

Mendelova univerzita v Brně
Institut celoživotního vzdělávání
Oddělení expertního inženýrství

**Analýza vybraných technických
parametrů vznětových spalovacích
motorů**

Bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. František Bauer, CSc.

Vypracoval:

Adam Tamáši

Brno 2016

Na této stránce bude vložen originální formulář Zadání bakalářské práce.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci: **Analýza vybraných technických parametrů vznětových spalovacích motorů** vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace jsou uvedeny v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů, a v souladu s platnou *Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 Autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity o tom, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne 24.5.2016

Poděkování

Největší poděkování patří prof. Ing. Františku Bauerovi CSc. za cenné rady a věcné připomínky, vstřícnost a ochotu při zpracování této bakalářské práce.

Velké díky patří také rodině za neutuchající podporu během celého studia.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá analýzou vybraných technických parametrů vznětových spalovacích motorů. Teoretická část popisuje současný stav v konstrukci moderních vznětových motorů, a to především motorů traktorových. Dále jsou uvedeny nové trendy v konstrukci motorů. Popsány jsou také charakteristiky spalovacích motorů a metody měření traktorových motorů, zejména měření německou nezávislou zkušebnou DLG podle metod mezinárodní normy OECD. V praktické části jsou tabulkově zpracovány a analyzovány technické parametry a výsledky měření traktorových motorů právě ze zkušebny DLG. U vybraných výsledků měření 6 válcových traktorových vznětových motorů je analýza zaměřena především na měrnou spotřebu paliva. Z výsledků je patrná prokazatelná závislost měrné spotřeby paliva na zdvihovém objemu motoru.

Klíčová slova: Vznětový spalovací motor, traktorový motor, měrná spotřeba paliva, měření výkonu motoru

Abstract

The bachelor thesis analyses selected technical parameters of diesel engines. The theoretical part describes the present situation in construction of modern diesel engines, and especially the tractor ones. Furthermore, it also lists new trends in construction of engines as such. Beyond that, the thesis describes characteristics of combustion engines and methods used to measure the tractor engines, especially those measurements conducted by the German independent DLG test center according to international standards OECD. The practical part then consists of data sorted into tables and analyses technical parameters and results of measurements conducted in the aforementioned DLG test center. The analysis of selected measurements of six cylindrical tractor diesel engines focuses primarily on specific fuel consumption, and its results prove the irrefutable dependence of the specific fuel consumption on the stroke volume of the engine.

Keywords: diesel combustion engine, tractor engine, specific fuel consumption, thermal efficiency, engine performance measurement

OBSAH

1	Úvod	8
2	Cíle bakalářské práce	9
3	Vznětový spalovací motor	10
3.1	Princip činnosti	10
3.2	Sdílení tepla ve spalovacím prostoru	12
3.3	Energetická bilance motoru	13
3.4	Ekonomika práce	14
3.5	Požadavky na traktorový motor	16
4	Současný stav v konstrukci traktorových vznětových spalovacích motorů	18
4.1	Konstrukční části motorů	18
4.1.1	Blok motoru a hlava válců	19
4.1.2	Klikový mechanismus	19
4.1.3	Rozvodový mechanismus	20
4.2	Mazací soustava	21
4.3	Palivová soustava	21
4.3.1	Vstřikovací systém Common Rail	22
4.3.2	Vstřikovače	24
4.4	Sací systém	26
4.4.1	Čističe vzduchu	27
4.5	Přepřňování	27
4.5.1	Regulace plnicího tlaku turbodmychadla	29
4.5.2	Přepřňování moderních vznětových motorů	30

4.6	Chladicí soustava	31
4.7	Navyšování výkonu	32
4.8	Zařízení pro úpravu výfukových plynů.....	32
4.8.1	Emisní limity traktorových motorů	33
4.8.2	Recirkulace výfukových plynů (EGR).....	33
4.8.3	Filtr pevných částic (DPF).....	34
4.8.4	Oxidační katalyzátor (DOC).....	36
4.8.5	Selektivní katalytická redukce (SCR)	36
4.9	Nové trendy v konstrukci traktorových motorů.....	38
4.10	Charakteristiky spalovacích motorů.....	39
4.11	Měření traktorových motorů.....	40
4.11.1	Měření traktorů podle OECD	40
4.11.2	Měření zkušebnou DLG.....	41
5	Analýza vybraných technických parametrů vznětových spalovacích motorů	42
5.1	Materiál a metody	42
5.2	Tabulkové zpracování technických parametrů	43
5.3	Vyhodnocení výsledků měření.....	45
5.4	Diskuze	49
6	Závěr	50
	Seznam použité literatury	52
	Seznam obrázků	56
	Seznam tabulek	59

1 ÚVOD

Vývoj vznětového spalovacího motoru ušel od svého vynálezu Rudolfem Dieselem koncem 19. století dlouhou cestu. Vznětové motory jsou dnes široce využívané jak v automobilové dopravě, nákladní dopravě, tak především v lodní dopravě a zemědělství, kde tvoří prozatím nezastupitelné pohonné jednotky.

Požadavky na moderní vznětové motory jsou vysoký výkon a zejména velký točivý moment dostupný při co nejnižších otáčkách motoru, aby bylo docíleno nízké spotřeby paliva. Právě spotřeba paliva je hlavním faktorem ekonomiky provozu. Pro objektivní srovnání spotřeby motorů o odlišném výkonu se využívá měrná spotřeba paliva, kde je spotřeba vztažena na jednotku výkonu motoru. Určení parametrů daného motoru vychází z jeho charakteristik, které se získávají zkoušením motorů dle národních či mezinárodních platných norem.

Vývoj výrobců motorů vede k zvyšování účinnosti motorů, následkem čehož je mimo jiné snižování spotřeby paliva. Kromě toho dochází ke snižování množství škodlivých látek ve výfukových plynech, které musejí podléhat stále se zpřísnujícím emisním normám, bez jejichž splnění nelze produkty uvést na trh. Nová technická řešení spočívají především v rozšiřujícím se elektronickém řízení (zejména při přípravě směsi), ve zvyšujících se plnicích tlacích (přepřehování) a následné úpravě výfukových plynů.

Pro účely analýzy parametrů motoru je třeba využít výsledky některé z certifikovaných nezávislých zkušeben, jako je například německá zkušebna DLG. Výsledky měření nezávislých zkušeben zpravidla bývají veřejně dostupné. Měření traktorových motorů může probíhat na motorové zkušebně na samotném motoru, nebo přes vývodový hřídel traktoru, kdy je motor standardně zastavěn. Analýza vybraných parametrů traktorových motorů v praktické části bakalářské práce vychází právě z druhé jmenované varianty zkoušky. Analýza se týká zejména měrné spotřeby paliva a její závislosti na zdvihovém objemu motoru u řadových šestiválcových vznětových motorů.

2 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem teoretické části je vypracovat přehled současného stavu v konstrukci vznětových spalovacích motorů a představit metodu měření výkonu traktorového motoru přes vývodový hřídel podle normy OECD. Dále také naznačit možné vývojové trendy v konstrukci vznětových motorů a použitých materiálech.

Cílem praktické části je vybrat výsledky měření 6 válcových traktorových vznětových motorů o odlišném zdvihovém objemu motoru ze zkušebny DLG a tabulkově zpracovat parametry těchto vybraných motorů. Vybrané parametry se zaměřením především na měrnou spotřebu paliva při maximálním výkonu motoru, jmenovitém výkonu motoru a výkonu motoru při maximálním točivém momentu analyzovat a získané hodnoty graficky zpracovat. Na základě těchto grafů formulovat závěr.

3 VZNĚTOVÝ SPALOVACÍ MOTOR

3.1 Princip činnosti

Spalovací motor je tepelný stroj, v němž dochází k přeměně chemické energie paliva jeho spálením na energii tepelnou, která je převáděna na energii mechanickou. U pístových spalovacích motorů dochází působením potenciální energie spalin (tlaku) na dno pístu k mechanické práci.

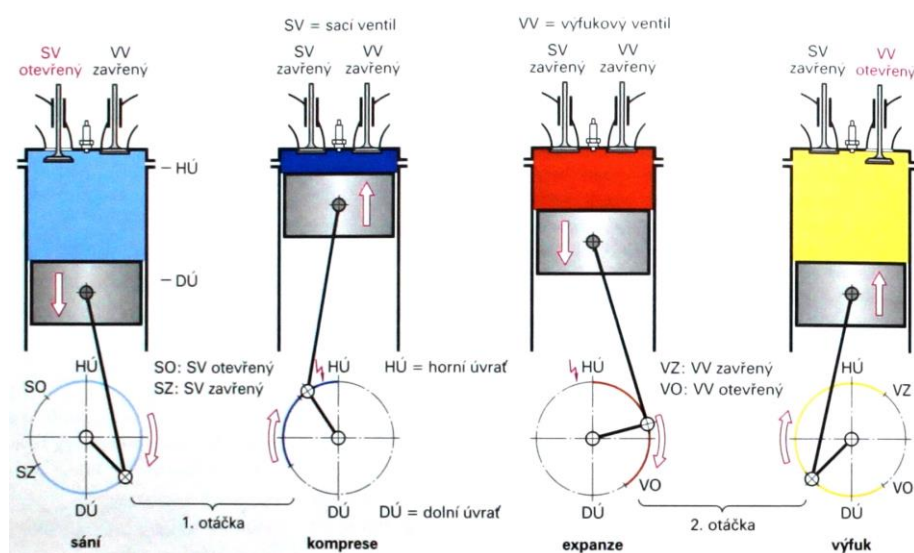
Vznětový motor (Dieslův - pojmenovaný podle vynálezce Rudolfa Diesela) je motor s vnitřním spalováním, vnitřní tvorbou směsi (uvnitř válce) a s přímočarým pohybem pístu, který je pomocí kliky převáděn na pohyb rotační. Ve většině případů se jedná o motory čtyřdobé. Charakteristické pro tyto motory je vstřikování paliva pod vysokým tlakem do stlačeného vzduchu ve válci, kdy k samovznícení směsi dojde díky vysoké kompresní teplotě. Jako palivo se využívá ropné těžko odpařitelné palivo - motorová nafta. Palivo je vstřikováno na konci kompresního zdvihu do horkého stlačeného vzduchu (Vlk 2003a).



Obr. 1 Částečný řez řadovým šestiválcovým motorem John Deere
Zdroj: webové stránky Daňhel Agro a.s. (2016)

Pracovní cyklus probíhá během dvou otočení klikového hřídele ve čtyřech dobách (viz obr. 2). Čtyři pracovní doby jsou:

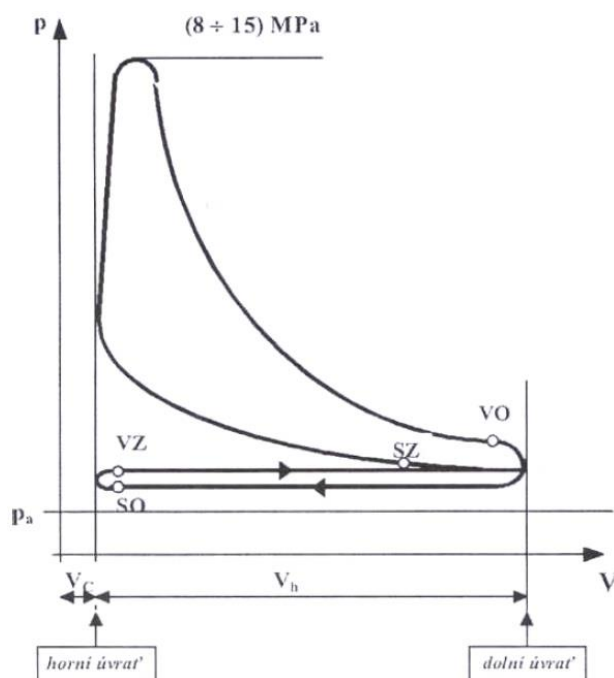
- **sání** - píst se pohybuje z horní do dolní úvratě, přičemž sací ventil je otevřen a vzniklým podtlakem je nasáván vzduch do válce. Sací ventil je uzavřen těsně za dolní úvratí pro lepší naplnění válce využitím energie proudícího vzduchu,
- **komprese** - oba ventily jsou uzavřeny. Pohybem pístu z dolní do horní úvratě dochází ke stlačování nasátého vzduchu ve válci a tím roste jeho teplota. Před dosažením horní úvratě je do válce vstříknuto a rozprášeno palivo,
- **expanze** - kompresním teplem dojde ke vznícení směsi, ve válci roste teplota a tlak spalin, který je největší těsně za horní úvratí. Tlakem spalin na dno pístu je přes ojnici roztáčen klikový hřídel. Jedná se o jedinou pracovní dobu cyklu,
- **výfuk** - otevřením výfukového ventilu před dolní úvratí dojde k rozprouzení spalin a tím lepšímu vyprázdnění válce. Zbytek spalin je vytlačen pohybem válce do horní úvratě, sací ventil se otevírá těsně před jejím dosažením pro plnění válce čerstvým vzduchem. Výfukový ventil je otevřen až do pozice pístu za horní úvratí, což vede k využití energie spalin ve výfukovém kanálu k dokonalejšímu výplachu válce (Bauer a kol. 2013).



Obr. 2 Pracovní cyklus čtyřdobého spalovacího motoru
Zdroj: webové stránky Učíme v prostoru (2016)

3.2 Sdílení tepla ve spalovacím prostoru

Na rozdíl od ideálního oběhu probíhá u reálných motorů skutečný tepelný oběh (viz obr. 3). Při tomto oběhu motor pracuje s reálnou náplní, která je v průběhu cyklu vyměňována, a proto není její chemické složení stálé. Probíhá výměna tepla mezi náplní a stěnami spalovacího prostoru. Při pohybu pístu ve válci vznikají netěsnosti a též dochází ke ztrátám třením těsnících a stíracího kroužku. V indikátorovém diagramu jsou přechody mezi jednotlivými fázemi zaoblené - to je způsobeno konečnou rychlostí probíhajících změn (Vlk 2003a).



Obr. 3 Indikátorový diagram čtyřdobého přeplňovaného motoru
Zdroj: Vozidlové spalovací motory (2003)

Tepelná energie se v motoru přenáší kombinací všech 3 způsobů sdílení tepla, a to konvekcí (prouděním), kondukcí (vedením) a radiací (sáláním), kdy většinové zastoupení má vždy jeden ze způsobů. Konvekce probíhá nejvíce v chladicí soustavě motoru, kde dochází ke sdílení tepla mezi teplotnosnou tekutinou a pevnou stěnou. Ke kondukcí dochází například u stěn spalovacího prostoru,

kde záleží na tepelné vodivosti daného materiálu. Radiace probíhá především na sběrném výfukovém potrubí při teplotách nad 500 °C (Ochrana 1993).

Při kompresi, hoření a expanzi je konaná práce menší díky sdílení tepla mezi náplní spalovacího prostoru (nejprve stlačeným vzduchem, poté spalinami) a jeho stěnami. Tepelný tok do stěny spalovacího prostoru závisí na součiniteli přestupu tepla, velikosti povrchu stěny, rozdílu teploty spalin a střední hodnoty teploty stěny.

Teplota stěny vlivem nestálé teploty uvnitř spalovacího prostoru kolísá, nýbrž vlivem značné tepelné vodivosti a tepelné setrvačnosti kovů není tato odchylka od průměrné teploty významná. Z výzkumu profesora Woschni vyplývá, že spečené vrstvy produktů spalování na povrchu stěn spalovacího prostoru mají velký vliv na přestup tepla, jelikož tato vrstva vykazuje izolační vlastnosti.

Mimo to záleží na součiniteli přestupu tepla u chladicí kapaliny, respektive u chladícího vzduchu, jedná-li se o vzduchem chlazené součásti. V obou případech závisí především na typu a rychlosti proudění. Ačkoliv má vzduch několikanásobně vyšší rychlost proudění, vzhledem k jeho tepelné vodivosti je součinitel řádově nižší než u chladicí kapaliny.

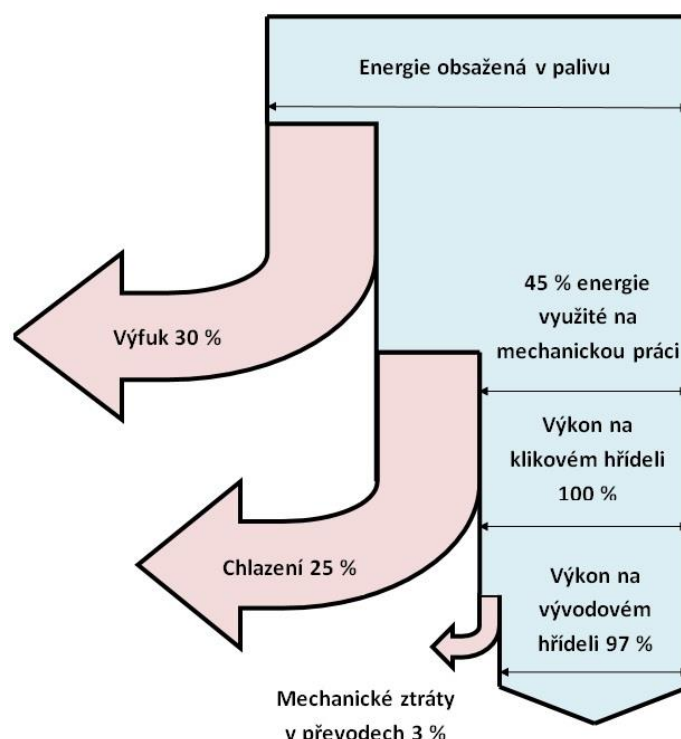
Typ proudění má vliv i u mazacího oleje, kdy se vírovými vložkami či krátkými žebry zajišťuje proudění vířivé, které zvyšuje součinitel přestupu tepla na dvojnásobek oproti proudění laminárnímu.

Chlazení slouží k udržení teploty dílů na přijatelné úrovni, tím však vznikají velké teplotní gradienty, což vede k teplotní napjatosti v materiálu. Největší teplotu mají především ostré hrany a místa značného odvodu tepla, jako je například sedlo výfukového ventilu nebo oblast prvního pístního kroužku (Macek 2007).

3.3 Energetická bilance motoru

Energie z přivedeného paliva se u moderních vznětových spalovacích motorů využije na efektivní mechanickou práci jen z 45% (viz obr. 4). Největší ztráty jsou v podobě ztrát chlazením (přibližně 25 %), malá část energie může být využita

pro vytápění prostoru posádky, a ztrát výfukovými plyny (přibližně 30 %), avšak část této energie může být zužitkována turbodmychadlem, pokud je jím motor vybaven. Dalšími minoritními ztrátami jsou například ztráty nedokonalým spalováním, teplo odvedené mazacím olejem a teplo motorem vysálané do prostoru (Vlk 2003a).

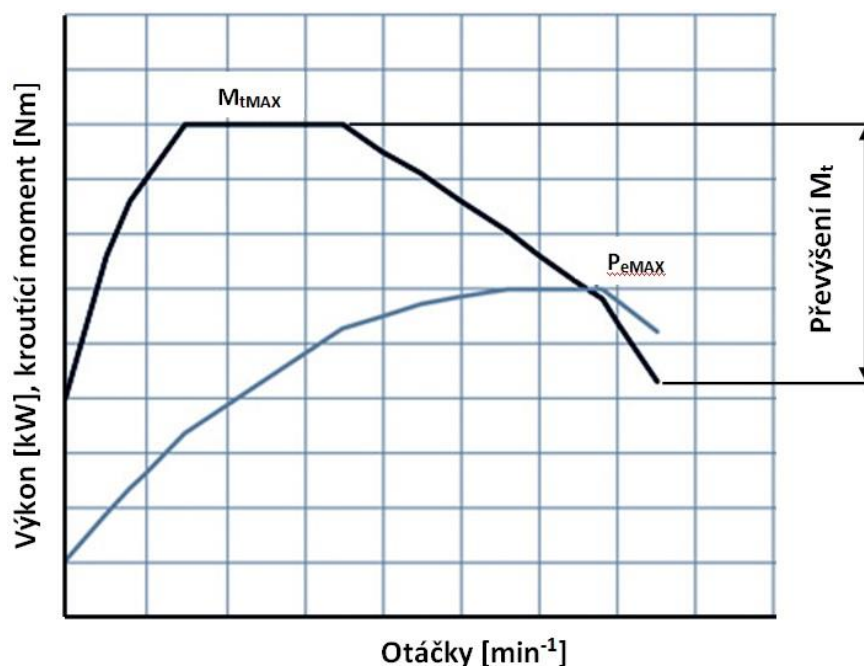


Obr. 4 Energetická bilance traktorového přeplňovaného motoru
Zdroj: vlastní zpracování

3.4 Ekonomika práce

Většinu provozních nákladů u traktorů napříč výkonnostními třídami tvoří náklady na pohonné hmoty, přičemž tato část nákladů lze ovlivnit znalostí a správnou obsluhou dnešních traktorových motorů. Ty se vyznačují vysokým převýšením točivého momentu v širokém rozmezí otáček motoru (viz obr. 5). Moderní pístové spalovací motory jsou snadno regulovatelné, což znamená

možnost provozu při různých režimech s rozdílnými otáčkami, točivým momentem a měrnou spotřebou paliva. Informace o ekonomickém rozsahu otáček vyplývají z úplné otáčkové charakteristiky konkrétního motoru (Bauer, Sedlák 2004).



Obr. 5 Ukázka převýšení točivého momentu ΔM_t
Zdroj: vlastní zpracování

K provozu traktorových souprav v ekonomickém režimu musí být dosaženo vhodných otáček motoru jeho zatížením, toho se docílí zařazením vhodného převodového stupně nebo změnou převodového poměru (u bezstupňových převodovek). Traktor musí být vybaven:

- motorem s vysokým převýšením točivého momentu,
- plynulou převodovkou (CVT), převodovkou s řazením pod zatížením (PowerShift), nebo převodovkou s násobičem točivého momentu (Bauer, Sedlák 2004).

3.5 Požadavky na traktorový motor

Požadavky na moderní traktorové vznětové spalovací motory se zásadně neliší od požadavků na motory v jiných odvětvích. Zákazník požaduje výkonný a zároveň úsporný motor s dlouhou životností, nízkými náklady a nízkou pořizovací cenou. Pro výrobce je podstatná sériová výroba, do níž se rozloží značné náklady na vývoj nových motorů. Dalším zájmem výrobců je sestrojít motor, který se stane pohonnou jednotkou celé modelové řady, respektive najde využití napříč výrobním sortimentem. Z pohledu legislativy jde především o bezpečnost provozu a dodržování stále se zpřísnujících norem, obzvláště týkajících se množství a složení vypouštěných látek ve výfukových plynech. Požadavky podle různých hledisek jsou pro přehlednost uvedeny v následujících výčtech.

Legislativní požadavky:

- nízká produkce škodlivých výfukových emisí a emisí CO₂,
- nízká hladina hluku,
- bezpečnost,
- recyklovatelnost.

Požadavky zákazníka:

- nízká spotřeba paliva a vysoký výkon,
- dlouhá životnost a spolehlivost,
- nízká pořizovací cena,
- nízká cena za údržbu/opravy.

Požadavky výrobce:

- sériovost výroby a s tím spojené nižší výrobní náklady na jednotku,
- nenáročnost výroby,
- podíl na trhu a vliv konkurence, což vede k zisku.

Specifické požadavky na traktorové motory:

- trvalý provoz při maximálním výkonu,
- provoz při kolísavém zatížení,
- vysoké převýšení točivého momentu (40% a více),
- nízká spotřeba paliva,
- automatická regulace výkonu v závislosti na provozních podmínkách,
- snadná a rychlá diagnostika poruch,
- splňování nejpřísnějších legislativních předpisů (Bauer a kol. 2013).

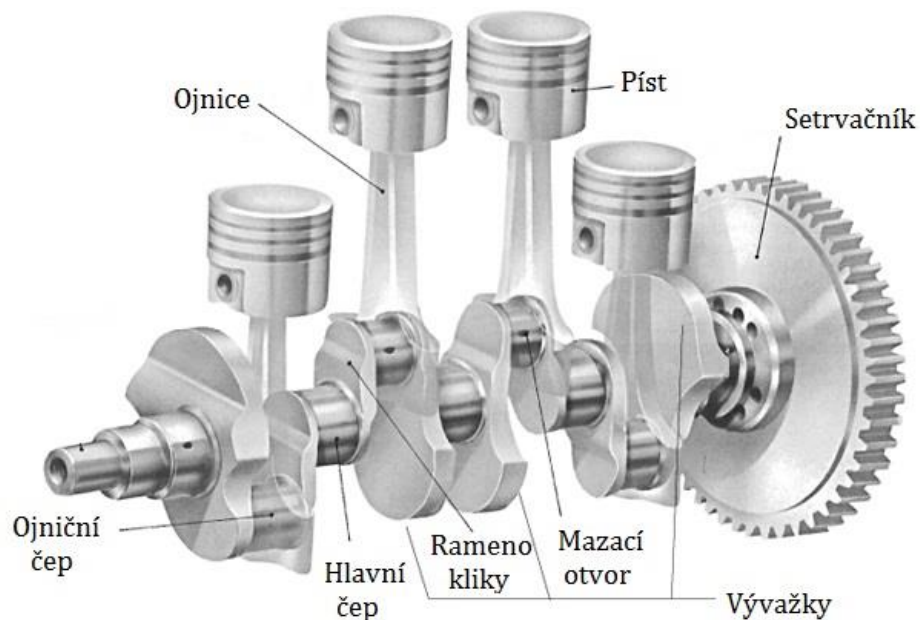
4 SOUČASNÝ STAV V KONSTRUKCI TRAKTOROVÝCH VZNĚTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

U moderních traktorů převažují řadové čtyř a šestiválcové přeplňované vznětové motory. Některé z nejvýkonnějších pásových polních tahačů (značka Challenger) mají motory sedmi a dvanáctiválcové, což je však výjimka. Naopak malotraktory mohou být osazeny motory se třemi válci.

4.1 Konstrukční části motorů

Části pístových spalovacích motorů lze rozdělit do tří skupin, a to:

- **pevné nepohyblivé části** - blok motoru, hlava válců, olejová vana,
- **pohyblivé části** - klikový mechanismus a rozvodový mechanismus,
- **příslušenství motoru** - mazací soustava, palivová soustava, chladicí soustava, sání a čištění vzduchu, výfukové potrubí, přeplňování, elektronické a řídicí systémy (Vlk 2003a).



Obr. 6 Klikový mechanismus čtyřválcového motoru
Zdroj: webové stránky College of Engineering (2016)

4.1.1 Blok motoru a hlava válců

Pevné nepohyblivé části traktorových motorů jsou odlity z šedé litiny. Slouží k zachycení vnitřních a vnějších sil a momentů. Do bloku se vkládají válcové vložky, jež společně s pístem a hlavou válců tvoří spalovací prostor. Tyto vložky jsou z vnější části chlazeny chladicí kapalinou, jedná se proto o tzv. mokré vložky. V bloku a hlavě je odlita soustava kanálků pro vedení chladicí kapaliny a tlakového mazacího oleje. Na bloku válců jsou uchyceny pomocné agregáty (čerpadlo paliva, ventilátor atd.). V hlavě válců jsou umístěny vstřikovače, sací a výfukové kanály a ventilové rozvody pro výměnu náplně (Bauer a kol. 2013, Vlk 2003a).

4.1.2 Klikový mechanismus

Přes klikový mechanismus probíhá změna pohybu přímočarého na pohyb rotační. Jeho součástmi jsou pístní skupina (píst, pístní kroužky, pístní čep), ojnice, klikový hřídel a setrvačnick (viz obr. 6).

U vznětových motorů s přímým vstřikováním má píst ve svém dně spalovací prostor (viz obr. 7). Tvar spalovacího prostoru napomáhá k intenzivnímu víření nasávaného vzduchu. Po svém obvodu má obvykle dva těsnící pístní kroužky a jeden kroužek stírací, který slouží pro stírání mazacího oleje ze stěny válce. Písty mohou být jednodílné (ze slitiny hliníku) nebo skládané (vysoce tepelně odolná koruna a plášť z hliníkové slitiny). Dno pístu je ostříkováno mazacím olejem, vysoce tepelně namáhané písty mají v hlavě chladicí kanálek, kterým proudí tlakový olej (Bauer a kol. 2013, Vlk 2003a).

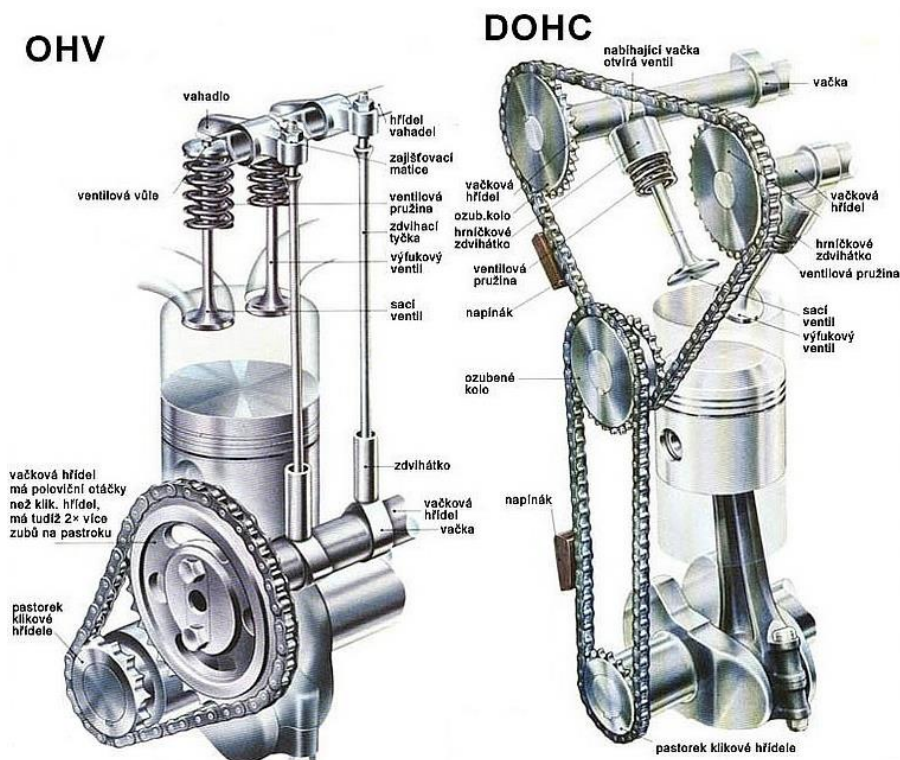


Obr. 7 Spalovací prostory v pístu (zleva: MAN, Hesselman, Saure, polokulový)
Zdroj: webové stránky Příprava směsi u spalovacích motorů (2016)

4.1.3 Rozvodový mechanismus

Rozvody řídí výměnu náplně ve spalovacím prostoru. Rozvodové ústrojí se stará o přenos zdvihu od vačkového hřídele k ventilům v hlavě motoru. Pro maximální využití spalovacího prostoru je nutno do válce přivést co největší množství vzduchu, které umožní vstříknutí velké dávky paliva, a co nejrychleji odvést spaliny. K tomu je důležité správné časování otevírání a zavírání sacích, respektive výfukových ventilů. Ventily jsou namáhány setrvačnými silami, tlakem spalín a především vysokými teplotami. Ventilové sedlo (často i dřív) je tvrzené pro lepší odolnost proti negativním vlivům. Výfukové ventily bývají konstruovány jako bimetalové (talíř z odolnějšího materiálu), či plněné sodíkem (Vlk 2003a).

Moderní traktorové motory ve většině případů využívají 4 ventilové rozvody typu OHV (overhead valve), nebo OHC (overhead camshaft). Vačkový hřídel je poháněn od klikového hřídele pomocí ozubených kol nebo řetězu (viz obr. 8).



Obr. 8 Konstrukční odlišnosti rozvodů OHV a DOHC
Zdroj: webové stránky DR Power Equipment (2016)

V případě OHV je vačkový hřídel v bloku motoru a přes zdvihátko, ventilovou tyčku a vahadlo ovládá ventily umístěné v hlavě válců. Toto řešení je výhodné vzhledem k většímu prostoru v hlavě válců pro sací a výfukové kanály. Naopak nevýhodou je velký počet pohyblivých částí (Bauer a kol. 2013).

Rozvod OHC má kompaktnější zástavbu, kdy je vačka umístěna v hlavě válců. Výhodou oproti OHV je menší počet pohyblivých částí a menší setrvačné hmoty, což vede k větší tuhosti. Lze tak dosáhnout většího zrychlení při otevírání ventilů. V případě dvou vačkových hřídelí jde o systém DOHC (Vlk 2003a).

4.2 Mazací soustava

Mazání motoru olejem slouží v první řadě k zabránění tzv. suchému tření, kdy dochází ke kontaktu třecích ploch. Olej vytvoří na povrchu součástí tenký film, jde tak o tření kapalinové, a tím se výrazně snižuje opotřebení součástí. Mazací olej má jako sekundární funkci odvod tepla z vysoce tepelně namáhaných součástí (například píst), podobně jako chladicí kapalina. Dalšími funkcemi jsou ochrana před korozi a odvádění nečistot (Vlk 2003a).

U moderních motorů se používá tlakové oběhové mazání v kombinaci s mazáním rozstříkem. Tlakový olej je zubovým čerpadlem dodáván k hlavním mazacím uzlům (hlavní ložiska klikové hřídele, ojnicí ložiska, ložiska vačkového hřídele, ložiska turbodmychadla). Od těchto uzlů jsou rozstříkem tlakového oleje mazány další stykové plochy (válec - píst). Důležitým prvkem je také čistič, který svou vložkou zachytává i jemné unášené nečistoty - od 5 μm (Bauer a kol. 2013).

4.3 Palivová soustava

Tvorba směsi je u spalovacího motoru mimořádně důležitá, neboť ovlivňuje velikost a průběh parametrů charakterizujících jeho činnost. U vznětových motorů dochází ke kvalitativní regulaci, kdy je měněn poměr vstříkovaného množství paliva k nasávanému vzduchu.

Motorová nafta je těžko odpařitelné palivo, proto musí být směs tvořena uvnitř spalovacího prostoru rozprášením elementárních kapiček paliva do víru komprimovaného vzduchu (vířením dojde k lepšímu odpaření) těsně před horní úvratí kompresního zdvihu. V této fázi má stlačený vzduch teplotu okolo 850 °C, díky čemuž dojde ke vznícení směsi.

Tvorba zápalné směsi ovlivňuje především výkon motoru, spotřebu paliva, emise výfukových plynů a hluku. Tvorbu směsi ovlivňují:

- začátek vstříku, doba a průběh vstříku,
- vstřikovací tlak,
- směr a počet vstřikovacích paprsků,
- přebytek vzduchu (směšovací poměr λ) a jeho rozvíření (Vlk 2003a).

Moderní motory využívající přímého vstříku paliva mají oproti komůrkovým výhodu v jednoduchém spalovacím prostoru ve dně pístu a menší měrné spotřebě paliva. Tvar dna pístu napomáhá k víření plnicího vzduchu a do něj vstříknutého paliva, což vede k lepšímu přístupu kyslíku k hořlavým složkám paliva.

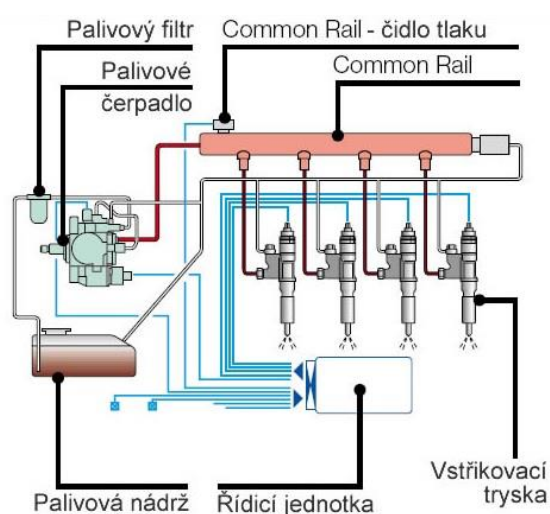
Nevýhody přímého vstříku paliva jsou vyšší hlučnost a s ní spojené vibrace vznikající rychlým nárůstem tlaku ve spalovacím prostoru. Rostou nároky na vstřikovače vzhledem k vyšším vstřikovacím tlakům a jemnému rozprášení kapiček paliva, k tomu slouží více otvorů v trysce (Bauer a kol. 2013).

4.3.1 Vstřikovací systém Common Rail

Vstřikovací systém Common Rail (*common* - společný, *rail* - zásobník) je rozdělen na vysokotlakou a nízkotlakou část. Vše je řízeno elektronickou řídicí jednotkou (viz obr. 9). Nízkotlaká část má na starosti dopravu paliva z nádrže přes čistič do vysokotlakého čerpadla, mimo to zajišťuje jeho chlazení, proto obsahuje vřazený chladič paliva. Vysokotlaká část sestává z hlavního čerpadla, vysokotlakého potrubí, tlakového zásobníku, pojistného ventilu a vstřikovačů.

Čerpadlo nezávisle na množství vstřikovaného paliva nebo otáčkách motoru kontinuálně plní společný tlakový zásobník. Nejčastěji jde o čerpadlo radiální konstrukce se třemi písty mazanými palivem. Zdvih pístů zajišťuje excentrická vačka. Při nízkých otáčkách motoru probíhá odpojení jednoho či dvou elementů čerpadla tím, že se otevře sací ventil. Sníží se tím příkon a omezí zahřívání paliva.

Vysokotlaký zásobník akumulující palivo tlumí tlakové rázy vzniklé čerpadlem a vstřikovači. Kromě vysokotlakého potrubí k jednotlivým vstřikovačům obsahuje také pojistný ventil s přepadovým potrubím zpět do nádrže (Bauer a kol. 2013).

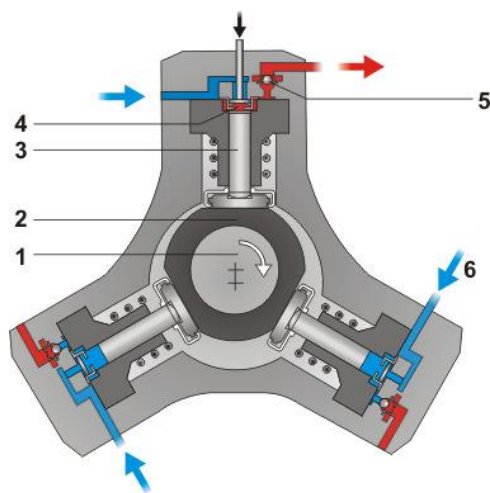


Obr. 9 Schéma vstřikovacího systému Common Rail
Zdroj: webové stránky Bagry.cz (2016)

Výhody vstřikovacího systému Common Rail oproti jiným konvenčním vačkou poháněným systémům:

- široký rozsah použití - motory vznětové i zážehové; od osobních automobilů po nejvýkonnější motory,
- vysoký vstřikovací tlak (až 250 MPa),
- proměnný předvstřík,
- rozdělení vstřikované dávky paliva na úvodní, hlavní a následný vstřík,
- vstřikovací tlak na základě provozního stavu motoru.

Z řezu vysokotlakým čerpadlem (viz obr. 10) je patrná jeho konstrukce. Hnací hřídel (1) pohání uprostřed umístěnou excentrickou vačku (2), ta pohybuje se třemi radiálními písty (3) a přes sací ventil (4) je nasáváno palivo z nízkotlaké části. Pohybem pístu do horní úvrati je nasáté palivo s požadovaným tlakem vytlačováno skrz výtlačný ventil (5). Šipka (6) ukazuje směr přívodu paliva z nízkotlaké části (Bauer a kol. 2013).



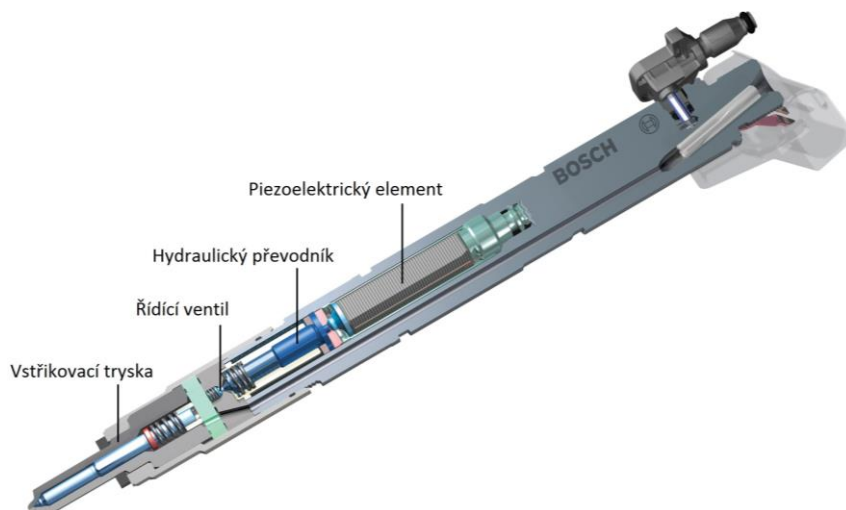
Obr. 10 Příčný řez vysokotlakým čerpadlem Common Rail
Zdroj: webové stránky BOSCH Service (2016)

4.3.2 Vstřikovače

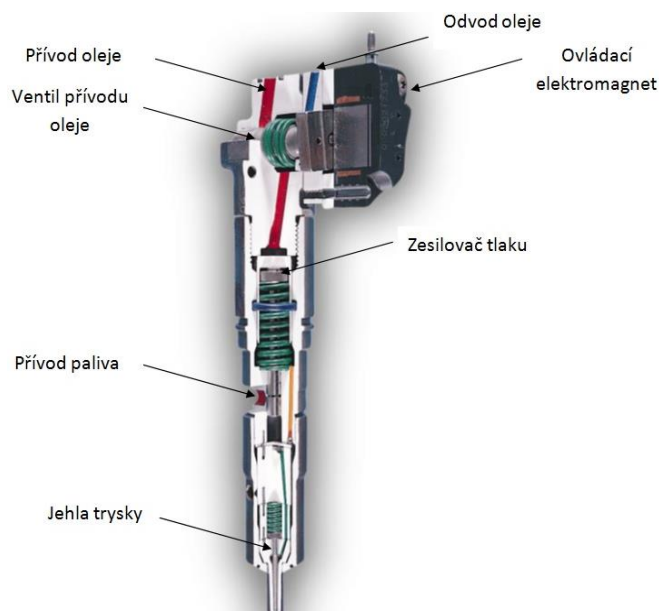
Vstřikovače stejně jako ostatní součásti spalovacích motorů procházejí neustálým vývojem. S modernějšími technologiemi pracují generaci od generace s většími tlaky, menšími reakčními časy a vstřiky rozdělenými do více částí. Starší vstřikovače 1. a 2. generace byly ovládané elektromagnetickým ventilem a pracovaly s pracovním tlakem do 160 MPa.

Vstřikovače ovládané piezoelektrickým elementem (3. generace) mají rychlejší odezvu (0, 1 ms), díky čemuž je možné přesné dělení vstřiku. Piezokrystal vysoký asi 3 cm tvořený křemíkovými plátky se při přivedení napětí deformuje o 0,08 mm. Zvětšení zdvihu probíhá přes hydraulický převodník pomocí hydraulického servoventilu (viz obr. 11). Při přivedeném napětí se otevře přepad,

tlak v řídicím prostoru poklesne a jehla je zvednuta ze sedla tlakem vyvolaným palivem ze zásobníku na kuželovou plochu. Do válce je vstřikováno palivo otvory v trysce (1 - 12 podle provedení). U piezoelektrického vstřikovače vyvinutého firmou Delphi odpadá hydraulické ovládání jehly, ta je ovládána přímo piezokrystalem. Konstrukce je tak výrazně jednodušší (Bauer a kol. 2013).



Obr. 11 Vstřikovač 3. generace ovládaný piezoelektrickým elementem
Zdroj: webové stránky BOSCH Pressforum (2016)



Obr. 12 Vstřikovač 4. generace ovládaná elektromagnetem se zesilovačem tlaku
Zdroj: online propagační materiály Caterpillar (2016)

V pořadí 4. generace vstřikovačů pro systém Common Rail se vrací k elektromagnetickému ovládní, avšak obsahuje hydraulický zesilovač tlaku (viz obr. 12), který využívá tlakového motorového oleje. Zvýšení tlaku probíhá přímo ve vstřikovači (až na 250 MPa), takže čerpadlo, zásobník a vysokotlaké potrubí může pracovat s výrazně nižšími tlaky. Možnost vícenásobného vstřiku a goniometrického dimenzování (s rostoucím tlakem se zvyšuje dávka paliva) umožňuje nižší tvorbu NO_x a pevných částic. Opožděným vstřikem může docházet k regeneraci filtru pevných částic (Láník 2005).

4.4 Sací systém

Rozlišujeme motory atmosférické, vzduch je nasáván podtlakem vyvolaným pohybem pístu, a přeplňované motory, u kterých nasává a stlačuje plnicí vzduch dmychadlo. Mezi prvky sacího systému patří sací potrubí, čistič vzduchu, u přeplňovaných motorů také dmychadlo a chladič stlačeného vzduchu.

Nasávaný vzduch slouží k výplachu válce od spalin a především k přivedení vzdušného kyslíku k hořlavým složkám vstřikovaného paliva. Pro dokonalé odpaření paliva je důležité intenzivní tangenciální víření, jež je vyvoláno tvary sacího kanálu a spalovacího prostoru ve dně pístu. Pro startování za nízkých teplot je vzduch v sání ohříván elektrickou žhavicí svíčkou (Vlk 2003a).

Tab. 1 Účinnosti různých typů čističů vzduchu

Typ čističe vzduchu	Účinnost [%]
Gravitační	85 - 90
Suchý s filtrační vložkou (textil, plast)	90 - 95
Odstředivý	93 - 98
Kapalinový s filtrační vložkou	95 - 98
Kombinovaný gravitační a kapalinový	96 - 98
Suchý s papírovou filtrační vložkou	až 99,9

Zdroj: Traktory a jejich využití (2013)

4.4.1 Čističe vzduchu

Odlišné typy čističů pracují na odlišném principu a s jinou účinností (viz tab. 1). U traktorů, z důvodu velké prašnosti prostředí, obsahuje nasávaný vzduch velké množství nečistot. Na čištění vzduchu je proto kladen velký důraz, jelikož nasávané nečistoty negativně působí na motor (abrazivními účinky). U traktorových motorů proto bývají umístěny dva čističe za sebou. První z nich zachycuje těžší nečistoty, zde se používají čističe odstředivé, které využívají zásobník nečistot, nebo odsávání nečistot do výfuku. Druhý z čističů nejčastěji tvoří papírová filtrační vložka (Bauer a kol. 2013).

4.5 Přepřňování

Přepřňování je způsob zvyšování výkonu bez výraznějších konstrukčních zásahů do motoru či změny jeho charakteristických parametrů. Motor má větší termickou účinnost díky využití části energie spalin turbínou. Tím je docíleno hospodárnějšího provozu motoru. Dopravením většího množství plnicího vzduchu do spalovacího prostoru je možno vstříknout více paliva - motor má větší výkon.

Mezi výhody přepřňovaných motorů patří snížení výkonové hmotnosti motoru, příznivější parametry výfukových emisí, výhodnější průběh točivého momentu, hospodárnější provoz, dmychadlo také působí jako tlumič hluku na straně sání (Bauer a kol. 2013).

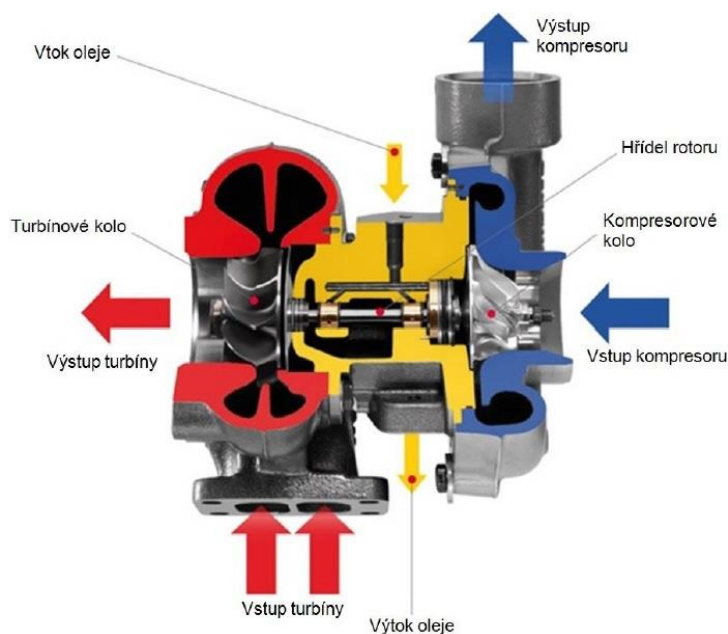
Nejpoužívanější způsoby přepřňování moderních vznětových motorů:

- **mechanicky poháněné dmychadlo** - dmychadlo je poháněno od klikového hřídele motoru, jeho příkon tudíž snižuje účinnost motoru a zvyšuje spotřebu paliva. Naopak výhodou je rychlá odezva na otáčky motoru,
- **turbodmychadlo** - skládá se z turbíny a dmychadla umístěných na stejném hřídeli. Turbína je poháněna energií výfukových plynů a dmychadlo nasává a stlačuje plnicí vzduch. Ložiska společného hřídele jsou mazána tlakovým olejem z mazací soustavy motoru, ten také slouží k chlazení turbodmychadla

(viz obr. 13). Výhodou přeplňování je zvýšení termické účinnosti motoru díky využití části energie spalin, která by jinak byla ztrátová. Nevýhodami jsou pomalejší odezva při nízkých otáčkách (tzv. turboefekt) a nutnost regulace plnicího tlaku (Vlk 2003a).

Začínají se konstruovat turbodmychadla s valivými kuličkovými ložisky. Jsou výrazně dražší, lze však odstranit axiální ložisko (40 % třecích ztrát). Také viskózní ztráty jsou oproti valivým ložiskům nižší. Díky tomu má turbodmychadlo o 15 % rychlejší rozběh (Miller 2008).

V tělese turbodmychadla může být zabudovaný elektrický generátor, pomocí něhož je energie spalin přeměňována na elektrickou energii a dodávána do palubní sítě vozidla (Heat2power ©2016),



Obr. 13 Řez turbodmychadlem
Zdroj: webové stránky MAHLE Aftermarket (2016)

- **turbocompounding** - za turbodmychadlo plnicího vzduchu je zařazena další turbína, která využívá energie spalin pro navýšení výkonu motoru (asi o 8 %). Turbína přes ozubená kola a hydrodynamickou spojku přenáší výkon na setrvačnick (Vlk 2003a).

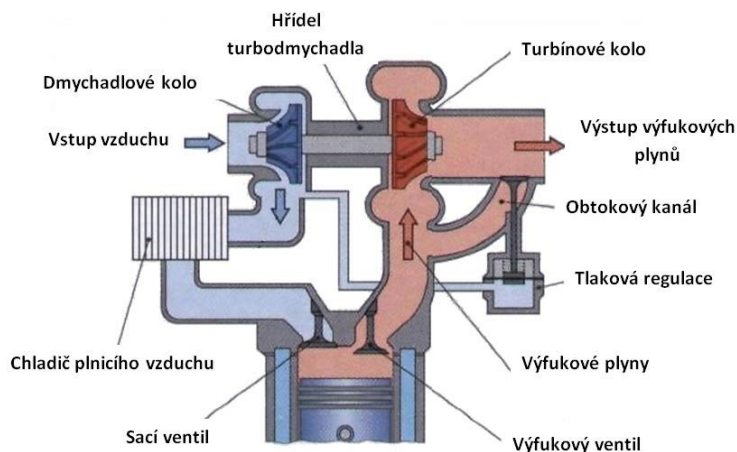
Turbocompounding může být také elektrický, kdy je turbínou poháněn generátor. Tento systém má větší účinnost než alternátor. Elektrická energie může být dodávána do palubní sítě či ukládána do akumulátorů a poté sloužit k pohonu přípojného nářadí (Heat2power ©2016).

U všech výše uvedených systémů přeplňování díky velkému stlačení plnicího vzduchu dochází k jeho nežádoucímu zahřívání. Proto je ho nutné před vstupem do spalovacího prostoru zchladit (Vlk 2003a).

4.5.1 Regulace plnicího tlaku turbodmychadla

K regulaci turbodmychadel se používají dva základní způsoby:

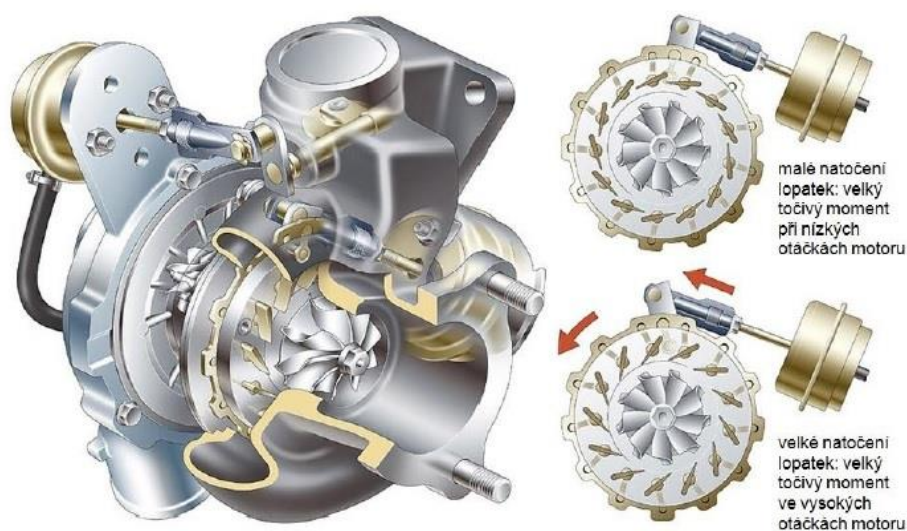
- **obtokový regulační ventil (WG)** - regulace je pasivní, slouží k ní plnicí tlak vzduchu. Výhodou je konstrukční jednoduchost (viz obr. 14). Při dosažení požadovaného tlaku se otevře klapka a část spalín je tak vedena obtokem mimo turbínu. Nevýhodou je delší odezva (Jan a Ždánský 2007),



Obr. 14 Regulace plnicího tlaku turbodmychadla obtokovým ventilem (WG)
Zdroj: webové stránky Autorubik (2016)

- **změna geometrie rozváděcích lopatek (VNT)** - regulace je v tomto případě aktivní. Turbínou stále protékají všechny spaliny produkované motorem, proto je navržena na maximální tok. Naklápěním rozváděcích lopatek dochází ke změně průtočné plochy statoru turbíny (viz obr. 15). Při nízkých

otáčkách motoru je proud spalin urychlen malým natočením rozváděcích lopatek, čímž se zvýší otáčky turbíny, respektive dmyhadla. Tím je dosaženo požadovaného plnicího tlaku i při nízkých otáčkách. Naopak při vysokých otáčkách, kdy motor produkuje velké množství spalin, dojde k velkému natočení lopatek, díky čemuž klesá rychlost proudících spalin, a nedojde tak k překročení plnicího tlaku. Výhodou je rychlejší odezva, nevýhody jsou vyšší pořizovací cena a složitější konstrukce s možností výskytu poruch (Jan a Ždánský 2007).



Obr. 15 Turbodmychadlo regulované rozváděcími lopatkami (VNT)
Zdroj: webové stránky Landwaderdynamic (2016)

4.5.2 Přeplňování moderních vznětových motorů

U moderních vznětových motorů se již nevyužívá přeplňování jednostupňovým turbodmychadlem řízeným obtokovým ventilem. Ty nahradila řešení přeplňování uvedená v následujícím výčtu:

- **turbodmychadlo se změnou geometrie rozváděcích lopatek** (viz 4.5.1),
- **dvoustupňové paralelní přeplňování** - hlavní turbodmychadlo (VNT) pracuje při celém rozsahu otáček motoru, druhé turbodmychadlo (bez regulace) se připojuje až při vysokých otáčkách (Honeywell ©2016),

- **dvoustupňové sériové přeplňování** - skládá se z malého vysokotlakého turbodmychadla (VNT) a velkého nízkotlakého turbodmychadla (WG). Při nízkých otáčkách motoru pracují obě turbodmychadla společně z důvodu rychlé odezvy, se stoupajícími otáčkami probíhá ventily řízené přepouštění spalin do velkého nízkotlakého čerpadla, které ve vysokých otáčkách pracuje samostatně (Honeywell ©2016).

4.6 Chladicí soustava

Úkolem chladicí soustavy je chladit nejvíce tepelně namáhané součásti (vločky válců, ventily, hlavu válců), provozní tekutiny (chladicí kapalina, mazací olej, palivo, atd.) a plnicího vzduchu. U moderních motorů se využívá kombinace tří chladicích médií, jejichž funkce jsou:

- **chladicí kapalina** - využívá se uzavřený okruh s nuceným oběhem, kdy je kapalina hnána soustavou kanálků pomocí čerpadla. Přijímá teplo z tepelně exponovaných částí motoru a ve výměníku ho sdílí s proudícím vzduchem. Běžný je malý a velký okruh, kdy v prvním z nich kapalina není vedena přes chladič a dochází tím k rychlejšímu ohřevu motoru (viz obr. 16),
- **vzduch** - ventilátor zajišťuje proudění vzduchu do výměníku. Vzhledem ke značné spotřebě z výkonu motoru je vhodné použití viskózní spojky, díky které dojde k odpojení ventilátoru, když přirozené proudění postačuje k chlazení (vysoké rychlosti). Reverzní chod ventilátoru slouží k vyfoukání nečistot z mřížky chladiče, které mohou bránit přístupu vzduchu do motoru,
- **mazací olej** - jednou z funkcí mazacího oleje je odvod tepla z nejvíce exponovaných součástí jako jsou píst a turbodmychadlo (Vlk 2003a).

Při přeplňování má plnicí vzduch po stlačení vysokou teplotu, čímž dojde ke snížení jeho měrné hmotnosti. Z tohoto důvodu se za dmychadlo vřazuje výměník vzduch-kapalina či vzduch-vzduch pro jeho ochlazení, tzv. intercooler.

4.7 Navyšování výkonu

Využitím řídicích jednotek, které mají k dispozici údaje z nejrůznějších snímačů, a elektronicky ovládaných palivových systémů, lze u moderních traktorových motorů za přesně stanovených podmínek přejít na druhou výkonovou křivku. Ta je odlišná od křivky, kterou je motor standardně charakterizován. Tohoto dočasného navýšení výkonu, které je využíváno při jeho poklesu, je dosaženo vstříkáním větší dávky paliva.

Systém navyšování výkonu výrobci traktorů využívají především ve střední výkonové třídě. Aktivace probíhá automaticky při některém z následujících stavů:

- zapnutí a zatížení vývodového hřídele (PTO)
- používání vnějších hydraulických okruhů
- zařazení vyšších rychlostních stupňů
- překročení dané hranice pojezdové rychlosti (Bauer a kol. 2013).

4.8 Zařízení pro úpravu výfukových plynů

Při spalovacím procesu vznikají produkty spalování, nacházející se ve výfukových plynech. Jde o produkty dokonalého spalování (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2) a produkty nedokonalého spalování. Z nich je největší pozornost věnována oxidu uhelnatému (CO), nespáleným uhlovodíkům (HC), oxidům dusíku (NO_x) a pevným částicím (Šmerda, Čupera a Fajman 2013).

Konstrukcí motoru lze omezit vznik nežádoucích látek ve výfukových plynech. A to vstříkáním paliva (vysoké vstříkací tlaky, vícebodové trysky, vícenásobné vstříky), vysokými tlaky plnicího vzduchu (přeplňování) a tvorbou homogenní směsi (intenzivní víření ve spalovacím prostoru). Mezi systémy následné úpravy patří recirkulace výfukových plynů, filtr pevných částic, oxidační katalyzátor, selektivní katalýza nebo jejich kombinace (Bauer a kol. 2013).

4.8.1 Emisní limity traktorových motorů

Negativní vlivy jsou limitovány emisními předpisy, ty jsou stanovovány příslušnými vládami, jež je přejímají do své legislativy. V Evropě například od EHK OSN, EU apod. Traktorové motory spadají do kategorie nesilničních pojízdných strojů. Normy jsou zpracovány jako Stage I - Stage IV, vývoj limitů pro výkonovou kategorii 130 - 560 kW uvádí tabulka 2 (Bauer a kol. 2013).

Tab. 2 Vývoj emisních limitů traktorových motorů s výkonem 130 - 560 kW

Výkonová kategorie 130-560 kW	NO _x [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	HC [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	CO [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	Pevné částice [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	Rok zavedení
	NO _x + NMHC [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]				
Stage I	9,2	1,3	5,0	0,54	1999
Stage II	6,0	1,0	3,5	0,20	2002
Stage III A	4,0		3,5	0,20	2006
Stage III B	2,0	0,19	3,5	0,025	2011
Stage IV	0,4	0,19	3,5	0,025	2014

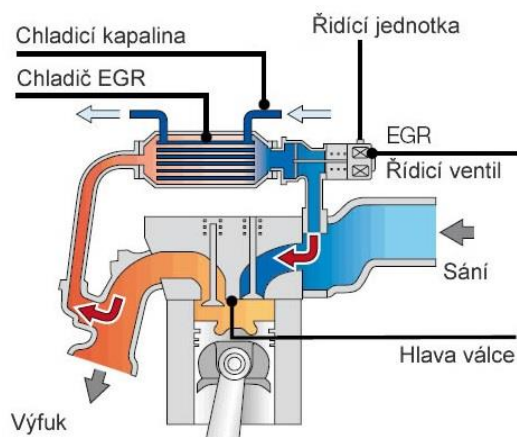
Zdroj: webové stránky VDMA (2016)

4.8.2 Recirkulace výfukových plynů (EGR)

Principem recirkulace výfukových plynů je jejich částečné zavedení zpět do spalovacího prostoru. To má za následek nasátí menšího množství vzduchu a tím i kyslíku, což v praxi znamená nižší teplotu hoření. Díky nižší teplotě tak vzniká menší množství nežádoucích oxidů dusíku (NO_x). Využívají se dva typy recirkulace:

- **vnitřní** - probíhá na základě časování ventilů. V průběhu výfuku se krátce otevře sací ventil, což umožní části spalin vniknout do sacího potrubí. Při sání potom tato část spalin proudí zpět do spalovacího prostoru. Nevýhodou je absence regulace množství přepouštěných spalin,
- **vnější** - část spalin je odváděna skrze EGR ventil zpět do sání motoru (viz obr. 16). Rozlišuje se EGR bez ochlazování (výfukové plyny ohřívají plnicí

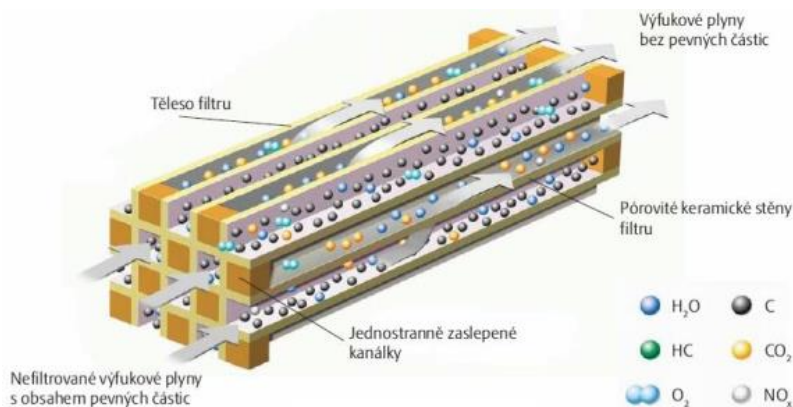
vzduch - lepší odpaření paliva), EGR s plným ochlazením (výměník ochlazuje výfukové plyny, zde může docházet ke kondenzaci vody) a EGR s částečným ochlazením (přes výměník proudí část výfukových plynů, to zabraňuje kondenzaci vody). Otevření EGR ventilu zajišťuje řídicí jednotka (Šmerda, Čupera a Fajman 2013).



Obr. 16 Princip vnější recirkulace výfukových plynů s plným ochlazením
Zdroj: webové stránky Bagry.cz (2016)

4.8.3 Filtr pevných částic (DPF)

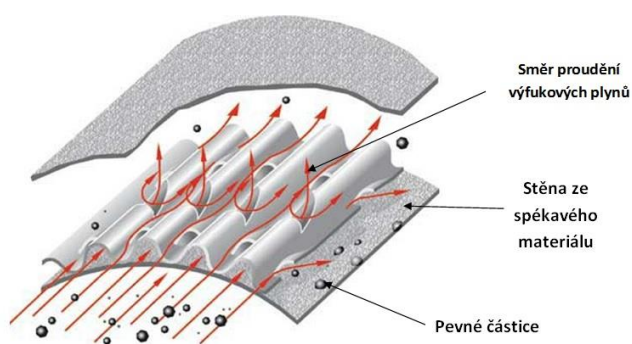
U vznětových motorů je kladen velký důraz na obsah pevných částic ve výfukových plynech. Z toho důvodu je do výfukového potrubí zařazován filtr pevných částic. Účinnost moderních filtrů je nad hranicí 99 %.



Obr. 17 Princip funkce uzavřeného filtru pevných částic
Zdroj: webové stránky Autolexicon.net (2016)

Filtry pevných částic se podle druhu konstrukce dělí na:

- **uzavřené** - výfukové plyny jsou na vstupu vedeny do komor, které jsou tvořeny stěnami z porézního materiálu a jednostranně zaslepeny (viz obr. 17). Při pohybu plynů k výstupu musí procházet těmito stěnami a tím dochází k zachytávání pevných částic,
- **otevřené** - v tomto případě výfukové plyny nemusí překonávat porézní materiál, tím je snížen odpor proudění. Principem je usměrnění proudu plynů pomocí tvarovaných výstupků na povrch ze spékavých materiálů (viz obr. 18), na kterém se pevné částice zachycují (Šmerda, Čupera a Fajman 2013).



Obr. 18 Princip funkce otevřeného filtru pevných částic
Zdroj: webové stránky Kfztech (2016)

Zachytáváním částic dochází k postupnému zahlcování filtru, proto je nutná jeho regenerace. Ta je prováděna kontinuálně nebo periodicky. Při regeneraci dochází ke spalování zachycených částic na CO_2 , kvůli tomu je potřebné zvýšení teploty nad mez zápalnosti (600 °C).

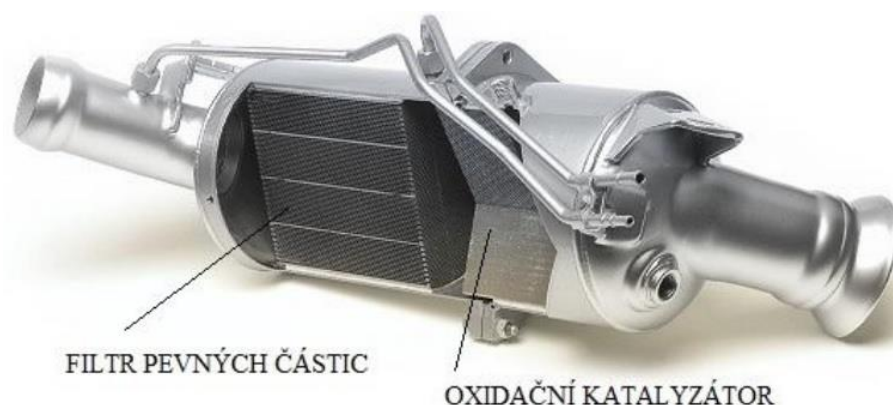
Systémy regenerace filtru pevných částic se dělí na:

- **aktivní** - přivádí dostatečnou energii ke zvýšení teploty výfukových plynů, například za pomoci topné spirály nebo opožděného vstřiku paliva,
- **pasivní** - snižují zápalnou teplotu sazí na $300 - 450\text{ °C}$ díky oxidačnímu katalyzátoru (DOC), aktivní vložce filtru (platina), či aditivům přidávaným do paliva (Šmerda, Čupera a Fajman 2013).

4.8.4 Oxidační katalyzátor (DOC)

Oxidační katalyzátor umožňuje kontinuální regeneraci filtru pevných částic (CRT), je mu předřazen a obvykle tvoří jedno těleso (viz obr. 19). Jedná se o pasivní systém regenerace, teplota vznícení sazí je 300 - 450 °C. Reakcí kyslíku se vstupujícími látkami (CO, HC, NO_x) dochází k jejich přeměně na látky méně škodlivé (CO₂, H₂O a NO₂).

Těleso katalyzátoru sestává z velkého množství tenkostěnných kanálků keramického nosiče čtvercového průřezu, které na svém povrchu obsahují účinnou vrstvu z ušlechtilých kovů - platina či palladium (Bauer a kol. 2013).



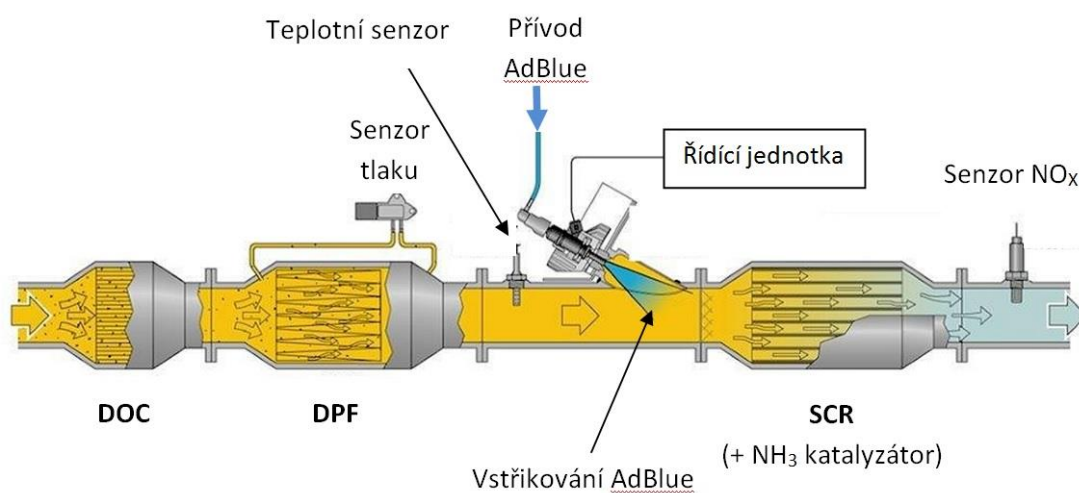
Obr. 19 Konstrukční umístění oxidačního katalyzátoru
Zdroj: webové stránky Hypermiler (2016)

4.8.5 Selektivní katalytická redukce (SCR)

Snížením teploty spalování vzniká méně NO_x, to však má za následek větší množství HC a pevných částic, mimo to také nižší termickou účinnost motoru a tím zvýšenou spotřebu paliva.

Systém selektivní katalýzy je umístěn ve výfukovém potrubí a je určen ke snižování množství NO_x ve spalínách. Díky tomu může motor pracovat v oblasti vyšších teplot (lepší termická účinnost), kde dochází k vyšší produkci těchto látek. Principem je reakce amoniaku (NH₃) a oxidů dusíku (NO_x), ze které vznikají prostředí neškodný dusík (N₂) a vodní pára (H₂O).

Vzhledem k toxicitě amoniaku je do výfukového potrubí vstřikována kapalina s obchodním názvem AdBlue, ta se skládá z 32,5 % synteticky vyrobené močoviny ($\text{CO}(\text{NH}_2)_2$) a z 67,5 % demineralizované vody. Samotný amoniak se získá chemickou reakcí ve výfukovém potrubí. AdBlue při teplotě $-11\text{ }^\circ\text{C}$ krystalizuje a proto je nutné vyhřívání nádrže (topnou spirálou). Množství vstřikované kapaliny se řídí senzory NO_x . Pokud dojde ke vstříknutí velkého množství AdBlue, vznikne přebytek amoniaku, ten je třeba reakcí s kyslíkem rozložit na N_2 a H_2O . Pro tento účel je na konci systému SCR zařazen NH_3 katalyzátor, ten může být součástí SCR katalyzátoru (viz obr. 20), nebo je umístěn v samostatném tělese (Šmerda, Čupera a Fajman 2013).



Obr. 20 Systém SCR Denoxtronic 3 od firmy Bosch
Zdroj: webové stránky Triplet Diesel Injection

Výhodami jsou nižší spotřeba paliva oproti systému recirkulace spalin a zvýšení životnosti motoru menší produkcí pevných částic (abrazivní účinky).

Nevýhodou je především složitost systému, ten obsahuje samostatnou vyhřívanou nádrž na AdBlue, modul dávkování, řídicí jednotku, snímače oxidů dusíku a SCR katalyzátor. Celá tato zástavba je náročná na prostor, proto se využívá především u větších motorů. Také se kromě motorové nafty jedná o další provozní tekutinu, se kterou jsou spojeny problémy logistiky.

4.9 Nové trendy v konstrukci traktorových motorů

Mezi trendy a směr vývoje konstrukce vznětových motorů patří:

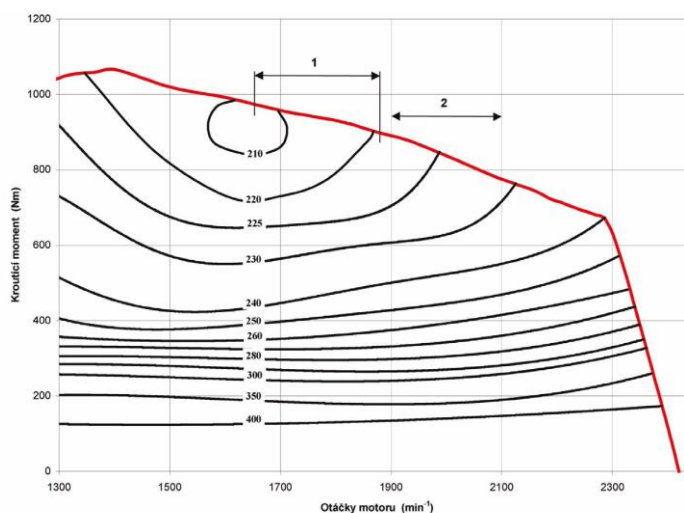
- vysokotlaké přeplňování pro zvýšení měrného výkonu motoru a snížení měrné spotřeby,
- využití hydraulického, elektrohydraulického, respektive elektromagnetického ovládání ventilů,
- výfukové ventily z keramiky pro větší tepelnou odolnost (Vlk 2003a),
- vývoj keramických povlaků kluzných ploch spalovacího prostoru,
- syntetické mazací oleje s vysokou teplotní odolností a malou závislostí viskozity na teplotě,
- adaptivní elektrická regulace hlavních parametrů (časování a zdvih ventilů, vstříku včetně jeho dělení, kompresního poměru),
- minimalizované chlazení,
- omezování rychloběžnosti čtyřdobých motorů (Macek 2007),
- nahrazení kluzných ložisek turbodmychadla ložisky valivými (Miller 2008),
- turbodmychadlo s elektrickým pohonem - elektromotor zastavěný mezi kompresor a turbínu slouží k rychlejšímu rozběhu (Hofmann 2003),
- turbodmychadlo s elektromagnetickými ložisky - rotor (hřídel) je vůči statoru držen silami magnetického pole, nedochází k mechanickému tření a odpadá potřeba mazání (GrabCad ©2016),
- elektronicky řízené turbodmychadlo s proměnnou geometrií lopatek,
- použití zesílené litinové olejové vany jako hlavního nosného prvku minimalizuje namáhání bloku motoru (Novák 2016),
- maximální využívání energie výfukových plynů, ať už pro přeplňování, nebo například pro výrobu elektrické energie,
- využívání hybridních pohonů v kombinaci s elektromotory,
- využití 3D tisku (zatím jen u prototypových součástí).

4.10 Charakteristiky spalovacích motorů

Charakteristiky graficky vyjadřují závislosti základních parametrů spalovacích motorů, jako jsou výkon (P), točivý moment (M_t), otáčky motoru (n), měrná spotřeba paliva (m_p) a další. Sestavují se konkrétním měřením daného motoru, například na motorové či válcové zkušebně, nebo měření přes vývodový hřídel.

Charakteristiky se podle nezávisle proměnné dělí na:

- **otáčkové** - znázorňují závislost například výkonu (P) na otáčkách motoru,
- **zatěžovací** - znázorňují závislost měrné spotřeby (m_p) na veličině udávající zatížení motoru (např. střední efektivní tlak (p_e)), při konstantních otáčkách,
- **regulační** - znázorňují závislost parametrů motoru na veličině charakterizující jeho seřízení (Bauer a kol. 2013),
- **úplné** - znázorňují křivky konstantních hodnot vynesené veličiny, která je závislá na dvou jiných veličinách tvořících osy diagramu. Například otáčky motoru (n) a točivý moment (M_t), na nich závislé křivky měrné spotřeby paliva (m_p) a výkonu motoru (P). Vyneseny mohou být také hodnoty zatížení motoru, středního efektivního tlaku, teploty spalin, kouřivosti aj. Úplná charakteristika se sestavuje na základě otáčkové charakteristiky a soustavy zatěžovacích charakteristik (Vlk 2003b).



Obr. 21 Úplná charakteristika motoru traktoru John Deere 8300 s vyznačenými oblastmi práce
Zdroj: Vliv zatížení spalovacího motoru na ekonomiku provozu traktorových souprav

Úplná charakteristika je vhodná k posuzování ekonomiky práce spalovacího motoru. V různých oblastech otáček motor pracuje s jinou měrnou spotřebou paliva (viz obr. 21). Průměrná měrná spotřeba v oblasti 1 je $215 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$, zatímco v oblasti 2 je průměrná měrná spotřeba $227 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$. Rozdíl měrných spotřeb je znatelný, avšak rozdíl výkonů jsou pouze 2 kW (168 kW v oblasti 1 a 170 kW v oblasti 2). Z toho plyne velká úspora paliva, je-li motor provozován v ekonomickém pásmu otáček (Bauer, Sedlák 2004).

4.11 Měření traktorových motorů

Měření traktorových motorů může být prováděno na základě mezinárodních či národních norem, kdy každá z nich má přesně specifikované podmínky měření (vybavení motoru příslušenstvím, atmosférické podmínky). Podmínky více či méně ovlivňují výsledky měření. Proto je vždy nezbytné uvádět normu, podle jejíž metodiky měření probíhalo. Příklady norem: DIN (Deutsche Industrie Norm), SAE (Society of Automotive Engineers), ISO (International Organisation for Standardisation), EHK (Evropská Hospodářská Komise) a OECD (Organisation for Economic Cooperation and Development).

Nejdůležitějším parametrem traktorového motoru je jeho výkon, efektivní výkon lze měřit na klikovém hřídeli. Při této zkoušce je motor demontován a měření probíhá na motorové zkušebně. Dalším způsobem je měření výkonu přes vývodový hřídel (PTO), naměřený výkon je snížen o ztráty v převodech (tření ozubených kol) a výkon nutný k pohonu příslušenství motoru - čerpadlo mazacího oleje, čerpadlo paliva, ventilátor, apod. (Bauer a kol. 2013).

4.11.1 Měření traktorů podle OECD

Měření zemědělských a lesnických traktorů podle zásad OECD jsou prováděny certifikovanými zkušebnami ve 27 zemích světa. Zkouška se skládá z 9 kódů, kdy se kód II týká technických parametrů, kód V hluku v kabině na místě řidiče a zbylé kódy (III, IV, VI - X) ochranných konstrukcí traktoru.

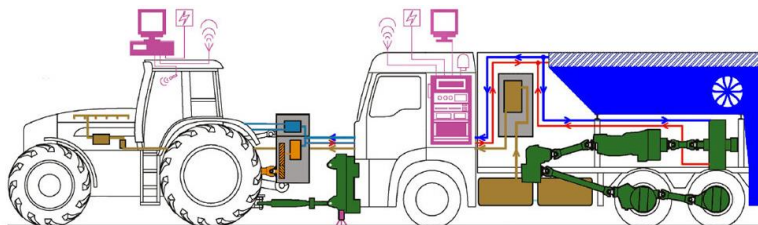
Kód II - technické parametry - stávající podoba měření sdružuje od roku 2016 dříve používané kódy I a II. Součástí zkoušky je sestavení úplné charakteristiky motoru (při plné dávce paliva). Mezi povinná měření patří:

- výkon motoru na vývodovém hřídeli (sestavení charakteristiky motoru),
- výkon a zvedací síla hydraulického zařízení,
- tahový výkon (při proměnném zatížení) a spotřeba paliva (spotřeba AdBlue),
- obrysový poloměr zatáčení,
- poloha těžiště,
- účinnost brzd a maximální rychlost,
- hladina vnějšího hluku,
- test vodotěsnosti (OECD ©2016).

4.11.2 Měření zkušebnou DLG

DLG je německý nezávislý institut, jehož jednou z mnoha činností je testování zemědělské techniky. Měření zemědělských a lesnických traktorů postupuje podle metod OECD (viz 4.10.1). DLG vlastní mezinárodně certifikovanou zkušebnu a k ní přilehlé testovací dráhy.

V DLG také probíhá měření na základě praktických zkušeností. Pro měření kombinované spotřeby traktoru při simulování reálných podmínek zatížení slouží test PowerMix, ten se skládá z 12 měřících cyklů. Pro tento test slouží speciální "PowerMix modul" umístěný v zadním třibodovém závěsu traktoru a měřící vůz (viz obr. 22). Ten zatěžuje traktor na tahový výkon, výkon přenášený přes PTO a vnější hydraulické okruhy pomocí vířivého dynamometru (DLG ©2016).



Obr. 22 Schéma připojení měřeného traktoru a měřícího vozu při testu PowerMix
Zdroj: webové stránky FENDT (2016)

5 ANALÝZA VYBRANÝCH TECHNICKÝCH PARAMETRŮ VZNĚTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

V praktické části je zkoumána závislost mezi měrnou spotřebou paliva m_p [$\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$] a zdvihovým objemem motoru V [cm^3]. Pro účely analýzy byly vybrány výsledky měření osmi traktorových motorů ze zkušebny DLG. Objem motorů se pohybuje v rozmezí 6600-8984 cm^3 . S rostoucím objemem motoru roste i plocha spalovacího prostoru (stěny válce, hlava válce a dno pístu). Právě plocha spalovacího prostoru má zásadní vliv na měrnou spotřebu paliva.

5.1 Materiál a metody

Technické parametry vybraných motorů a výsledky měření podle metodiky OECD pocházejí ze zkoušek v DLG (viz 4.10.2). Tyto výstupní zprávy jsou veřejně dostupné na jejich internetových stránkách. Pro co největší objektivitu analýzy jsou porovnávány traktorové motory stejné konstrukce, tedy řadové 6 válcové, o jmenovitém výkonu 99-270 kW. Ve všech případech se jedná o vznětové přeplňované motory s mezichladičem plicního vzduchu a systémem vstřikování paliva Common Rail. Motory splňují evropské emisní limity Stage III B a Stage IV (viz 4.8.1). Technické parametry jsou uvedené v tabulkách 3 a 4.

Kromě rozměrových parametrů motorů jsou analyzovány výsledky tří měření přes vývodový hřídel. U každého měření jsou dispozici hodnoty výkonu, otáček motoru a měrné spotřeby paliva. Mezi tři prováděná měření patří:

- měření jmenovitého výkonu,
- měření maximálního výkonu,
- měření výkonu při maximálním točivém momentu.

K prokázání závislostí mezi proměnnými byla využita metoda regresní analýzy. Pro přehlednější zobrazení jednotlivých závislostí jsou vybrané parametry mimo tabulkové zpracování vyneseny také v grafické podobě.

5.2 Tabulkové zpracování technických parametrů

Tab. 3 Technické parametry vybraných 6 válcových traktorových motorů (1. část)

Výrobce	-	AGCO Power	FPT	John Deere	AGCO Power
Měřený traktor	-	Massey Ferguson 7615	New Holland T7.270	John Deere 6210R	Massey Ferguson 7624
Vrtání	- [mm]	108	104	106	108
Zdvih	- [mm]	120	132	127	134
Zdvihový objem motoru	V [cm ³]	6600	6728	6788	7368
Plocha spalov. prostoru	S [cm ²]	3542	3607	3596	3827
Poměr plochy k objemu	A [cm ⁻¹]	0,537	0,536	0,530	0,519
Jmenovité otáčky	n _j [min ⁻¹]	2100	2100	2000	2100
Jmenovitý výkon	P _j [kW]	99	146	134	150
Měrná spotřeba při n _j	m _{Pj} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	259	242	253	245
Maximální výkon	P _{MAX} [kW]	107	167	152	163
Otáčky při P _{MAX}	n _{MAX} [min ⁻¹]	1800	1800	1800	1900
Měrná spotřeba při P _{MAX}	m _{PMAX} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	235	225	240	232
Výkon při M _{tMAX}	P _{MtMAX} [kW]	100	157	150	152
Otáčky při M _{tMAX}	n _{MtMAX} [min ⁻¹]	1500	1500	1600	1500
Měrná spotřeba při M _{tMAX}	m _{MtMAX} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	225	218	236	220
Emisní norma	-	Stage III B	Stage III B	Stage III B	Stage III B
Zařízení pro úpravu výfukových plynů	-	SCR	SCR	EGR+DOC+DPF	SCR
Datum provedení měření	-	05/2014	02/2013	06/2012	03/2013

Zdroj: webové stránky DLG (2016)

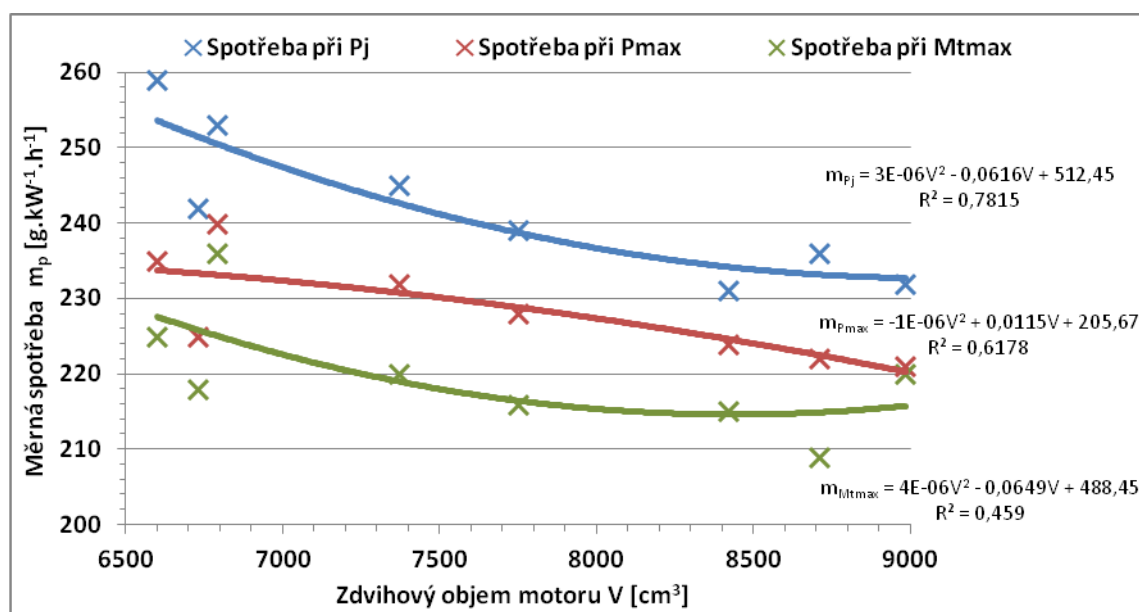
Tab. 4 Technické parametry vybraných 6 válcových traktorových motorů (2. část)

Výrobce	-	Deutz	AGCO Sisu	FPT	John Deere
Měřený traktor	-	Fendt 939	Valtra S 353	Claas Axion 950	John Deere 7310R
Vrtání	- [mm]	110	111	117	118
Zdvih	- [mm]	136	145	135	136
Zdvihový objem motoru	V [cm ³]	7750	8419	8710	8984
Plocha spalov. prostoru	S [cm ²]	3960	4195	4267	4337
Poměr plochy k objemu	A [cm ⁻¹]	0,511	0,498	0,490	0,483
Jmenovité otáčky	n _j [min ⁻¹]	2100	2100	2150	2100
Jmenovitý výkon	P _j [kW]	258	236	270	199
Měrná spotřeba při n _j	m _{pj} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	239	231	236	232
Maximální výkon	P _{MAX} [kW]	266	249	277	228
Otáčky při P _{MAX}	n _{MAX} [min ⁻¹]	1900	1950	1900	1800
Měrná spotřeba při P _{MAX}	m _{pMAX} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	228	224	222	221
Výkon při M _{tMAX}	P _{MtMAX} [kW]	235	224	230	206
Otáčky při M _{tMAX}	n _{MtMAX} [min ⁻¹]	1500	1500	1400	1500
Měrná spotřeba při M _{tMAX}	n _{MtMAX} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	216	215	209	220
Emisní norma	-	Stage IV	Stage III B	Stage III B	Stage IV
Zařízení pro úpravu výfukových plynů	-	EGR+DPF+SCR	SCR	SCR	EGR+DOC+DPF+SCR
Datum provedení měření	-	06/2015	07/2012	04/2012	03/2013

Zdroj: webové stránky DLG (2016)

5.3 Vyhodnocení výsledků měření

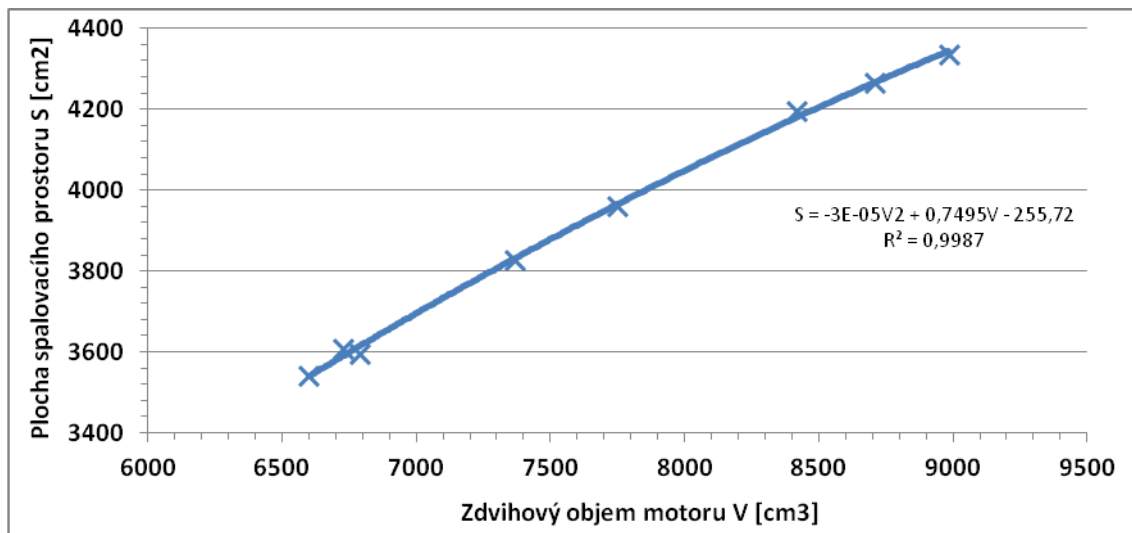
Při měření měrné spotřeby paliva u spalovacích motorů je předpokladem zmenšující se trend spotřeby se zvětšujícím se zdvihovým objemem motoru. Důkazem toho jsou závislosti měrných spotřeb naměřených u osmi vybraných traktorových motorů při jmenovitém výkonu, maximálním výkonu a výkonu při maximálním točivém momentu (viz obr. 23).



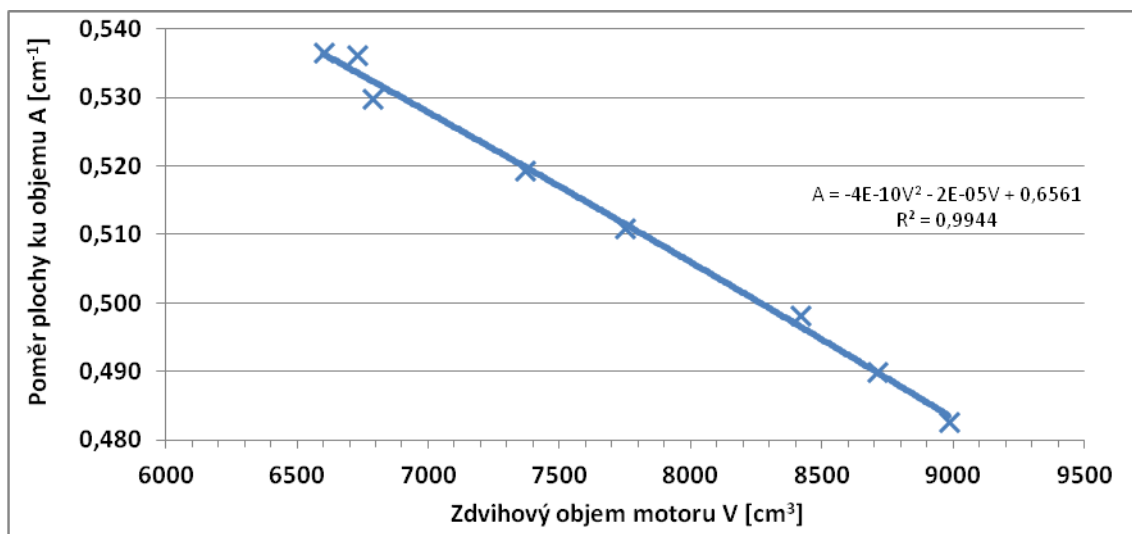
Obr. 23 Porovnání závislosti měrných spotřeb paliva na zdvihovém objemu motoru

Z dalšího grafu je patrné, že s rostoucím zdvihovým objemem roste plocha spalovacího prostoru (viz obr. 24). Plocha se však k objemu nezvětšuje přímo úměrně, neboť objem roste s třetí mocninou a plocha s mocninou druhou. Kvůli tomu je výhodné zavést proměnnou A, tedy poměr mezi plochou spalovacího prostoru a zdvihovým objemem motoru. Hodnota tohoto poměru se zvyšujícím se objemem motoru klesá (viz obr. 25). To lze také interpretovat, že čím je větší objem válce, tím na jednotku objemu připadá menší teplosměnná plocha, skrz

kteřou dochází ke sdělení tepelné energie spáleného paliva - tedy tepelným ztrátám. Z tohoto důvodu mají velkoobjemové motory větší termickou účinnost.

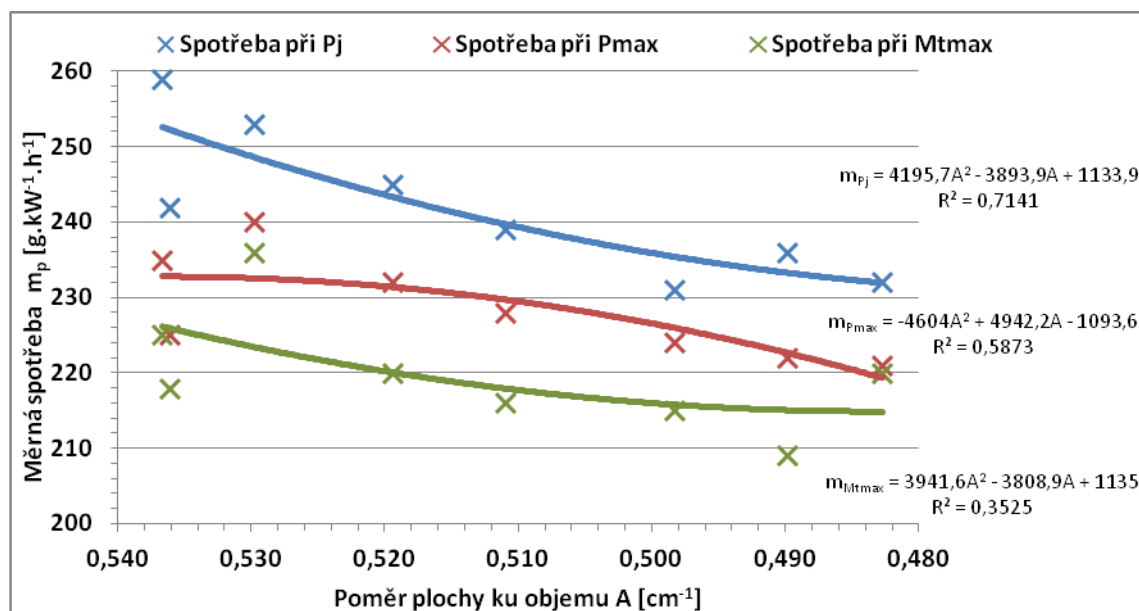


Obr. 24 Závislost plochy spalovacího prostoru na zdvihovém objemu motoru

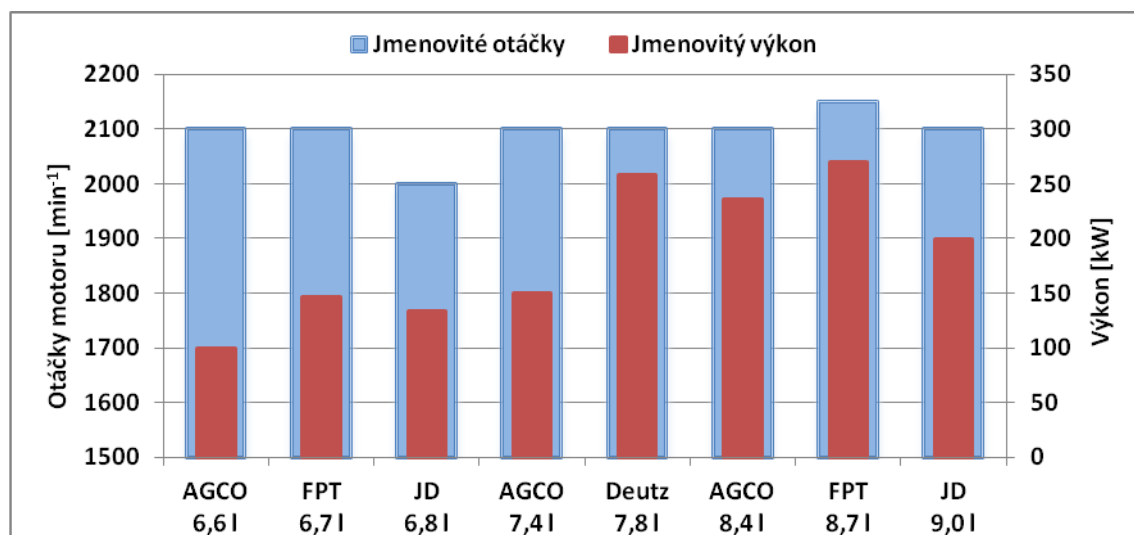


Obr. 25 Závislost poměru plochy spalovacího prostoru k objemu (S/V) na zdvihovém objemu

Výsledkem je prokázána závislost měrné spotřeby paliva na poměru plochy spalovacího prostoru k zdvihovému objemu (viz obr. 26), která závisí především na termické účinnosti motoru.



Obr. 26 Závislost měrné spotřeby paliva na poměru plochy spalovacího prostoru k objemu A

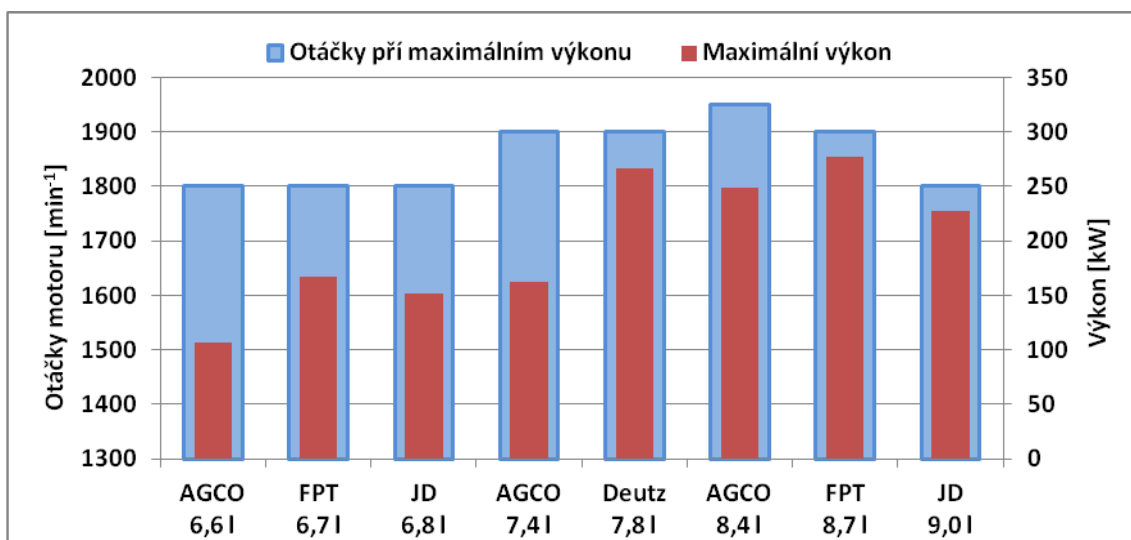


Obr. 27 Poměr mezi otáčkami motoru a jmenovitým výkonem

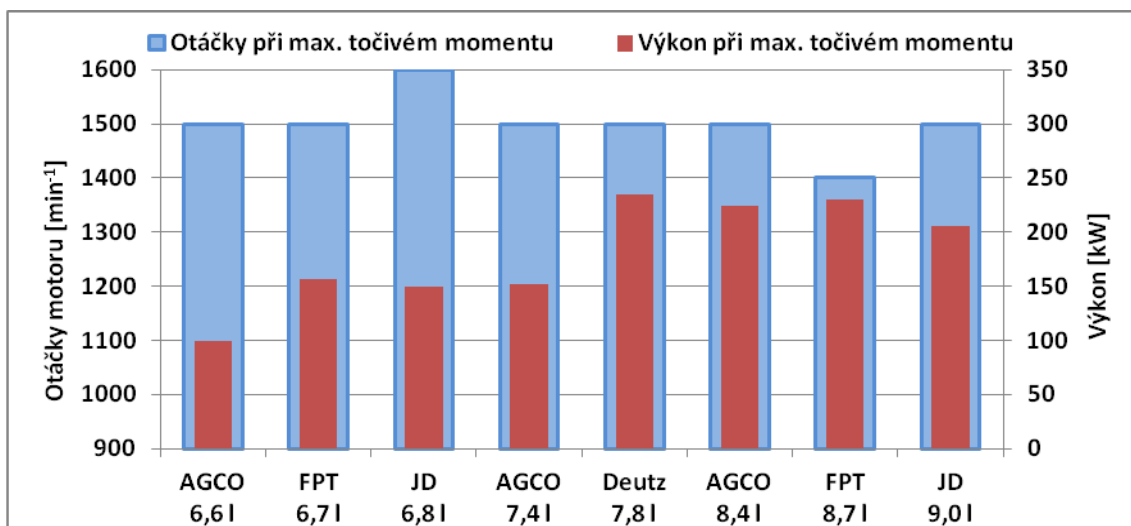
Závislost spotřeby paliva na otáčkách motoru, kdy s rostoucími otáčkami roste spotřeba paliva, je obecně známý fakt. To je zapříčiněno větším množstvím mechanických ztrát klikového mechanismu a většími tepelnými ztrátami

při kontaktu pracovní náplně se stěnami spalovacího prostoru, jelikož probíhá více pracovních cyklů.

Následující grafy zobrazují poměry výkonů vybraných motorů a otáček, při kterých je daných výkonů dosahováno. Hodnoty jmenovitých otáček měřených motorů se pohybují okolo 2100 min⁻¹ (viz obr. 27). Jmenovitý výkon je v rozmezí 99-270 kW.



Obr. 28 Poměr mezi otáčkami motoru a maximálním výkonem



Obr. 29 Poměr mezi otáčkami motoru a výkonem při maximálním točivém momentu

Maximálního výkonu, jehož hodnoty činí 107-277 kW, je dosahováno při otáčkách motoru v rozmezí 1800-1950 min⁻¹ v závislosti na konkrétním motoru (viz obr. 28). Poslední oblastí je oblast maximálního točivého momentu, toho je dosahováno při otáčkách motoru 1400-1600 min⁻¹ (viz obr. 29). Rozmezí výkonu při maximálním točivém momentu je v rozpětí 100-235 kW, měrná spotřeba paliva je však v této oblasti nejmenší.

5.4 Diskuze

Z analýzy měrné spotřeby paliva v závislosti na objemu motoru u vybraných 6 válcových motorů vyplývá, že se zvětšujícím se objemem motoru se snižuje měrná spotřeba paliva. Tato závislost platí pro měrnou spotřebu při jmenovitém výkonu, měrnou spotřebu při maximálním výkonu i pro měrnou spotřebu při maximálním točivém momentu motoru. Analýza byla provedena na základě měření přes PTO ve zkušebně DLG.

Obdobných výsledků dosáhl (Němec 2015) ve své bakalářské práci. V jeho případě však byly analyzovány pouze měrné spotřeby při maximálním výkonu. Mimo to byly v analýze společně porovnávány čtyřválcové a šestiválcové motory, což částečně může snižovat objektivitu výsledků.

Prokázaná závislost měrné spotřeby paliva na zdvihovém objemu motoru koresponduje s teoretickými předpoklady uvedenými v literatuře (Macek 2007).

6 ZÁVĚR

Jak vyplývá z teoretické části, moderní vznětové traktorové motory jsou řadové konstrukce nejčastěji se čtyřmi nebo šesti válci. Jedná se o motory přeplňované, využívající moderní elektronicky řízené palivové systémy (Common Rail), díky čemuž je možno dosáhnout vysokých výkonů při zachování nízké měrné spotřeby paliva. Pro splnění emisních limitů však musí být vybaveny zařízeními pro dodatečnou úpravu spalin. S ohledem na aktuálně platnou evropskou normu Stage IV jsou motory vybaveny systémem selektivní katalytické redukce (SCR), který je případně doplněn o další zařízení jako například filtr pevných částic.

Mezi trendy v oblasti spalovacích motorů patří zavedení nových materiálů na bázi keramiky, ať už ve formě součástí či jako povlakový materiál. Dalším trendem je adaptivní elektrická regulace hlavních parametrů, jako jsou časování ventilů a dělení vstřiku paliva do spalovacího prostoru. Velká pozornost je věnována oblasti přeplňování, což má vliv na celkovou účinnost motoru. Směr ve vývoji se jako i v jiných oblastech ubírá k pohonům na bázi elektrické energie, přičemž v oblasti zemědělství se nejedná o úplné nahrazení spalovacího motoru, který je v této době pro pohon těžké techniky nezastupitelný, nýbrž například o pohon přípojných zařízení či pohon náprav přípojného vozidla.

V praktické části byla provedena analýza vybraných technických parametrů osmi 6 válcových traktorových motorů o jmenovitém výkonu 99-270 kW a zdvihovém objemu 6600-8984 cm³. Kromě technických parametrů byla analyzována data měrné spotřeby paliva z měření výkonu motorů přes vývodový hřídel v nezávislé zkušebně DLG dle metod OECD. Metodou regresní analýzy byla prokázána závislost mezi měrnou spotřebou paliva a zdvihovým objemem motoru, respektive měrnou spotřebou paliva a poměrem plochy spalovacího prostoru k zdvihovému objemu. Měrná spotřeba paliva klesá se zvyšujícím se objemem motoru, neboť tak roste jeho termická účinnost (čím je větší objem válce, tím na jednotku objemu připadá menší teplosměnná plocha, skrz kterou dochází

k tepelným ztrátám sdílením tepelné energie paliva). Tato závislost platí pro všechny tři měřené měrné spotřeby paliva, a to měrnou spotřebu při maximálním výkonu, měrnou spotřebu při jmenovitém výkonu a měrnou spotřebu při maximálním točivém momentu.

Z toho vyplývá ekonomická výhodnost provozu motorů s větším zdvihovým objemem, které mají menší měrnou spotřebu paliva, jelikož náklady na pohonné hmoty tvoří největší část provozních nákladů traktorových souprav.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- BAUER, František et al. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- BAUER, František a Pavel SEDLÁK. Vliv zatížení spalovacího motoru na ekonomiku provozu traktorových souprav. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2004, roč. 12, č. 1, s. 137-144.
- HOFMANN, Karel. *Alternativní pohony*. Studijní opory VUT FSI, Brno, 2003.
- JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. 7. vyd. Brno: AVID, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.
- MACEK, Jan. *Spalovací motory 1*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1
- MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, 2008. ISBN 19-324-9429-4.
- NĚMEC, Lukáš. *Analýza vybraných parametrů spalovacích motorů*. Brno, 2015. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně, Agronomická fakulta, Ústav techniky a automobilové dopravy. Vedoucí práce František Bauer.
- NOVÁK, Pavel. Case IH Optum CVX. *Mechanizace zemědělství*. 2016, roč. 66, č. 1, s. 39-40. ISSN 0373-6776.
- OCHRANA, Ladislav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Učební texty vysokých škol, Vysoké učení technické v Brně, 1993. ISBN 80-214-0529-5.
- ŠMERDA, Tomáš, Jiří ČUPERA a Martin FAJMAN. *Vznětové motory vozidel: biopaliva, emise, traktory*. Brno: CPress, 2013. ISBN 978-80-264-0160-5.
- VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003a. ISBN 80-238-8756-4.
- VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003b. ISBN 80-239-0024-2.

Internetové zdroje:

- Autolexicon.net* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
http://www.autolexicon.net/obr_clanky/cs_dpf_001.jpg
- Autorubik* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://shared.autorubik.sk/upload/2012/05/turboduchadlo.png>
- Bagry.cz* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
http://bagry.cz/var/ezwebin_site/storage/images/clanky/aktuality/60_nova_rada_pasovych_rypadel_hitachi_zaxis_3_zveda_latku_zakladni_vybavy/common_rail_a_egr/67364-1-cze-CZ/common_rail_a_egr.jpg
- BOSCH Pressforum* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://press.bosch.cz/img/db/obrazky/vobr227.jpeg>
- BOSCH Service* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
http://www.wtryskiwacz.com/thumbs/tn_pompa_wysokiego_cisnienia_poprzeczny435453.jpg
- Caterpillar: HEUI Fuel Systems* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://www.cavpower.com/public/download.jsp?id=432>
- College of Engineering* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://www.engr.colostate.edu/~dga/mech324/figures/F14-03.jpg>
- Daňhel Agro a.s.* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
http://www.danhel.cz/files/john_deere/traktory/rada_8r/john_deere_motor.jpg
- DLG* [online]. 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
http://www.dlg.org/home-en.html?&no_cache=1
- DR Power Equipment* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://blog.drpower.com/wp-content/uploads/2013/08/OHC-OHV-copy.jpg>
- FENDT* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: http://www.fendt.com/cms2-content/pages/images/5590f36e0237fb9c63574dce_1450101888.jpg

- GrabCad* [online]. 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
<https://grabcad.com/library/turbocharger-with-electromagnetic-bearing>
- Heat2power* [online]. 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
http://www.heat2power.net/en_benchmark.php
- Honeywell Turbo Technologies* [online]. 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
<https://turbo.honeywell.com/our-technologies/twostage-serial-turbo/>
- Hypermiler* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://www.hypermiler.co.uk/wp-content/uploads/2013/10/inside-a-dpf-dpf-removal-services.jpg>
- Kfztech* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/russfilter/twintec2.jpg>
- Landwaderdynamic: Off road club* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
https://landwaderdynamic.com/wp-content/uploads/2015/08/volvo_vnt.jpg
- LÁNÍK, Ondřej. Common-rail 4. generace od Bosche. In: *Auto.cz* [online]. 14.9.2005 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/frankfurt-zive-common-rail-4-generace-od-bosche-15247>
- MAHLE Aftermarket* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: http://www.mahle-aftermarket.com/media/mahle_aftermarket_eu/products_and_services/engine_peripheral_components/exhaust_gas_turbochargers/mahle_tl-bro_gb-5.jpg
- OECD* [online]. 2016 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z:
<http://www.oecd.org/agriculture/code/General%20texts.pdf>
- Příprava směsi u spalovacích motorů* [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
http://ole.wz.cz/honza/21-Příprava%20směsi%20u%20spalovacích%20motorů_soubory/image012.jpg
- Triplet Diesel Injection* [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://tripletdiesel.com/images/denoxtronic-1.jpg>

Učíme v prostoru: 3D encyklopedie [online]. 2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<http://uvp3d.cz/drtic/wp-content/uploads/2014/07/Čtyřdobý-pracovní-oběh-.jpg>

VDMA [online]. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z:
<https://www.vdma.org/documents/106011/0/Exhaust%20Emission%20Legislation%20Diesel%20and%20Gas%20Engines/901eb03f-cfb3-4a7e-baea-e28ef8932ff2>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Částečný řez řadovým šestiválcovým motorem John Deere Zdroj: webové stránky Daňhel Agro a.s. (2016)	10
Obr. 2	Pracovní cyklus čtyřdobého spalovacího motoru Zdroj: webové stránky Učíme v prostoru (2016)	11
Obr. 3	Indikátorový diagram čtyřdobého přeplňovaného motoru Zdroj: Vozidlové spalovací motory (2003)	12
Obr. 4	Energetická bilance traktorového přeplňovaného motoru Zdroj: vlastní zpracování	14
Obr. 5	Ukázka převýšení točivého momentu ΔM_t Zdroj: vlastní zpracování	15
Obr. 6	Klikový mechanismus čtyřválcového motoru Zdroj: webové stránky College of Engineering (2016)	18
Obr. 7	Spalovací prostory v pístu (zleva: MAN, Hesselman, Saure, polokulový) Zdroj: webové stránky Příprava směsi u spalovacích motorů (2016)	19
Obr. 8	Konstrukční odlišnosti rozvodů OHV a DOHC Zdroj: webové stránky DR Power Equipment (2016)	20
Obr. 9	Schéma vstřikovacího systému Common Rail Zdroj: webové stránky Bagry.cz (2016)	23
Obr. 10	Příčný řez vysokotlakým čerpadlem Common Rail Zdroj: webové stránky BOSCH Service (2016)	24

Obr. 11	Vstřikovač 3. generace ovládaný piezoelektrickým elementem Zdroj: webové stránky BOSCH Pressforum (2016)	25
Obr. 12	Vstřikovač 4. generace ovládaná elektromagnetem se zesilovačem tlaku Zdroj: online propagační materiály Caterpillar (2016)25	
Obr. 13	Řez turbodmychadlem Zdroj: webové stránky MAHLE Aftermarket (2016)	28
Obr. 14	Regulace plicního tlaku turbodmychadla obtokovým ventilem (WG) Zdroj: webové stránky Autorubik (2016)	29
Obr. 15	Turbodmychadlo regulované rozváděcími lopatkami (VNT) Zdroj: webové stránky Landwaderdynamic (2016)	30
Obr. 16	Princip vnější recirkulace výfukových plynů s plným ochlazením Zdroj: webové stránky Bagry.cz (2016)	34
Obr. 17	Princip funkce uzavřeného filtru pevných částic Zdroj: webové stránky Autolexicon.net (2016)	34
Obr. 18	Princip funkce otevřeného filtru pevných částic Zdroj: webové stránky Kfztech (2016)	35
Obr. 19	Konstrukční umístění oxidačního katalyzátoru Zdroj: webové stránky Hypermiler (2016)	36
Obr. 20	Systém SCR Denoxtronic 3 od firmy Bosch Zdroj: webové stránky Triplet Diesel Injection	37
Obr. 21	Úplná charakteristika motoru traktoru John Deere 8300 s vyznačenými oblastmi práce Zdroj: Vliv zatížení spalovacího motoru na ekonomiku provozu traktorových souprav	39

Obr. 22	Schéma připojení měřeného traktoru a měřícího vozu při testu PowerMix Zdroj: webové stránky FENDT (2016)	41
Obr. 23	Porovnání závislosti měrných spotřeb paliva na zdvihovém objemu motoru	45
Obr. 24	Závislost plochy spalovacího prostoru na zdvihovém objemu motoru	46
Obr. 25	Závislost poměru spalovací plochy k objemu (S/V) na zdvihovém objemu motoru	46
Obr. 26	Závislost měrné spotřeby paliva na poměru spalovacího prostoru k objemu A	47
Obr. 27	Poměr mezi otáčkami motoru a jmenovitým výkonem	47
Obr. 28	Poměr mezi otáčkami motoru a maximálním výkonem	48
Obr. 29	Poměr mezi otáčkami motoru a výkonem při maximálním točivém momentu	48

SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Účinnosti různých typů čističů vzduchu	26
Tab. 2	Vývoj emisních limitů traktorových motorů s výkonem 130 - 560 kW	33
Tab. 3	Technické parametry vybraných 6 válcových traktorových motorů (1. část)	43
Tab. 4	Technické parametry vybraných 6 válcových traktorových motorů (2. část)	44