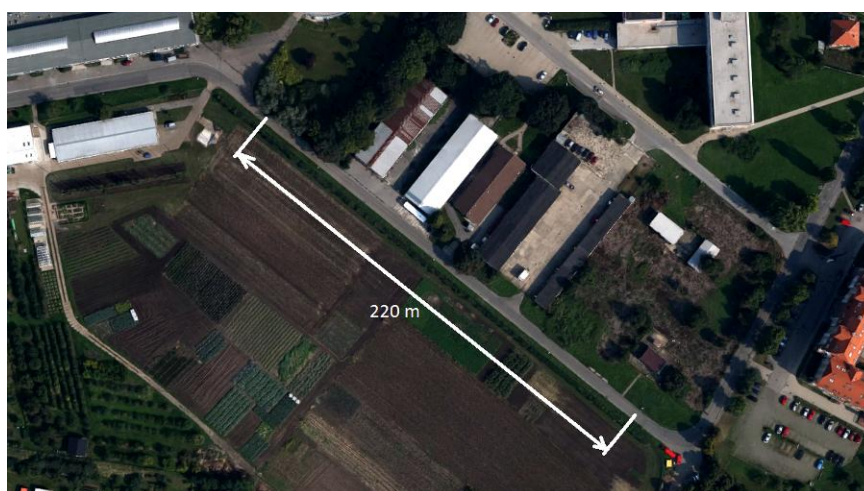
kde: n_M[min⁻¹].....otáčky motoru
 v_{GPS}[km·h⁻¹].....rychlost GPS
 n_v[min⁻¹].....volnoběžné otáčky motoru
 v_v[km·h⁻¹].....průměrná rychlost ve volnoběžných otáčkách

Z otáček motoru se z rovnice (2.14) vypočítá úhlová rychlost motoru.

$$\omega = \frac{n_M \cdot \pi}{30} \quad (2.14)$$

Pro výpočet výkonu se použije rovnice (2.1).

Obr. 28 Měřený úsek metodou GPS



Zdroj: [41]

Jako měřený úsek, obrázek č. 28, byla zvolena rovná komunikace za objektem dílen Technické fakulty ČZU v Praze. Tento úsek o délce 220 m byl pro měření dostačující,

vzhledem k nízkým pojezdovým rychlostem použitého druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně.

Tab. 4 Technické parametry přijímače GPS

Parametr	Jednotka	Hodnota
Typ GPS (kategorie)	-	GPS logger
Doba výdrže baterie (max.)	h	42
Rozhraní (Počítač/Multimédia)	-	USB · Bluetooth
Typ napájecího zdroje	-	Vestavěný Li-Ion akumulátor
Barva	-	Černá
Rozměr, šířka	mm	46.5
Rozměr, výška	mm	20
Rozměr, hloubka	mm	72,2
Vysoce citl. čipová sada MTK II	dBm	165
Paralelní příjem	kanál	66
Úložná kapacita	bod	400 000

Zdroj: [33]

Použitým přijímačem GPS je model BT-Q1000XT od značky Qstarz, obrázek č. 29. Toto zařízení umožňuje zaznamenávání až 400 000 bodů. Interval záznamu lze měnit ručně. Technické parametry přijímače GPS jsou v tabulce č. 4. Záznam GPS signálů může být proveden podle trasy, času nebo rychlosti. Aby se zabránilo zbytečnému obsazování paměti, je k dispozici nastavení automatické, při němž přístroj zaznamená určitou polohu až tehdy, kdy je to opravdu nutné. Tuto automatickou funkci lze ovlivnit i ručně. [33, 24]

Obr. 29 GPS přijímač

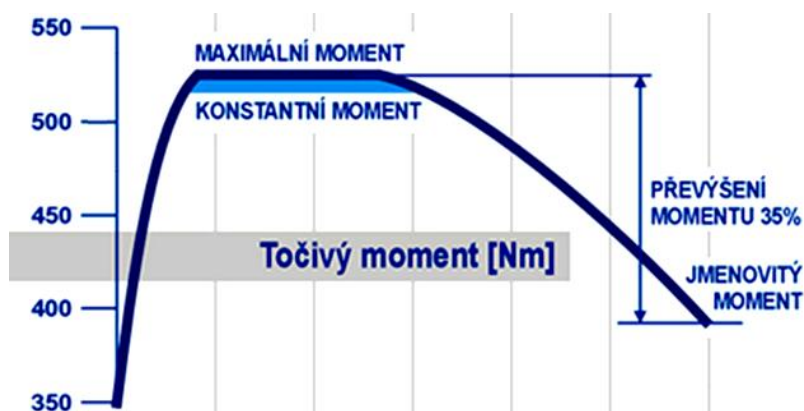


Zdroj: [24]

4.5 Metodika porovnání jednotlivých metod měření výkonových parametrů

Tato dílčí kapitola pojednává o porovnání jednotlivých metod měření výkonových parametrů mezi sebou. Týká se metody měření výkonových parametrů motoru na dynamometru, metody měření výkonových parametrů motoru při volné akceleraci, metody měření výkonových parametrů motoru při volné akceleraci se zátěží a metody měření výkonových parametrů pomocí systému GPS při zařazeném třetím převodovém stupni, který je pro porovnání metod mezi sebou dostačující.

Obr. 30 Grafické znázornění převýšení točivého momentu



Zdroj: [73]

Převýšení točivého momentu motoru se vypočítá z rovnice (2.15).

$$\Delta M = \frac{M_{max} - M_j}{M_j} \cdot 100 \quad (2.15)$$

kde: ΔM[%].....převýšení točivého momentu motoru
 M_{max}[N·m]..... maximální točivý moment motoru
 M_j[N·m]..... točivý moment při jmenovitých otáčkách

Pokles otáček motoru se vypočítá z rovnice (2.16).

$$\Delta n = \frac{n_j - n_{Mmax}}{n_j} \cdot 100 \quad (2.16)$$

kde: Δn[%].....pokles otáček motoru
 n_{Mmax}[min⁻¹].....otáčky motoru při maximálním točivém momentu
 n_j[min⁻¹].....jmenovité otáčky motoru

Pro snadnost porovnání naměřených hodnot těchto parametrů bylo použito grafické vyobrazení. V tomto případě jsou oba výkonové parametry pro lepší názornost rozděleny do dvou grafů. Pro vyhodnocení výsledků slouží grafické znázornění točivých momentů, zatímco grafické znázornění výkonů je použité pro názornost. V grafech jsou vyneseny výsledné spojnice těchto metod měření. U porovnání se směřuje k převýšení točivého momentu díky vlivu dynamického měření na funkci turbodmychadla, obrázek č. 30.

5 Výsledky

Tato kapitola pojednává o jednotlivých výsledcích vlastního měření a je rozdělena do čtyř podkategorií, kde v každé z nich byla aplikovaná jiná metoda měření. Výsledky a jejich grafické znázornění jsou u jednotlivých metod zpracované pomocí aplikace Microsoft Excel 2007.

Zkoušeným objektem byl zvolen traktor od českého výrobce Zetor Tractors a.s. Výrobce těchto traktorů má sídlo nedaleko Stránské skály v brněnské městské části Brno Líšeň. Označení traktoru je Zetor Forterra 8641 červené barvy. Traktor je vybaven vpředu uloženým vznětovým řadovým čtyřválcovým motorem. Motor tohoto modelu je navržen s technologií přímého vstřikování a přeplňováním turbodmychadlem. Zdvihový objem válců činí 4156 cm^3 , výkon motoru je 60 kW (80,5 ks) při jmenovitých otáčkách 2200 min^{-1} a maximální točivý moment je 351 N·m. Traktor je zobrazen na obrázku č. 31. a jeho technické parametry jsou v tabulce č. 5. Použitým palivem byla motorová nafta dle normy ČSN EN 590 bez obsahu biosložky. [20]

Obr. 31 Zetor Forterra 8641



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Tab. 5 Hlavní technické parametry měřeného motoru traktoru

Parametr	Jednotky	Hodnota
Typ traktoru	-	Z 8641
Typ motoru	-	1204
Druh motoru	-	Vznětový, čtyřdobý s přímým vstřikem paliva, přepřínovaný turbodmychadlem
Provedení motoru	-	Řadový, stojatý, chlazený vodou
Počet válců	-	4
Zdvihový objem	cm ³	4156
Vrtání x zdvih	mm	105x120
Jmenovité otáčky	min ⁻¹	2200
Pořadí vstřiku	-	1-3-4-2
Kompresní poměr	-	17
Max. přeběhové otáčky	min ⁻¹	2460
Volnoběžné otáčky	min ⁻¹	750±25
Výkon při jmenovitých otáčkách	kW	60
Spotřeba paliva při uvedeném výkonu	g.kW ⁻¹ .h ⁻¹	253
Max. točivý moment	N.m	351
Převýšení točivého momentu	%	35
Mazání motoru	-	Tlakové s čerpadlem Gerotor
Max. spotřeba oleje po 100 Mh záběhu motoru	g.kW ⁻¹ .h ⁻¹	0,7
Tlak oleje při jmenovitých otáčkách motoru a teplotě oleje 80°C	MPa	0,2 - 0,5
Min. tlak oleje při otáčkách 750 min ⁻¹ motoru a teplotě oleje 80°C	MPa	0,05
Max. teplota chladicí kapaliny	°C	106
Druh rozvodu	-	OHV
Čistič oleje	-	Plnoprůtočný na jedno použití
Čistič paliva	-	Jednostup. s výměnnou vložkou
Typ vstřikovacího čerpadla	-	PP4M10P1f3423
Typ trysky	-	DOP 150 S 425 - 4133
Otevírací tlak vstřikovačů	MPa	22-0,8
Úhel předstihu vstřiků	°	12
Vůle ventilu u studeného motoru - sací	mm	0,25±0,05
Vůle ventilu u studeného motoru - výfukový	mm	0,25±0,05
Hmotnost	kg	4576

Zdroj: [20]

5.1 Výsledky měření výkonových parametrů dynamometrem

Ze zaznamenaných hodnot, tabulka č. 6, se vytvoří vnější otáčková charakteristika, která je vidět na grafu č. 1.

Tab. 6 Příklad hodnot dopočtených softwarem při měření č. 1 na dynamometru

Otáčky n [min^{-1}]	Točivý moment M [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon P [kW]
1060	239.46	26.58
1065	239.87	26.75
1070	240.28	26.92
1075	240.69	27.10
1080	241.09	27.27
1085	241.48	27.44
1090	241.88	27.61
1095	242.27	27.78
1100	242.66	27.95
1105	243.04	28.12

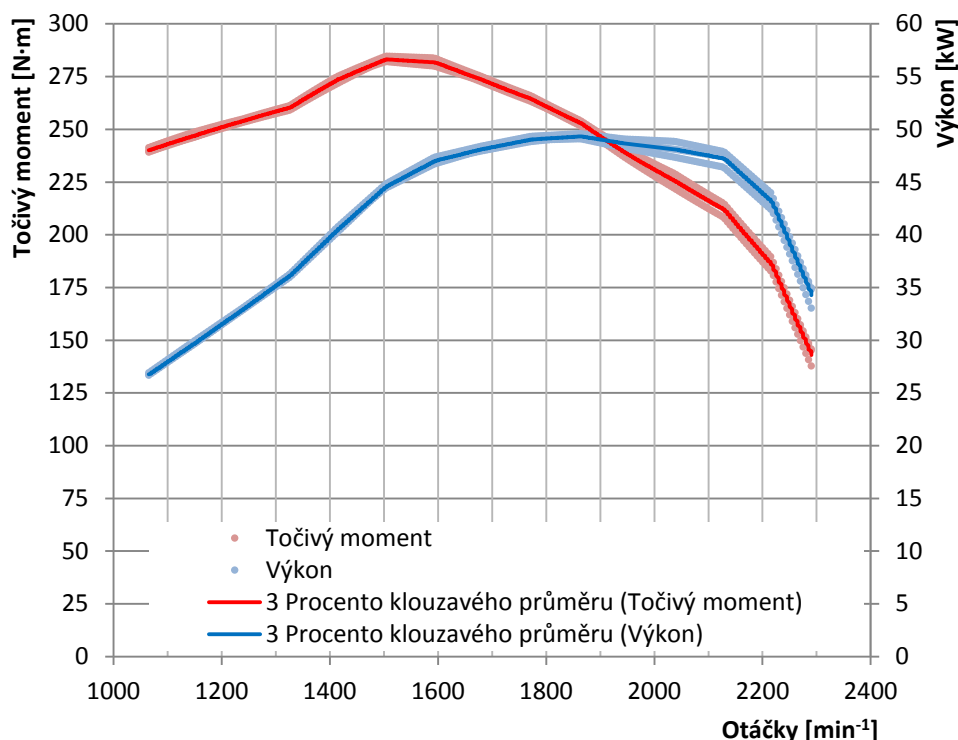
Zdroj: [Vlastní zpracování]

Při prvním měření dosáhl traktor maximálního výkonu 49,09 kW při otáčkách 1860 min^{-1} a točivého momentu 252,02 $\text{N}\cdot\text{m}$. Hodnota maximálního točivého momentu byla naměřena 282,06 $\text{N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 1505 min^{-1} a výkonu 44,46 kW. Při jmenovitých otáčkách, které jsou podle výrobce 2200 min^{-1} , byla naměřena hodnota výkonu 43,1 kW a točivého momentu 187,07 $\text{N}\cdot\text{m}$.

Při druhém měření dosáhl traktor maximálního výkonu 49,32 kW při otáčkách 1860 min^{-1} a točivého momentu 253,18 $\text{N}\cdot\text{m}$. Hodnota maximálního točivého momentu byla naměřena 282,79 $\text{N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 1505 min^{-1} a výkonu 44,57 kW. Při jmenovitých otáčkách, které jsou podle výrobce 2200 min^{-1} , byla naměřena hodnota výkonu 43,87 kW a točivého momentu 190,41 $\text{N}\cdot\text{m}$.

Při třetím měření dosáhl traktor maximálního výkonu 49,57 kW při otáčkách 1860 min^{-1} a točivého momentu 254,51 $\text{N}\cdot\text{m}$. Hodnota maximálního točivého momentu byla naměřena 284,62 $\text{N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 1505 min^{-1} a výkonu 44,86 kW. Při jmenovitých otáčkách, které jsou podle výrobce 2200 min^{-1} , byla naměřena hodnota výkonu 44,66 kW a točivého momentu 193,86 $\text{N}\cdot\text{m}$.

Graf 1 Vnější otáčková charakteristika z prvního, druhého a třetího měření na dynamometru



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Z důvodu možnosti naměření rozdílných hodnot bylo měření opakováno třikrát. Porovnáním hodnot z jednotlivých měření mezi sebou jsou vidět drobné difference v řádech desetin jednotek. Všechny hodnoty z prvního až třetího měření výkonu a točivého momentu jsou proloženy funkcí klouzavého průměru o periodě 3.

Naměřené hodnoty se s hodnotami uvedenými výrobcem neshodují, zřejmě z důvodu ucpaného palivového filtru, který je pravděpodobně ucpaný dlouhodobým používáním bionafty (před měřením došlo k absolutnímu vypláchnutí nádrže a výměně bionafty za naftu). Obecně lze tedy říci, že průtok paliva se v nízkých otáčkách příliš neprojevuje, ale postupně ve vyšších otáčkách ztrácí rychlost proudění.

5.2 Výsledky měření výkonových parametrů metodou volné akcelerace

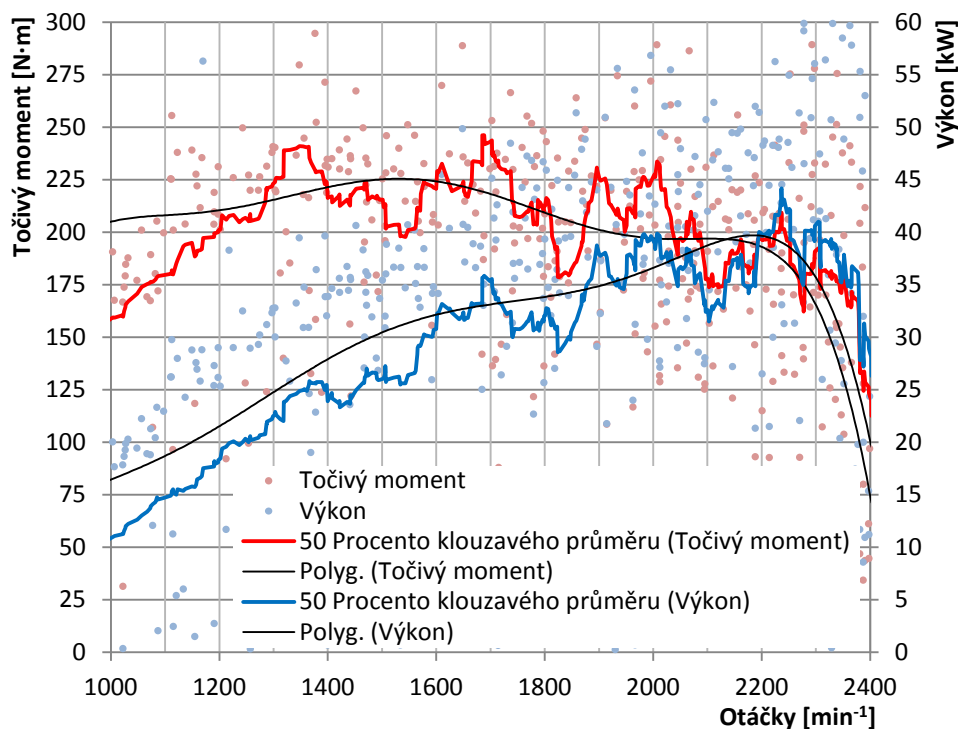
Z dopočítaných hodnot, tabulka č. 7, se vytvoří vnější otáčková charakteristika, která je vidět na grafu č. 2.

Tab. 7 Příklad dopočítaných hodnot z měření výkonových parametrů při volné akceleraci

Otáčky n [min^{-1}]	Úhlová rychlost ω [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	Úhlové zrychlení ε [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]	Točivý moment M [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon P [kW]
878	91.92	142.15	241.65	22.21
902	94.43	147.26	250.34	23.64
908	95.05	166.17	282.49	26.85
909	95.17	150.42	255.72	24.34
910	95.30	141.56	240.65	22.93
931	97.47	136.25	231.63	22.58
935	97.86	137.01	232.92	22.79
935	97.88	152.25	258.82	25.33
942	98.69	132.78	225.73	22.28
964	100.94	128.85	219.04	22.11

Zdroj: [Vlastní zpracování]

Graf 2 Vnější otáčková charakteristika z měření volné akcelerace



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Traktor při měření dosáhl maximálního točivého momentu 226 $\text{N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 1532 min^{-1} a výkonu 31,2 kW . Hodnota maximálního výkonu činila 39,8 kW při otáčkách 2188 min^{-1} a točivého momentu 194,5 $\text{N}\cdot\text{m}$. Hodnota výkonu při jmenovitých otáčkách byla 39,7 kW a hodnota točivého momentu byla 194 $\text{N}\cdot\text{m}$.

Měření bylo opakováno třikrát díky špatnému nastavení optického čidla a následnému nesprávnému zaznamenávání hodnot, z tohoto důvodu byly použity pouze hodnoty akcelerací ze dvou měření, konkrétně tedy z deseti průběhů akcelerací. Pro vyhodnocení a grafickém znázornění byly hodnoty seřazeny od nejnižší po nejvyšší podle otáček motoru. Hodnoty výkonových parametrů jsou z důvodu vysokého rozptylu proloženy funkcí klouzavého průměru o periodě 50 a pro větší názornost i polynomickou funkcí 6. řádu. Odečítání výsledných hodnot bylo provedeno z polynomické funkce.

Naměřené hodnoty se s hodnotami zjištěnými na dynamometru neshodují. Pravděpodobně díky nesprávné práci turbodmychadla, které sice spínalo ve správných otáčkách, ale nebylo schopné zajistit optimální tlak v sání. Důvodem by mohla být příliš krátká doba akcelerace.

5.3 Výsledky měření výkonových parametrů metodou volné akcelerace se zátěží

Z dopočítaných hodnot, tabulka č. 8, se provede vnější otáčková charakteristika, která je vidět na grafu č. 3.

Tab. 8 Příklad dopočtených hodnot z měření výkonových parametrů při volné akceleraci se zátěží

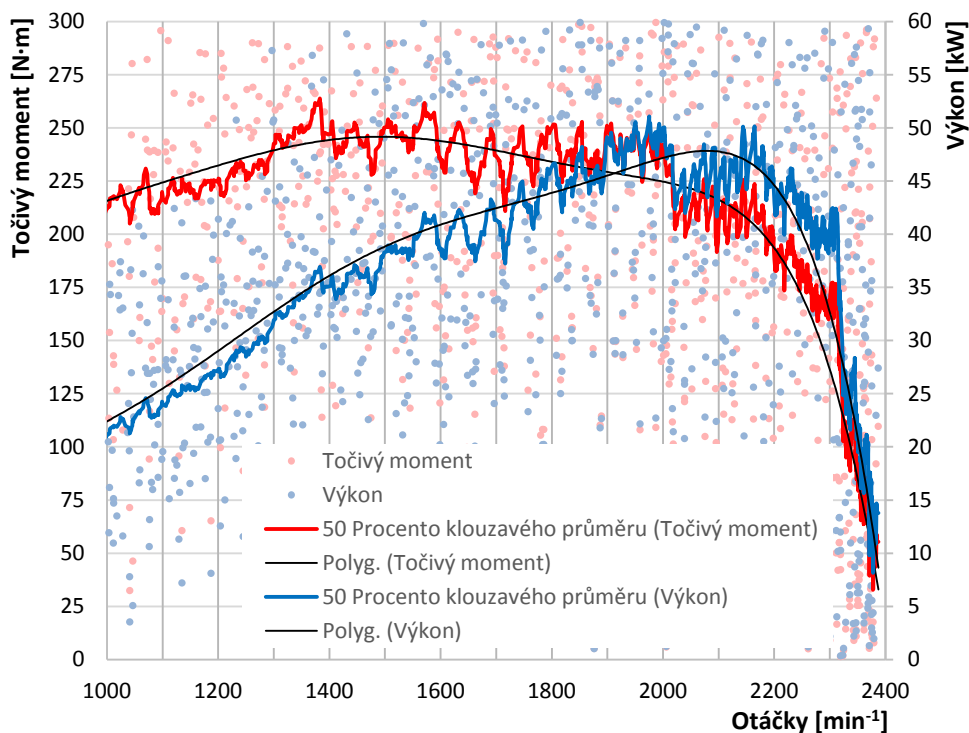
Otáčky n [min^{-1}]	Úhlová rychlost ω [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]	Úhlové zrychlení ϵ [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]	Točivý moment M [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon P [kW]
993	103.99	19.85	138.96	14.45
993	104.03	37.71	264.00	27.46
994	104.05	18.21	127.45	13.26
997	104.45	15.93	111.49	11.64
998	104.46	39.45	276.15	28.85
999	104.61	16.14	112.96	11.82
1003	104.99	25.33	177.31	18.62
1004	105.10	14.74	103.15	10.84
1005	105.21	19.97	139.82	14.71
1005	105.26	43.54	304.80	32.08

Zdroj: [Vlastní zpracování]

Traktor při měření dosáhl maximálního točivého momentu 246,2 N·m při otáčkách 1492 min^{-1} a výkonu 38,7 kW. Hodnota maximálního výkonu činila 47,8 kW při otáčkách 2078 min^{-1} a

točivého momentu 218,2 N·m. Hodnota výkonu při jmenovitých otáčkách byla 44,6 kW a hodnota točivého momentu byla 194 N·m.

Graf 3 Vnější otáčková charakteristika z měření volné akcelerace se zátěží



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Měření bylo opakováno dvakrát díky špatným zkušenostem s nastavením optického čidla z měření minulého. Hodnoty akcelerací byly použity pouze z druhého měření, konkrétně tedy z pěti průběhů akcelerací. Pro vyhodnocení a grafickém znázornění byly hodnoty seřazeny od nejnižší po nejvyšší podle otáček motoru. Hodnoty výkonových parametrů jsou z důvodu vysokého rozptylu proloženy funkcí klouzavého průměru o periodě 50 a pro větší názornost i polynomickou funkcí 6. řádu. Odečítání výsledných hodnot bylo provedeno z polynomické funkce.

Naměřené hodnoty se s hodnotami zjištěnými dynamometrem neshodují patrně z obdobného důvodu jako u předchozího měření. Turbodmychadlo sice spínalo ve správných otáčkách a dosahovalo vyššího tlaku vzduchu v sání, ale stále ne ideálního pro optimální spálení palivové směsi. Důvodem by opět mohla být příliš krátká doba akcelerace.

5.4 Výsledky měření výkonových parametrů metodou GPS

Z dopočítaných hodnot, tabulka č. 9, se vytvoří vnější otáčkové charakteristiky, které jsou vidět na grafech č. 4, 5 a 6. Tato tabulka je jen názorným předvedením výčtu naměřených a dopočtených hodnot výkonových parametrů při druhém zařazeném převodovém stupni. Při ostatních použitých převodových stupních se vychází ze stejné tabulky pouze s jinými hodnotami.

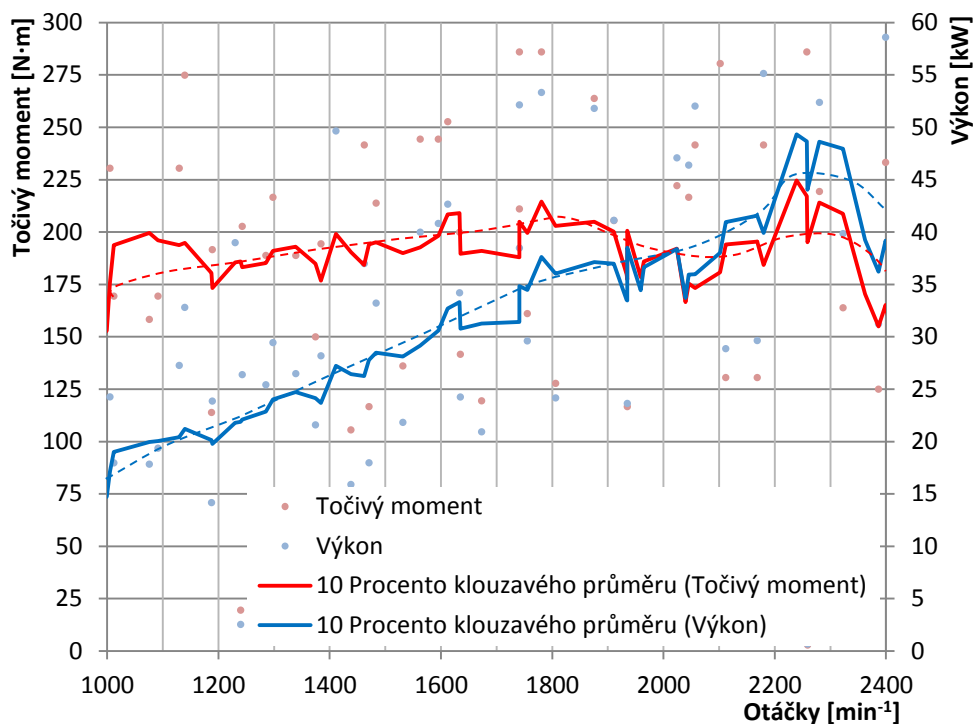
Tab. 9 Příklad naměřených a dopočtených hodnot měření výkonových parametrů pomocí GPS při druhém zařazeném převodovém stupni

Rychlost GPS v [km·h ⁻¹]	Zrychlení GPS a [m*s ⁻²]	Otáčky n [min ⁻¹]	Úhlová rychlost ε [rad*s ⁻¹]	Točivý moment M [N·m]	Výkon P [kW]
5.96	1.19	843.60	88.34	232.92	20.58
6.06	1.03	857.76	89.82	200.42	18.00
6.19	1.36	876.16	91.75	265.42	24.35
6.27	1.26	887.48	92.94	246.46	22.91
6.35	1.71	898.81	94.12	333.12	31.35
6.38	1.32	903.05	94.57	257.29	24.33
6.38	0.04	903.05	94.57	8.13	0.77
6.41	0.63	907.30	95.01	121.88	11.58
6.50	0.43	920.04	96.35	83.96	8.09
6.50	1.56	920.04	96.35	303.33	29.22

Zdroj: [Vlastní zpracování]

Z výsledné otáčkové charakteristiky, graf č. 4, lze vyčíst maximální točivý moment 206 N·m při otáčkách 1808 min⁻¹ a výkonu 35,5 kW. Hodnota maximálního výkonu byla naměřena 45,5 kW při otáčkách 2262 min⁻¹ a točivého momentu 198 N·m. Při jmenovitých otáčkách, které jsou podle výrobce 2200 min⁻¹, byla naměřena hodnota výkonu 43,2 kW a točivého momentu 194 N·m.

Graf 4 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 2. převodovém stupni z měření pomocí GPS

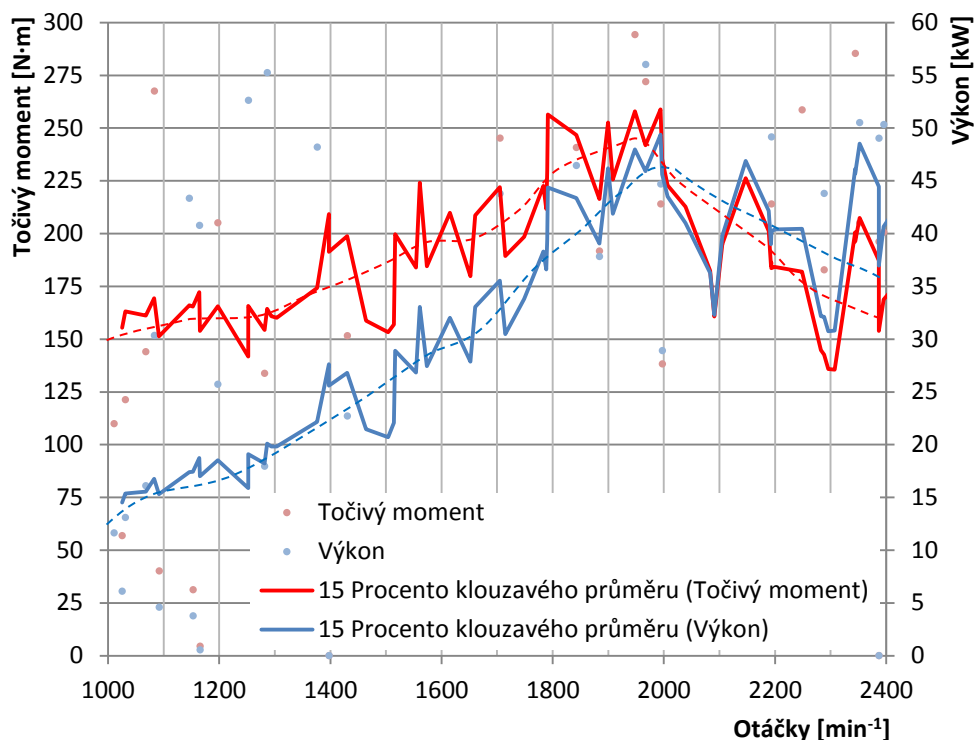


Zdroj: [Vlastní zpracování]

Měření při zařazeném druhém převodovém stupni bylo opakováno osmkrát. Hodnoty akcelerací byly použity pouze ze čtyř těchto opakování, konkrétně tedy ze čtyř průběhů akcelerací. Pro vyhodnocení a grafické znázornění byly hodnoty seřazeny od nejnižší po nejvyšší podle otáček motoru. Jak je patrné z uvedeného grafu, hodnoty vypočteného točivého momentu a výkonu z podélného zrychlení jsou poměrně různorodé. Z tohoto důvodu jsou hodnoty proloženy vhodnou funkcí klouzavého průměru o periodě 10, která je opatřena grafickým znázorněním přibližné střední hodnoty pro odečtení.

Naměřené hodnoty pomocí GPS 2. převodového stupně se s hodnotami zjištěnými na dynamometru neshodují, pravděpodobně díky nepřesnosti přijímače GPS a zejména nedostatečnému tlaku turbodmychadla, který je především ovlivněn krátkou dobou akcelerace.

Graf 5 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 3. převodovém stupni z měření pomocí GPS



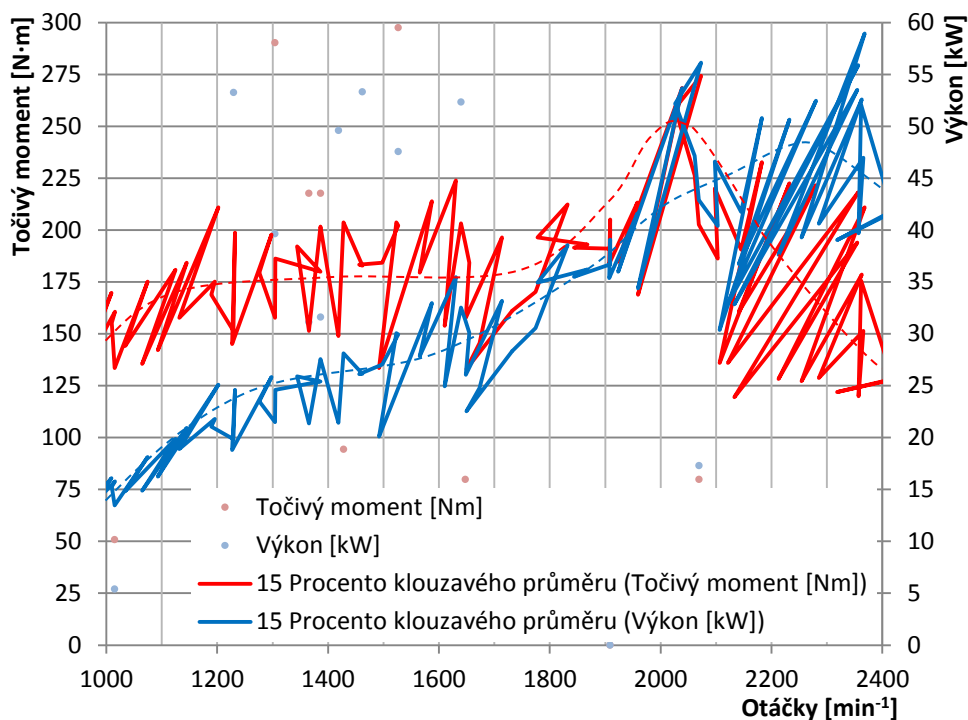
Zdroj: [Vlastní zpracování]

U této výsledné otáčkové charakteristiky, graf č. 5, se maximální točivý moment rovná 248 N·m při otáčkách 1952 min⁻¹ a výkonu 45,3 kW. Hodnota maximálního výkonu byla naměřena 46,3 kW při otáčkách 1996 min⁻¹ a točivého momentu 236,8 N·m. Při jmenovitých otáčkách byla naměřena hodnota výkonu 41 kW a točivého momentu 194 N·m.

Měření při zařazeném třetím převodovém stupni bylo opakováno čtyřikrát. Hodnoty akcelerací byly použity ze dvou těchto opakování, konkrétně ze dvou akcelerací. Pro zpracování výsledků a grafické vyobrazení byly hodnoty seřazeny podle otáček motoru od nejnižší po nejvyšší. Z uvedeného grafu je patrné, že při zařazeném třetím převodovém stupni jsou hodnoty točivého momentu a výkonu také velmi nepravidelné. Ze stejného důvodu jsou hodnoty proloženy vhodnou funkcí klouzavého průměru o periodě 15, která je opatřena grafickým znázorněním přibližné střední hodnoty pro odečtení.

Naměřené hodnoty pomocí GPS 3. převodového stupně se s hodnotami zjištěnými na dynamometru neshodují, pravděpodobně díky nepřesnosti přijímače GPS. Kolem 1300 min⁻¹ je patrný nástup turbodmychadla.

Graf 6 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 4. převodovém stupni z měření pomocí GPS



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Výsledná otáčková charakteristika, graf č. 6, má hodnotu maximálního točivého momentu 255,4 N·m při otáčkách 2029 min⁻¹ a výkonu 43,4 kW. Maximální výkon byl naměřen 49 kW při otáčkách 2258 min⁻¹ a točivého momentu 175 N·m. Při jmenovitých otáčkách byla naměřena hodnota výkonu 43 kW a točivého momentu 194 N·m.

Měření výkonových parametrů při zařazení čtvrtého převodového stupně bylo provedeno pouze jednou a hodnoty akcelerací byly rovnou použity. Je zde zřetelné rozsáhlé rozptýlení naměřených hodnot. Z tohoto důvodu byly hodnoty opět proloženy vhodnou funkcí klouzavého průměru o periodě 15, která je opatřena grafickým znázorněním přibližné střední hodnoty pro odečtení.

Naměřené hodnoty pomocí GPS se s hodnotami na dynamometru neshodují, zřejmě z důvodu nepřesnosti přijímače GPS a kývání traktoru ve vyšších rychlostech, které způsobilo mezi 2100 min⁻¹ a 2350 min⁻¹ velké rozdíly hodnot zrychlení (zpomalení). Díky těmto skutečnostem nebylo možné seřadit hodnoty podle otáček. Obecně lze říci, že je výhodnější

nepracovat s konstantní frekvencí snímání, ale frekvenci přizpůsobovat rychlosti vozidla. Turbodmychadlo sepnulo kolem 1300 min^{-1} .

5.5 Porovnání výsledků jednotlivých metod měření výkonových parametrů

Ze všech výše uvedených metod měření jsou sestrojeny výsledné otáčkové charakteristiky. Pro lepší názornost jsou výkonové parametry rozděleny do dvou grafů. Závislost točivého momentu na otáčkách je vynesena v grafu č. 7, který byl použit k porovnání. Závislost výkonu na otáčkách je vynesena v grafu č. 8, který byl použit pouze pro názornost.

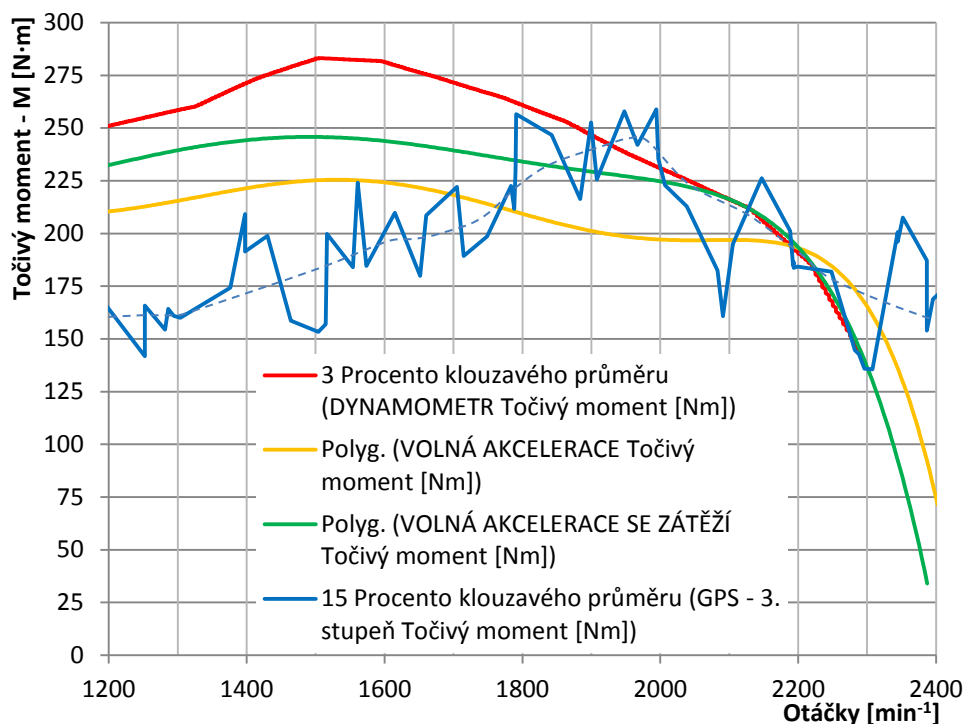
Tab. 10 Porovnání hodnot převýšení točivého momentu a poklesů otáček aplikovaných metod

Parametr	Převýšení točivého momentu	Pokles otáček
Hodnota měřená dynamometrem [%]	46.82	31.59
Hodnota měřená při volné akceleraci [%]	16.49	30.36
Hodnota měřená při volné akceleraci se zátěží [%]	26.91	32.18
Hodnota měřená pomocí GPS [%]	27.84	11.27

Zdroj: [Vlastní zpracování]

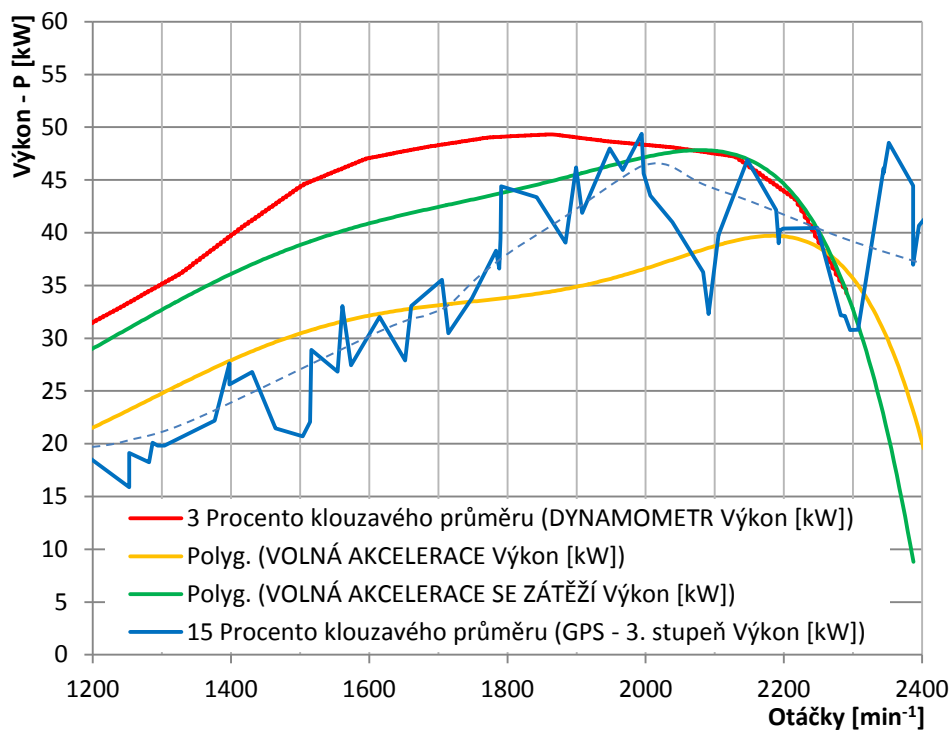
Převýšení točivého momentu jednotlivých použitých metod se mezi sebou porovnává v tabulce č. 10. Z tabulky je jasně zřetelná různorodost hodnot převýšení u jednotlivých metod. Výrobce garantuje minimální převýšení 35 %, ale na dynamometru bylo naměřeno 46,8 % při poklesu otáček o 31,6 %. Došlo k nárůstu převýšení točivého momentu o 11,8 % vůči tabulkové hodnotě. Převýšení při volné akceleraci vyšlo 16,5 % při poklesu otáček o 30,4 %, což poukazuje na značný pokles převýšení točivého momentu o 18,5 % vůči tabulkové hodnotě a při volné akceleraci se zátěží bylo naměřeno 26,9 % při poklesu otáček o 32,2 %, z čehož vyplývá pokles převýšení točivého momentu o 8,1 % vůči tabulkové hodnotě. Převýšení při GPS třetího převodového stupně bylo 25,3 % s poklesem otáček o 23,6 %. Pokles převýšení točivého momentu dosahuje 9,7 % vůči tabulkové hodnotě.

Graf 7 Porovnání jednotlivých otáčkových charakteristik použitých metod měření točivého momentu



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Graf 8 Porovnání jednotlivých otáčkových charakteristik použitých metod měření výkonu



Zdroj: [Vlastní zpracování]

Z uvedeného grafu č. 7 je patrná velká nesourodost jednotlivých metod měření. Jsou zde velmi vysoké rozdíly hodnot točivého momentu s odchylkami v desítkách N·m. Ideální tvar křivky představuje metoda měření na dynamometru. U této metody bylo naměřeno příliš vysoké převýšení točivého momentu a to především díky neprůchodnosti palivového filtru, která se při měření projevuje postupně při přechodu do vyšších otáček. S touto překážkou se dále počítá u následujících metod měření, proto se pro srovnání průběhy jiných metod méně či více liší. O spolehlivosti měření použitých alternativních metod vypovídá velké množství zjištěných hodnot značně převyšující i samotný maximální teoretický výkon, což do značné míry ovlivňuje i převýšení točivého momentu. U některých metod měření je v oblasti otáček 1300 - 1400 min⁻¹ viditelný nárůst výkonových parametrů a to z důvodu sepnutí turbodmychadla. U metod s nízkým zatížením (volná akcelerace) se hodnota převýšení točivého momentu pohybuje příliš nízkou, především díky práci turbodmychadla, které za příliš krátkou dobu akcelerace nestihne dodat optimální tlak do sání a tím nedokáže zvýšit maximální točivý moment do hodnot naměřených na dynamometru. Dalším ovlivňujícím faktorem pro převýšení točivého momentu je přesnost použitých měřicích přístrojů, které tuto hodnotu do jisté míry znehodnocují.

Z porovnání je tedy jasné, že mimo měření na dynamometru je vhodné všechny metody uvedené používat pouze pro komparační a orientační zkoušku kondice motoru, nikoli jako plnohodnotnou náhradu válcového dynamometru.

6 Závěr

Práce pojednává o měření výkonových parametrů vznětových motorů. V první řadě se věnuje konstrukci vznětového motoru a metodám měření výkonových parametrů. V druhé řadě detailně popisuje aplikované metody, jejich následné vyhodnocení a porovnání mezi sebou.

V praktické části práce je popsáno měření výkonových parametrů motoru dynamometrem, volnou akcelerací bez i se zátěží, pomocí GPS na určeném úseku komunikace a porovnání těchto metod mezi sebou. Experimentálním vozidlem je traktor Zetor Forterra 8641 se vznětovým čtyřválcovým přeplňovaným motorem.

První bylo provedeno měření výkonových parametrů motoru dynamometrem LPS ZW 500 přes vývodový hřídel. Z výsledné vnější otáčkové charakteristiky lze vyčíst maximální točivý moment 285 N·m při 1505 min⁻¹ a maximální výkon 50 kW při 1860 min⁻¹. Naměřené hodnoty se s hodnotami uvedenými výrobcem neshodují, zřejmě z důvodu zaneseného palivového filtru, který je pravděpodobně zanesený dlouhodobým používáním bionafty.

Následovalo měření metodou volné akcelerace přes snímač otáček motoru. Snímačem bylo optické čidlo připevněné na rámu, které snímá kontrastní značku na řemenici čerpadla klimatizace. Z výsledné charakteristiky byl zjištěn maximální točivý moment 226 N·m při 1532 min⁻¹ a maximální výkon 39,8 kW při 2188 min⁻¹. Naměřené hodnoty se s hodnotami zjištěnými na dynamometru neshodují. Pravděpodobně díky nesprávné práci turbodmychadla, které sice spínalo ve správných otáčkách, ale nebylo schopné zajistit optimální tlak v sání. Důvodem by mohla být příliš krátká doba akcelerace.

Tato kapitola je věnována měření metodou volné akcelerace se zapojenou zátěží. Snímač otáček (optické čidlo) byl nainstalován shodně s minulým měřením. Rozdíl však spočíval v připojení rotačního bubnového žacího stroje na vývodový hřídel. Výsledná charakteristika zobrazuje průběh parametrů s hodnotou maximálního točivého momentu 246,2 N·m při 1492 min⁻¹ a maximálního výkonu 47,8 kW při 2078 min⁻¹. Naměřené hodnoty se s hodnotami zjištěnými dynamometrem neshodují patrně z obdobného důvodu jako u předchozího měření. Turbodmychadlo sice spínalo ve správných otáčkách a dosahovalo vyššího tlaku vzduchu v sání, ale stále ne ideálního pro optimální spálení palivové směsi. Důvodem by opět mohla být příliš krátká doba akcelerace.

Další kapitolou je použití metody pomocí GPS na komunikaci. Přijímačem GPS byl BT-Q1000XT od značky Qstarz, připevněný na střeše karoserie. Měření probíhalo při zvlášť zařazeném druhém, třetím a čtvrtém převodovém stupni. Z výsledné otáčkové charakteristiky druhého převodového stupně byla odečtena hodnota maximálního točivého momentu 206 N·m při 1808 min⁻¹ a maximálního výkonu 45,5 kW při 2262 min⁻¹. Díky příliš krátké době akcelerace nebylo pravděpodobně dosaženo ideálního tlaku turbodmychadla. Z výsledné otáčkové charakteristiky třetího převodového stupně byla zjištěna hodnota maximálního točivého momentu 248 N·m při 1952 min⁻¹ a maximálního výkonu 46,3 kW při 1996 min⁻¹. Kolem 1300 min⁻¹ je patrný nástup turbodmychadla. Z výsledné otáčkové charakteristiky čtvrtého převodového stupně byla odečtena hodnota maximálního točivého momentu 255,4 N·m při 2029 min⁻¹ a maximálního výkonu 49 kW při 2258 min⁻¹ a turbodmychadlo spíná kolem 1300 min⁻¹. Ve vysokých otáčkách mezi 2100 min⁻¹ a 2350 min⁻¹ docházelo k velkým rozdílům hodnot zrychlení (zpomalení), pravděpodobně díky kývání traktoru ve vysokých rychlostech. Všechny hodnoty měřených převodových stupňů se s hodnotami na dynamometru neshodují, zřejmě z důvodu nízkého tlaku v sání dodávaném turbodmychadlem a nepřesnosti přijímače GPS, díky které je výhodnější nepracovat s konstantní frekvencí snímání, ale frekvenci přizpůsobovat rychlosti vozidla.

Poslední kapitolou práce je porovnání aplikovaných metod mezi sebou. Z naměřených dat je sestrojena jedna výsledná otáčková charakteristika a pro jejich porovnání je použito převýšení točivého momentu. Výrobce garantuje minimální převýšení 35 %, ale na dynamometru bylo naměřeno 46,8 % a to především díky neprůchodnosti palivového filtru, která se při měření projevuje postupně při přechodu do vyšších otáček. Při volné akceleraci vyšlo převýšení 16,5 %, z důvodu funkce turbodmychadla, které za příliš krátkou dobu akcelerace nestihne dodat optimální tlak do sání. Při volné akceleraci se zátěží bylo naměřeno 26,9 %, což poukazuje na větší tlak v sání než u předešlé metody. Při GPS třetího převodového stupně vyšlo 25,3 %. Mezi hodnotami naměřenými jednotlivými metodami jsou velké rozdíly v desítkách jednotek. To je způsobeno velkou citlivostí jednotlivých měřících přístrojů a tím i záporných hodnot zrychlení (zpomalení).

Z porovnání je tedy jasné, že všechny uvedené metody mimo měření na dynamometru je ideální používat pouze pro komparační a orientační zkoušku kondice motoru, nikoli jako plnohodnotnou náhradu válcového dynamometru.

7 Seznam použitých zdrojů

Použitá monografie:

- [01] BURIŠKA, Pavel. *Diplomová práce - Srovnání metod měření výkonu motoru osobního automobilu*. 1. vydání. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2011. 67 s.
- [02] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů*. 1. vydání. Praha: S&T CZ, 2008. 348 s. ISBN 978-80-254-1850-5.
- [03] HROMÁDKO, Jan et. al. *Spalovací motory*. 1. vydání. Praha: Grada, 2011. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [04] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: hlava válců a těsnění hlavy válců*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 37 s.
- [05] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: kliková skříň a blok válců*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 35 s.
- [06] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: klikový mechanismus*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 39 s.
- [07] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: pístní skupina pokračování*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 38 s.
- [08] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: pístní skupina*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 37 s.
- [09] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: rozvody pístových spalovacích motorů*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 38 s.
- [10] HROMÁDKO, Jan. *Automobilové motory: rozvody pístových spalovacích motorů pokračování*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2007. 41 s.
- [11] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: charakteristiky, regulace a měření spalovacích motorů*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2005. 54 s.
- [12] JAN, Zdeněk. - ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily - Motory 3*. 5. vydání. Brno: Avid spol. s.r.o., 2008. 179 s. ISBN 978-80-87143-06-3
- [13] KOŽOUŠEK, Josef. *Teorie spalovacích motorů*. 2. vydání. Bratislava: Alfa n. p., 1971. 701 s. ISBN 04-231-71
- [14] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vydání. Praha: ČVUT, 2007. 260 s. ISBN 80-01-03618-1.

- [15] MARTYR, Anthony. - PLINT, Michael. *Engine testing - theory and practice*. 1. vydání. USA: Butterworth-Heinemann, 2007. 442 s. ISBN 978-0750684392.
- [16] PEXA, Martin. *Habilitační práce - Dynamické metody měření a modelování při diagnostice strojů*. 1. vydání. Praha: ČZU, 2011. 173 s.
- [17] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel*. 1. vydání. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc. nakladatelství a vydavatelství, 2006. 444 s. ISBN 80-239-7064-X.
- [18] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Mokrohorská 34, 2005. 576 s. ISBN 80-239-3717-0.
- [19] VRBA, A. - SUK, B. *Základy teorie, konstrukce a provozu pístových spalovacích motorů*. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1971. 267 s
- [20] Zetor a.s. *Návod k obsluze a údržbě Z 8641 Forterra*. 1. vydání. Brno: Zetor a.s. Oddělení technické dokumentace, 2004. 252 s. Číslo publikace: 22.22.12.397.

Použité internetové zdroje:

- [21] 3 - weld [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://www.3-weld.cz/images/foto/bloky_01.jpg>
- [22] Aficionados a la Mecánica [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.aficionadosalamecanica.net/imagescursomec/bloque-motor.jpg>>
- [23] Agrostroj [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.agrostroj.cz/index.php?view=438>>
- [24] Amazon [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://ecx.images-amazon.com/images/I/31hCr4w6t6L.jpg>>
- [25] Auto [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://img.auto.cz/news/img/galleries/2014-33/03_53eb5c050bb7c.jpg>
- [26] Autonet [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.autonet.hr/pic/4200/34498/original.jpg>>
- [27] Autoplicity [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://autoplicity.com/ImageLoader/4419309>>
- [28] Autorubik [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://shared.autorubik.sk/upload/2011/01/OHV.jpg>>

- [29] Autozone [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://repairguide.autozone.com/znetrgs/repair_guide_content/en_us/images/0900c152/80/08/aa/2f/large/0900c1528008aa2f.gif>
- [30] Bimmer boost [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.bimmerboost.com/images/imported/2013/01/attachmentphpattach mentid213754stc1d1230-1.jpg>>
- [31] Built 4G63 [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://www.built4g63.com/images/D/4G63%20Eagle%20Crankshaft-02.jpg>>
- [32] Caiec Q [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://www.caiecq.com/images/cylinder_head_121.jpg>
- [33] Conrad [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.conrad.cz/gps-datalogger-qstarz-bt-q1000xt.k373073>>
- [34] CROLLA, David A. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body* [online]. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009 [cit. 2011-04-04]. Dostupné z:
<<http://books.google.com/books>>
- [35] ČUPERA, Jiří. *Ústav techniky a automobilové dopravy* [online]. 2011 [cit. 2011-04-04]. Stránky pro studenty. Dostupné z:
<<http://web2.mendelu.cz/autozkusebna/html/prostud.htm>>
- [36] Dealer news [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.dealernews.com/sites/www.dealernews.com/files/images/TiExhaustValves.jpg>>
- [37] Diy Trade [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://img.diytrade.com/smimg/380148/2199870-3076212-0/connecting_rod/43c9.jpg>
- [38] Ford performance [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://fordperformanceracingparts.com/images/part/full/M-6049-M50BR.jpg>>
- [39] GILLES, Tim. *Automotive Engines: Diagnosis, Repair and Rebuilding* [online]. New York: Delmar, 2010 [cit. 2011-04-04]. Dostupné z:
<<http://books.google.com/books>>
- [40] GMFL India [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.gmflindia.com/img/prod2/r1.jpg>>

- [41] Google maps [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://www.google.cz/maps>>
- [42] Grumpy's performance [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.grumpysperformance.com/crankshaft.jpg.gif>>
- [43] Homola [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.homola.cz/obrazky/produkt/a/2553/maha-lps-3000.jpg>>
- [44] Hot Rod [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://image.hotrod.com/f/34352922+w660+h495+cr1/ctrp_1011_01%2Bconnecting_rod%2B.jpg>
- [45] Chip tuning [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.chiptuning.cz/files/alba/blog/valcova-zkusebna/maha-024.jpg>>
- [46] Chip tuning [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.chiptuning.cz/files/alba/clanky/detail-valcova-zkusebna.jpg>>
- [47] Indiamart [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://3.imimg.com/data3/EI/YR/MY-8791824/engine-bearings-250x250.jpg>>
- [48] Jinpo [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.jinpo.cz/images/pist.jpg>>
- [49] Kentpar [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://www.kentpar.com.tr/admin/urun_sayfa/3-1.jpg>
- [50] Law brothers cycles [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.lawbrotherscycles.com/Online-VTwin-Parts/images/products/10/10-0274a.jpg>>
- [51] Lunati power[online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://www.lunatipower.com/Media/Images/00061%20Ford%20%20website_1.jpg>
- [52] Maha [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.maha-cz.cz/cz/produkty/valcove-vykonove-zkusebny/traktory/lps-zw-500/>>
- [53] MM spektrum [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/23/2331.jpg>>

- [54] Moore good ink [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://mooregoodink.com/wp-content/uploads/2014/09/WisecoDieselPistons-1080x675.jpg>>
- [55] Moto faktor [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.motofaktor.pl/public/temp/Konstrukcja.jpg>>
- [56] Mustang and fords [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://image.mustangmonthly.com/f/techarticles/mump_0211_how_engines_work/29693756/mump_0211_19_%252bhow_a_mustang_engine_works%252b_camshaft_diagram.jpg>
- [57] Nerez [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.nerez.com/images/detail/Bubnovka.jpg>>
- [58] PEXA, Martin. *Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel* [online]. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2005. 194 s. Disertační práce. Česká zemědělská univerzity v Praze. Dostupné z:
<http://tf.czu.cz/~PEXA/Publikace/Disertacni_prace.pdf>
- [59] Psugier fm interiwow [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://psugier.fm.interiowo.pl/zfr/pliki/zfr45.jpg>>
- [60] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/184.jpg>>
- [61] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/214.jpg>>
- [62] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/223.jpg>>
- [63] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/231.jpg>>
- [64] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/316.jpg>>
- [65] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/319.jpg>>
- [66] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/320.jpg>>

- [67] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/321.jpg>>
- [68] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/324.jpg>>
- [69] Publi [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<https://publi.cz/books/160/images/pics/348.jpg>>
- [70] Revista motor [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://revistamotor.eu/images/RVM/2015/Noticias/2015.Dani/17/Cruce2.jpg>>
- [71] Sema show [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<https://www.semashow.com/sites/default/files/press/8672/conical_valve_springs.jpg>
- [72] Slide player [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://images.slideplayer.com/15/4616413/slides/slide_30.jpg>
- [73] Slide player [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://images.slideplayer.cz/8/2020374/slides/slide_16.jpg>
- [74] Speednik [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.speednik.com/files/2013/03/rollersolid.jpg>>
- [75] Škoda díly [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.skoda-dily.cz/data/items/39/4df0a6ca5e2ae.jpg>>
- [76] Tech-co [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://www.tech-co.bg/sites/default/files/visco_en_zoom.jpg>
- [77] Techno automotive equipment [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.tae.be/catalogue/prod/186/LPS3000motos-1.jpg>>
- [78] Techno automotive equipment [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.tae.be/catalogue/prod/184/LPSZW500-2.jpg>>
- [79] Tuning car design [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.tuningcardesign.cz/fotky32086/fotos/2843.jpg>>
- [80] UA all biz [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<<http://www.ua.all.biz/img/ua/catalog/689389.jpeg>>
- [81] Whi systems [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<https://images.whisystems.com/Smartpages/partinfo_resize/FEL/26423PT_P04_TOP.jpg>

- [82] You wheel [online]. [cit. 2015-12-15], Dostupné z:
<http://blogs.youwheel.com/wp-content/uploads/2015/06/BMW_S55_Block.jpg>

Použité články:

- [83] BUNKER, B. J. - FRANCKEK, M. A. - THOMASON, B. E. Robust multivariable control of an engine-dynamometer system. IEEE Transactions on Control Systems Technology [online]. 2012, vol. 5, no. 2 [cit.2016-02-25]. Dostupné z:
<http://ieeexplore.ieee.org.ezproxy.techlib.cz/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=556024> ISSN: 1063-6536
- [84] CULSHAW, D. Tractor performance testing on axle dynamometers: Choice of torque setting and interpretation of results. Journal of Terramechanics [online]. 2003, vol. 25, is. 2 [cit.2016-02-28]. Dostupné z:
<http://www.sciencedirect.com.ezproxy.techlib.cz/science/article/pii/0022489888900183>
- [85] JAMALUDIN, M. Z. et all. Performance Comparison between Diesel Fuel and Biodiesel Using a Low Cost Single Cylinder Diesel Engine Dynamometer. Applied Mechanics and Materials[online]. 2014, vol. 554 [cit.2016-03-10]. Dostupné z:
<http://search.proquest.com.ezproxy.techlib.cz/docview/1719169555?pq-origsite=summon>
- [86] PARIENTE, I. F. - GUAGLIANO, M. X-ray fractography of a diesel engine crankshaft. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures [online]. 2008, vol. 31, is. 2 [cit.2008-03-31]. Dostupné z:
<http://onlinelibrary.wiley.com.ezproxy.techlib.cz/doi/10.1111/j.1460-2695.2007.01204.x/epdf> doi: 10.1111/j.1460-2695.2007.01204.x
- [87] PASSENBRUNNER, T. E. et. all. Identification and Inverse Torque Control of Hydrodynamic Dynamometers. IEEE Transactions on Control Systems Technology [online]. 2014, vol. 22, no. 2 [cit.2016-03-14]. Dostupné z:
<http://ieeexplore.ieee.org.ezproxy.techlib.cz/xpls/icp.jsp?arnumber=6532332> ISSN: 1063-6536

8 Seznam zkratk

SV	Side Valve - postranní ventily
OHV	Over Head Valve - ventily v hlavě válců
OHC	Over Head Camshaft - vačkový hřídel v hlavě válců
SOHC	Single Over Head Camshaft - jednotný vačkový hřídel v hlavě válců
DOHC	Double Over Head Camshaft - dvojitý vačkový hřídel v hlavě válců
HÚ	Horní úvrať
DÚ	Dolní úvrať
IOE	Inlet Over Exhaust - protilehlé ventily
VVA	Variable Valve Actuation - mechanickohydraulický systém
EVA	Electromagnetic Valve Actuator - elektromagnetický systém
HRC	Hardness by Rockwell - tvrdost podle Rockwella
GPS	Global Positioning System - globální polohovací systém
USB	Universal Serial Bus - univerzální sériová sběrnice
LPG	Liquefied Petroleum Gas - zkapalněný ropný plyn
CNG	Compressed Natural Gas - stlačený zemní plyn

9 Seznam obrázků

Obr. 1 Píst vznětového motoru, a) schéma pístu; b) píst v pohledech	4
Obr. 2 Konstrukční typy pístů, a) s tlakovou komůrkou; b) s vírovou komůrkou;	5
Obr. 3 Pístní kroužky, a) schéma sestavení; b) části pístních kroužků	6
Obr. 4 Konstrukční provedení kroužků, a) pístních; b) stíracích	7
Obr. 5 Pístní čepy, a) druhy a velikosti pístních čepů; b) ložisko pístního čepu.....	8
Obr. 6 Ojnice, a) schéma ojnice; b) Jednotlivé typy ojnic	9
Obr. 7 Schéma klikového hřídele.....	10
Obr. 8 Klikový hřídel vznětového motoru	11
Obr. 9 Kluzné ložisko, a) schéma kluzného ložiska; b) pohled z boku.....	12
Obr. 10 Blok motoru, a) schéma bloku; b) Open-deck; c) Open-deck do tvaru V;	14
Obr. 11 Hlava válců, a) schéma hlavy; b) hlava válců ve dvou pohledech;.....	15
Obr. 12 Rozdělení ventilových rozvodů s mechanickým ovládním	16
Obr. 13 Schematické uspořádání jednotlivých ventilových rozvodů,	17
Obr. 14 Speciální typy rozvodových mechanismů, a) mechanicko-pneumatický rozvod;.....	18
Obr. 15 Speciální typy rozvodových mechanismů, a) elektrohydraulický rozvod;	19
Obr. 16 Elektromagnetická vířivá brzda, a) brzdné pole; b) schematické znázornění.....	21
Obr. 17 Hydraulická brzda, a) brzdné pole; b) schematické znázornění.....	23
Obr. 18 Elektrodynamická brzda, a) momentová charakteristika; b) schéma uložení	23
Obr. 19 Válcová zkušebna, a) moderní zkušebna; b) schéma	24
Obr. 20 Využitelnost válcových zkušeben	27

Obr. 21 Metoda měření dynamometrem, a) traktor spojený s dynamometrem;	32
Obr. 22 Dynamometr LPS ZW 500	33
Obr. 23 Metoda volné akcelerace, a) motor s připevněným optickým čidlem;.....	34
Obr. 24 Měřicí přístroje, a) optický snímač otáček; b) měřicí ústředna.....	36
Obr. 25 Traktor spojený s bubnovým žacím strojem	37
Obr. 26 Bubnový rotační žací stroj, a) pohled na pohybové ústrojí; b) pohled ze spodu	38
Obr. 27 Metoda GPS, a) traktor na měřeném úseku; b) umístění GPS přijímače na karoserii	39
Obr. 28 Měřený úsek metodou GPS	40
Obr. 29 GPS přijímač.....	41
Obr. 30 Grafické znázornění převýšení točivého momentu	42
Obr. 31 Zetor Forterra 8641	44
<u>Obrázky v přílohách:</u>	
Obr. 32 Těsnění klikového hřídele, a) schéma těsnění; b) pohled z boku	I
Obr. 33 Setrvačnick, a) schéma dvojhmotového setrvačnicku;.....	II
Obr. 34 Torzní tlumič, a) schéma tlumiče; b) pohled z boku.....	III
Obr. 35 Provedení válců u bloků motoru z hliníkových slitin	IV
Obr. 36 Možnosti vstřikování, a) přímý vstřik; b) nepřímý vstřik.....	V
Obr. 37 Součásti mechanických rozvodů,.....	VI
Obr. 38 Vačkový hřídel, a) průřez vačkou; b) schéma hřídele; c) pohled na hřídel	VIII

10 Seznam tabulek

Tab. 1 Metody měření výkonových parametrů vznětových motorů	20
Tab. 2 Základní technické parametry dynamometru	32
Tab. 3 Technické parametry bubnového rotačního žacího stroje.....	37
Tab. 4 Technické parametry přijímače GPS.....	41
Tab. 5 Hlavní technické parametry měřeného motoru traktoru	45
Tab. 6 Příklad hodnot dopočtených softwarem při měření č. 1 na dynamometru	46
Tab. 7 Příklad dopočítaných hodnot z měření výkonových parametrů při volné akceleraci ...	48
Tab. 8 Příklad dopočtených hodnot z měření výkonových parametrů při volné akceleraci se zátěží.....	49
Tab. 9 Příklad naměřených a dopočtených hodnot měření výkonových parametrů pomocí GPS při druhém zařazeném převodovém stupni.....	51
Tab. 10 Porovnání hodnot převýšení točivého momentu a poklesů otáček aplikovaných metod	55

11 Seznam grafů

Graf 1 Vnější otáčková charakteristika z prvního, druhého a třetího měření na dynamometru	47
Graf 2 Vnější otáčková charakteristika z měření volné akcelerace	48
Graf 3 Vnější otáčková charakteristika z měření volné akcelerace se zátěží	50
Graf 4 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 2. převodovém stupni z měření pomocí GPS.....	52
Graf 5 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 3. převodovém stupni z měření pomocí GPS.....	53
Graf 6 Vnější otáčková charakteristika při zařazeném 4. převodovém stupni z měření pomocí GPS.....	54
Graf 7 Porovnání jednotlivých otáčkových charakteristik použitých metod měření točivého momentu	56
Graf 8 Porovnání jednotlivých otáčkových charakteristik použitých metod měření výkonu ..	56

12 Seznam příloh

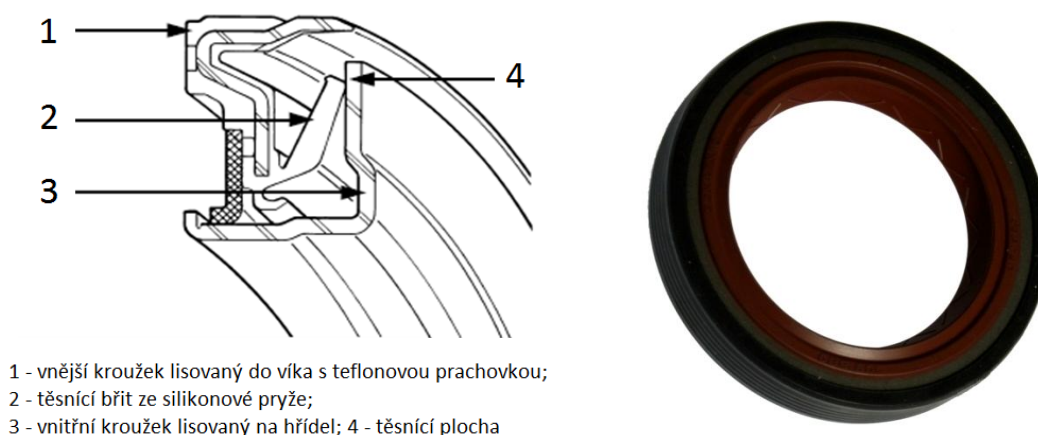
Příloha č. 1 Součásti klikové skupiny	I
Příloha č. 2 Možnosti provedení bloků motoru.....	III
Příloha č. 3 Rozdělení hlav válců podle vstřikování.....	IV
Příloha č. 4 Součásti ventilových rozvodů	V

Příloha č. 1 Součásti klikové skupiny

Sestava klikového hřídele neobsahuje pouze hlavní a ojniční kluzná ložiska, jeho součástí musí být i těsnění klikového hřídele, setrvačnick a torzní tlumič. [06]

Klikový hřídel spolu s klikovou skříní musí být od okolního prostředí perfektně uzavřen. To zabezpečuje těsnění klikového hřídele, obrázek č. 32b. Používají se hřídelové těsnící kroužky. Tyto kroužky jsou na předním konci klikového hřídele zalisovány v předním víku motoru a na zadním konci do pomocného zadního víka, přišroubovaného k bloku motoru, obrázek č. 32a. Horní hranice provozní teploty a maximální obvodová rychlost těsněného průměru ovlivňují volbu složení materiálu těsnícího kroužku. Používanými materiály jsou především silikonové a polyakrylátové pryže. I přes těsnící účinek těsnícího kroužku, vybaveného prachovkou se jemné částice dostávají skrz těsněné místo. Je proto nutné tyto kroužky po čase obměnit. Jednou možností je vhodné použití těsnícího kroužku s teflonovou manžetou. [06, 19]

Obr. 32 Těsnění klikového hřídele, a) schéma těsnění; b) pohled z boku

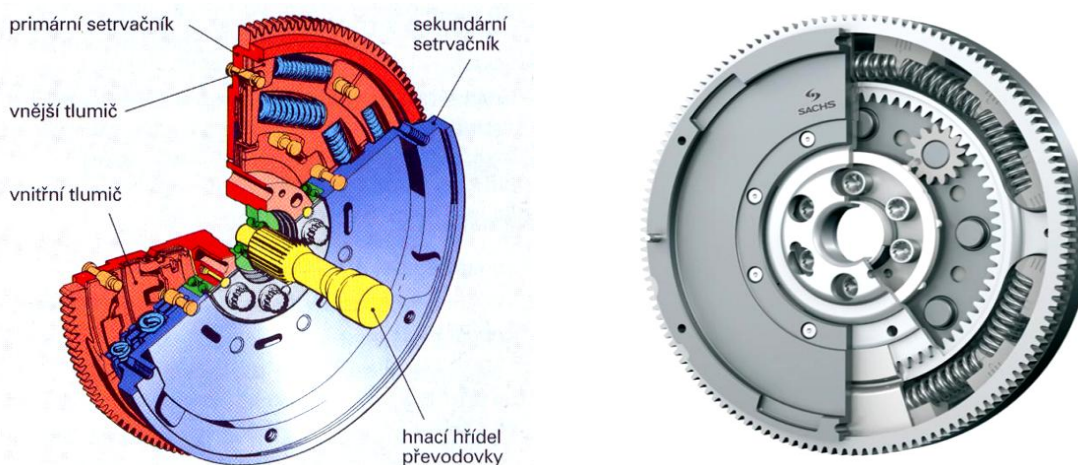


Zdroj: [06, 75]

Setrvačnick je nedílnou součástí sestavy klikového hřídele, akumulující kinetickou energii. Tato součást je namontována na jeho zadní přírubu. Setrvačnick je navrhován pro vyrovnávání úhlové rychlosti otáčení, překonávání mrtvých fází klikového mechanismu a zásobování energie pro pomocné zdvihy pracovního cyklu. U motorů s více než šesti válci se zdvihy pístů dostatečně překrývají. V tomto případě není užití setrvačnicku nutné. Setrvačnick má zpravidla tvar plného válce. Jeho součástí je ozubený věnec určený pro pastorek elektrického startéru. „Na povrchu setrvačnicku některých motorů bývá umístěna značka

určující polohu horní úvratí prvního válce motoru a úhlová stupnice pro nastavení velikosti základního předstihu zážehu, nebo předstihu vstřiku“ [03]. Dalším používaným setrvačником je tzv. dvojhmotový setrvačník, obrázek č. 33a, jehož zadní čelní strana je přišroubována k přírubě klikového hřídele. Tento typ setrvačníku je smontován ze dvou kruhových částí, spojených několikastupňovým systémem na tři skupiny rozdělených tlumicích pružin. Pohyblivý člen dvojhmotového setrvačníku je schopen rotačního pohybu až k pevnému dorazu směrem proti síle tlumicích pružin. K největšímu protáčení mezi setrvačnými kotouči a tedy k zapojení všech tří skupin pružin dochází při spouštění a zastavování motoru. Další variantou setrvačníků je dvojhmotový setrvačník s planetovou redukcí, obrázek č. 33b. Planetová redukce instalovaná do těla setrvačníku umožňuje v závislosti na převodovém poměru systém tlumení optimálně vyladit, snížit vibrace motoru. [06, 19]

Obr. 33 Setrvačník, a) schéma dvojhmotového setrvačníku; b) dvojhmotový setrvačník s planetovou redukcí



Zdroj: [63, 26]

V neposlední řadě může být na klikový hřídel navržen i torzní tlumič, obrázek č. 34b. sestavený z pevného kotouče a setrvačníku ve tvaru věnce a vulkanizované pryže, obrázek č. 34a. Obě části k sobě spojené pryží se mohou proti sobě otáčet o několik úhlových stupňů. Požadovanou funkcí torzního tlumiče je vyrovnávání otáček klikového hřídele při jejich kolísání. „Při náhlém zrychlení zůstává setrvačník pootočen o několik stupňů za aktuální pozici klikového hřídele, zatímco při deceleraci tuto polohu příslušně předchází“ [03]. Vidáme jej u řadových šestiválcových motorů a velmi zřídka i u motorů řadových čtyřválcových a

osmiválcových do „V“. Konstrukce torzního tlumiče pomocí hydraulického tlumení se nazývá Hydrodamp. [06, 19]

Obr. 34 Torzní tlumič, a) schéma tlumiče; b) pohled z boku

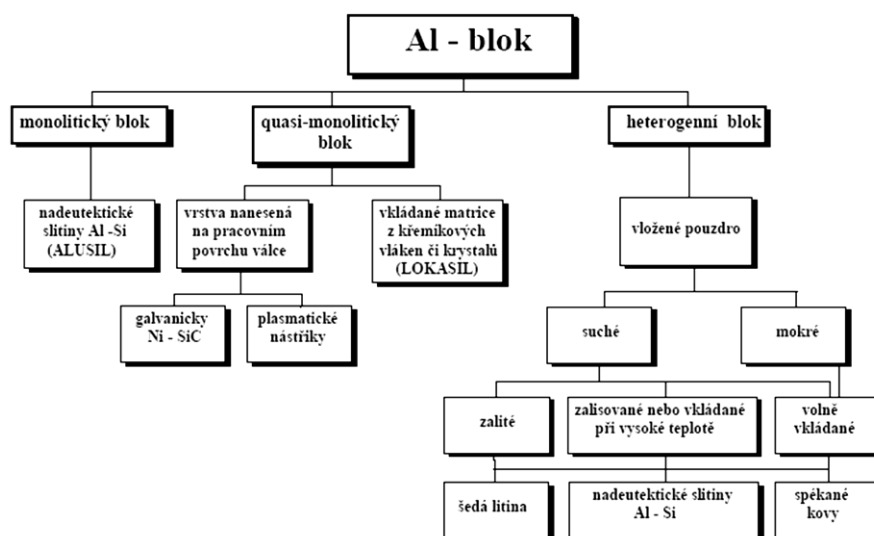


Zdroj: [76, 49]

Příloha č. 2 Možnosti provedení bloků motoru

Motorové bloky lze rozdělit dle tvaru a provedení vlastního válce motoru na bloky s vloženými válci a bloky s odlitými válci v jednom celku. Pro bloky s odlitými válci v jednom celku se používají odlitky z šedé litiny a hliníkové (Al) slitiny. Bloky ze šedé litiny mají pracovní plochu vytvořenu přímo z odlévaného materiálu naopak bloky odlévané z Al slitin se dělí podle provedení válce motoru na monolitické, quasi-monolitické a heterogenní. Detailnější rozdělení těchto skupin je zobrazeno na obrázku č. 35. K výhodám Al bloků patří snížení hmotnosti, možnost přenášení vyšších zatížení díky lepší tepelné vodivosti materiálu, v kombinaci s použitím vhodné úpravy povrchu válce i následné snížení spotřeby paliva, provozních kapalin a snížení emisí. Nevýhodou je jejich cena, převyšující dvojnásobek ceny bloků z šedé litiny a nutné vybavení ploch válců speciálními kluznými plochami. [03, 14]

Obr. 35 Provedení válců u bloků motoru z hliníkových slitin



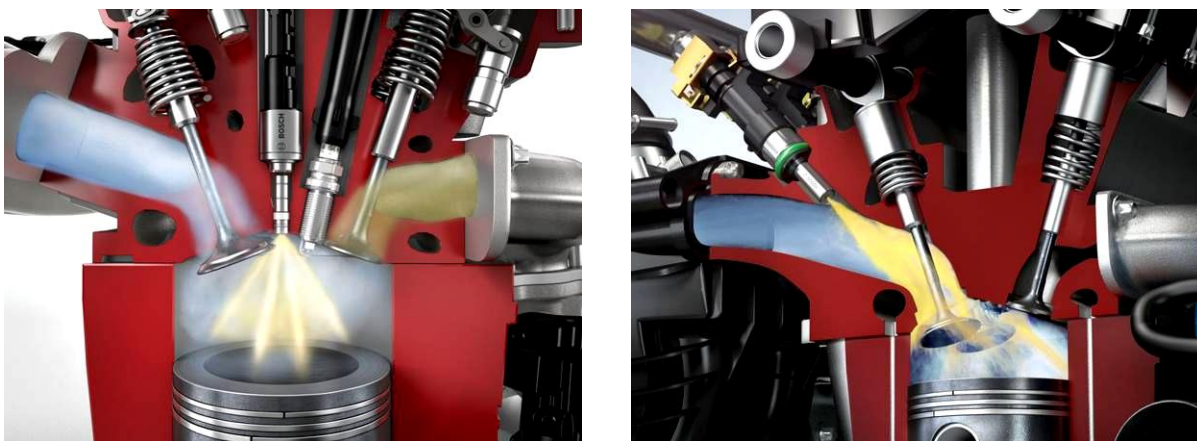
Zdroj: [05]

U motorů chlazených kapalinou může být pracovní plocha válce obrobena v materiálu bloku motoru a nebo může být tvořena pomocí pouzder vkládaných do vývrtu v bloku motoru. Díky rozvoji monolitických a quasi-monolitických bloků, které zajišťují dostatečnou životnost pracovního povrchu válce, se bloky s vloženými válci téměř přestali používat. Stále se však používají u velkých motorů nákladních automobilů a traktorů, protože se nemusí demontovat celý motor z auta. Vložené válce se rozdělují na suché, které nejsou v kontaktu s chladicí kapalinou, a mokré, které s kapalinou v kontaktu jsou. [03, 05, 14]

Příloha č. 3 Rozdělení hlav válců podle vstřikování

Hlava válců vznětových motorů má velmi podobnou konstrukci jako je u motorů zážehových. Hlavy můžeme dělit, dle způsobu vstřikování pro motory s přímým vstřikem (obrázek č. 36a), kde je palivo vstřikováno přímo do spalovacího prostoru, a pro motory s nepřímým vstřikem (obrázek č. 36b), kde se palivo vstřikuje do spalovací komůrky umístěné přímo v hlavě válců. [03, 04, 12]

Obr. 36 Možnosti vstřikování, a) přímý vstřik; b) nepřímý vstřik



Zdroj: [70, 25]

U čtyřventilové hlavy válců s přímým vstřikem jsou spalovací komora a vstřikovač umístěny v ose válce, zatímco u dvouventilové hlavy jsou spalovací komora a vstřikovač z konstrukčních důvodů umístěny mimo tuto osu. „Pro tyto motory je charakteristické použití šroubových sacích kanálů zabezpečujících vytvoření intenzivního radiálního víru potřebného pro co nejlepší spálení paliva vstřikovaného do válce více-otvorovou tryskou“ [05]. Pro lepších starty při nižších teplotách se v současnosti hlavy válců vybavují žhavicími svíčkami. Hlavy válců s nepřímým vstřikem se v dnešní době používají jen zřídka. Jejich výhodou je pozvolnější nárůst tlaku, nižší vnější hluk a menší vibrace, ale velkou nevýhodou je vyšší spotřeba paliva, díky které je tato technologie vytlačována motory s přímými vstřiky. Nejčastěji se používala vírová komůrka. [03, 04]

Příloha č. 4 Součásti ventilových rozvodů

Ventily, obrázek č. 37a, musí splňovat určité požadavky, protože jsou za provozu motoru vystaveny vysokému namáhání. Především vysoká tepelná odolnost cca 800 °C, korozní odolnost, dobré kluzné vlastnosti vedení ventilu. Nejdůležitější částí ventilu je tzv. stopka ventilu, umístěná na jeho horním konci. Ventily se vyrábí z legované oceli, chrom-křemíkové a chromnikl-křemíkové oceli, austenitické oceli a oceli Nimonic. „Stopky ventilu snáší vysoké namáhání a opotřebení a musí odolávat rázovému zatížení, otáčení a mechanickému opotřebení. Indukční kalení zvyšuje tvrdost stopky tak, aby těmto účinkům mohla odolávat“ [06]. Pokud se stopka nedá kalit, lze použít metodu spočívající v navaření stellite. Stellite má

vysokou hodnotu tvrdosti a je velmi odolný vůči tepelnému mechanickému namáhání. Dřík ventilu se povrchově upravuje nitridovou nebo chromovou vrstvou pro zlepšení kluzných vlastností a sedla ventilů se kalí nebo navařují stellite. Ventily se podle provedení profilu rozdělují na monometalické, bimetalické a duté ventily plněné sodíkem. [09, 10, 14]

Ventilové pružiny, obrázek č. 37b, mají za úkol držet ventil ve stavu zavřeném a dokonale následovat pohyb ventilu způsobený točícím se vačkovým hřídelem tak, aby ventil při nejvyšších otáčkách od vačky neodskakoval. Nejčastěji se používají válcové spirálové pružiny. Čím jsou větší otáčky motoru, tím se používají tvrdší pružiny s menším počtem závitů. V dalších případech je možné použití dvou soustředných pružin pro jeden ventil. Tato dvojice pružin se používá s obráceným stoupáním a tím potlačuje vznik rezonančního kmitání. [09]

Zvedací tyčky, obrázek č. 37c, u rozvodu typu OHV a přenášejí pohyb mezi zdvihátkem a vahadlem. Vyrábějí se z ocelových nebo duralových trubek zalisovaných do koncovek kulového tvaru. [09, 10]

Vahadla rozvodového ústrojí, obrázek č. 37d, mají za úkol otevírat ventily. U rozvodu OHV vyvolává pohyb vačkový hřídel směrem na vahadla přes zdvihátka a zvedací tyčky. Kalená plocha vahadla je přímo ve styku s dříkem ventilu. Vahadla jsou v řadě uložena na průběžném trubkovém čepu v hlavě válců. U rozvodu typu OHC je vačka ve styku přímo s vahadlem nebo s jednostranně podepřenou pákou. [09, 10, 14]

**Obr. 37 Součásti mechanických rozvodů,
a) ventily; b) ventilové pružiny; c) zvedací tyčky; d) vahadla; e) zdvihátka**



Zdroj: [36, 71, 27, 40, 74]

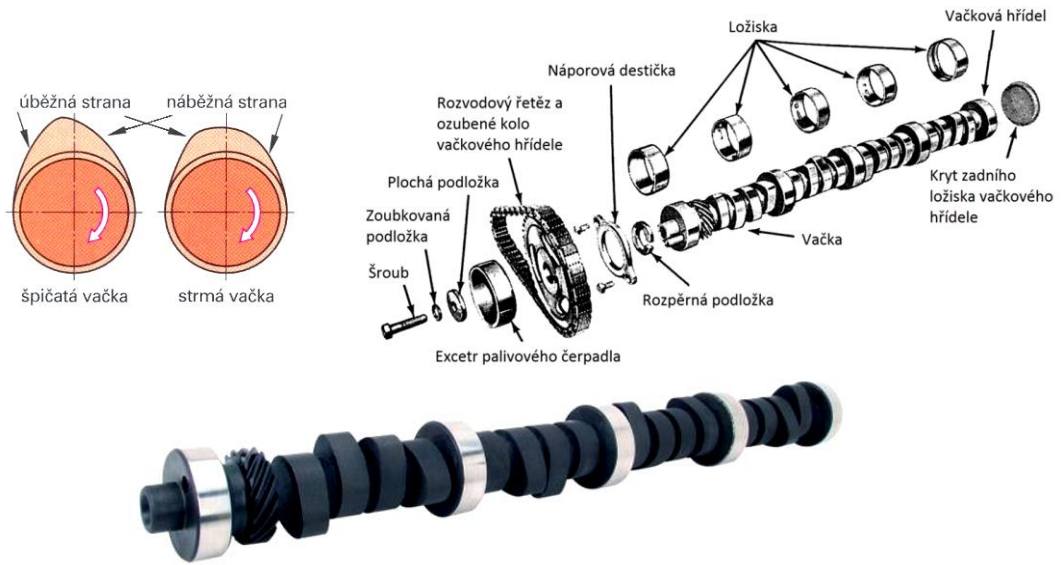
Zdvihátka, obrázek č. 37e, se dělí na válcová, talířková a s kladkou. Výhodou válcových zdvihátek a zdvihátek s kladkou je možné jejich vyjmutí bez demontáže vačkového hřídele. Styková plocha zdvihátka s vačkou je kalena na tvrdost HRC 50 - 60 a následně broušena a lapována. Vodící plocha zdvihátka je mazána olejem stékajícím po zvedacích tyčkách z hlavy

válců. Díky velmi malé stykové ploše mezi zdvihátkem a vačkou se snižuje jejich životnost vlivem opotřebení. Pro snížení opotřebení se zajišťuje otáčení zdvihátka. [09, 10, 14]

Součástí vačkového hřídele jsou jednotlivé vačky, obrázek č. 38a, ovládající otvírání sacích a výfukových ventilů. U starších motorů je na vačkovém hřídeli také excentr pohánějící palivové čerpadlo a ozubené kolo pohánějící olejové čerpadlo a rozdělovač, obrázek č. 38b. Vačkový hřídel je uložen v hlavě válců v kluzných hydrodynamických ložiscích. „Umístění vaček na hřídeli je určeno rozložením válců, pořadím práce válců a zvoleným časováním rozvodu“ [07]. Tyto aspekty mají prvořadý vliv na výkonové a ekonomické parametry a množství škodlivých emisí. Časová fáze sání má následující vlastnosti. Teoretický sací zdvih trvá 180° pootočení klikového hřídele. Experimentálními metodami se prokázalo, že pro získání co nejvyšší hodnoty hmotnostního naplnění válce motoru je potřeba začít fázi otvírání sacího ventilu 10° - 20° před HÚ a končit fázi zavírání sacího ventilu 40° - 70° po DÚ pístu. Z toho vyplývá, že doba otevření sacího ventilu se pohybuje v rozmezí 240° - 360° pootočení klikového hřídele. Časová fáze výfuku má následující vlastnosti. Fáze otvírání výfukového ventilu začíná 40° - 60° před DÚ a fáze zavírání končí 15° - 20° po HÚ pístu. V okamžiku, kdy se začne otevírat výfukový ventil, mají spaliny ve válci motoru přetlak zhruba 0,4 - 0,5 MPa. Z výše uvedených skutečností je zřetelné, že na konci zdvihu výfukového cyklu je v oblasti HÚ najednou otevřený sací i výfukový ventil. Tento okamžik se nazývá překrytí ventilů. [09, 14]

Vačkový hřídel, obrázek č. 38c, je poháněn od klikového hřídele. Převodový poměr mezi klikovým a vačkovým hřídel je 1 : 2. V nejčastějších případech se k náhonu vačkového hřídele používá přední konec klikového hřídele. U řadových motorů s velkým počtem válců je z důvodu torzních kmitů vhodnější použít k náhonu zadní konec klikového hřídele. Pohon vačkového hřídele může být uskutečněn pomocí válečkového, čepového nebo ozubeného řetězu, ozubeného řemenu, ozubenými koly, svislou hřídelí se dvěma páry ozubených kol a soustavou kinematických členů. Nejpoužívanějším náhonem vačkového hřídele je v současné době řetězový převod a převod ozubeným řemenem. Vibrace a hluk řetězového převodu se snižuje kluznými vodítky a napínáním řetězu. Řemenový převod má poloviční dobu životnosti, než je životnost motoru. Převod ozubeným soukolím se používá u vznětových motorů nákladních automobilů, traktorů a autobusů. [10, 14]

Obr. 38 Vačkový hřídel, a) průřez vačkou; b) schéma hřídele; c) pohled na hřídel



Zdroj: [68, 56, 51]