

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2016

TOMÁŠ KARÁSEK



**Vliv provozního režimu traktoru na činnost systému
selektivní katalytické redukce**
Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. Adam Polcar, Ph.D.

Vypracoval:
Bc. Tomáš Karásek



9

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Autor práce: Bc. Tomáš Karásek
Studijní program: Zemědělská specializace
Obor: Automobilová doprava

Vedoucí práce: Ing. Adam Polcar, Ph.D.
Konzultant: Ing. Dušan Slimařík

Název práce: **Vliv provozního režimu traktoru na činnost systému selektivní katalytické redukce**

Zásady pro vypracování:

1. V úvodní části popište výfukové emise vznětového motoru.
2. Proveďte rozbor systémů používaných pro snižování škodlivin u vznětových motorů. Zaměřte se zejména na systém selektivní katalytické redukce.
3. Proveďte experimentální měření provozních parametrů traktoru, zejména spotřeby vodného roztoku močoviny u Vámi zvoleného traktoru v různých režimech motoru.
4. Naměřená data zpracujte a proveďte statistické vyhodnocení měření.
5. Proveďte celkové zhodnocení a závěr.

Rozsah práce: 50-60

Literatura:

1. BAUER, F. -- SEDLÁK, P. -- ČUPERA, J. -- POLCAR, A. -- FAJMAN, M. -- ŠMERDA, T. -- KATRENČÍK, J. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
2. VLK, F. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství VLK, 2002. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
3. HLAVŇA, V. a kol. *Dopravný prostředek - jeho motor*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita, 2000. 442 s. ISBN 80-7100-665-3.
4. RIBBENS, W. *Understanding Automotive Electronics*. Elsevier Science (USA), 2003. 470 s. ISBN 0-7506-7599-3.
5. ČUPERA, J. -- FAJMAN, M. -- ŠMERDA, T. Emise traktorů. *Farmář*. 2014. č. 9, s. 64--66. ISSN 1210-9789.
6. SKŘIVÁNEK, A. -- POLCAR, A. -- SEDLÁK, P. Reduction of nox emissions using the selective catalytic reduction system. [CD-ROM]. In MendelNet 2012 - Proceedings of International Ph.D. Students Conference. s. 1136--1143. ISBN 978-80-7375-656-7.
7. ŠMERDA, T. -- ČUPERA, J. Emise vznětového motoru a systém SCR. *Mechanizace zemědělství*. 2011. sv. 2011, č. 7, s. 30--35. ISSN 0373-6776.
8. VLK, F. *Diagnostika motorových vozidel*. Brno: František VLK, 2006.
9. ŠTĚRBA, P. -- ČUPERA, J. -- POLCAR, A. *Automobily - Diagnostika motorových vozidel II*. 1. vyd. Brno: Avid, s.r.o., 2011. 181 s. ISBN 978-80-87143-19-3.
10. ČUPERA, J. -- HAVLÍČEK, M. Alternativní způsoby měření spotřeby paliva s využitím dat palubní diagnostiky. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2005. sv. LIII, č. 4, s. 23--31. ISSN 1211-8516.

Datum zadání: říjen 2014

Datum odevzdání: duben 2016

Bc. Tomáš Karásek
Autor práce

Ing. Adam Polcar, Ph.D.
Vedoucí práce

doc. Ing. Jiří Čupera, Ph.D.
Vedoucí ústavu

doc. Ing. Pavel Ryant, Ph.D.
Děkan AF MENDELU

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: Vliv provozního režimu traktoru na činnost systému selektivní katalytické redukce vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím 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, 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:.....

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Adamu Polcarovi, Ph.D., za přípravu vybavení na praktickou část měření, za odborné konzultace a cenné rady, které jsem ve své práci využil.

Na závěr bych chtěl poděkovat své rodině, která při mě vždy stála a po celou dobu studia mě podporovala.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce s názvem „Vliv provozního režimu traktoru na činnost systému selektivní katalytické redukce“ popisuje různé provozní režimy traktoru, při kterých docházelo ke vstřikování vodného roztoku močoviny (AdBlue) do systému selektivní katalytické redukce. První část se věnuje jednotlivým škodlivinám ve výfukových plynech. V této kapitole je popsán vznik škodlivin a jejich následky na lidský organismus, či na životní prostředí. Druhá část popisuje jednotlivé technické systémy používané pro snížení škodlivých složek, zejména systém selektivní katalytické redukce. Poslední část se zaměřuje na praktické měření provozních parametrů traktoru, zejména spotřeby vodného roztoku močoviny, provozovaných v různých režimech motoru. Součástí experimentálního měření je grafické a slovní vyhodnocení.

Klíčová slova: systém SCR, emise, spotřeba AdBlue, spotřeba paliva, režim motoru

ABSTRACT

This thesis called „Influence of an operation mode of a tractor on function of selective catalytic reduction system“ describes various operation modes of the tractor, when aqueous solution of urea (AdBlue) was injected into selective catalytic reduction system. The first part deals with particular pollutants in exhaust fumes. Formation of pollutants and their impact on humans and environment is described in this chapter. The second part describes individual technical systems used to lower harmful components, especially selective catalytic reduction system. The last part concentrates on practical measuring of operating parameters of the tractor, particularly consumption of aqueous solution of urea conducted in different modes of a motor. Part of the experimental measuring is graphic and verbal evaluation.

Key words: SCR system, emission, AdBlue consumption, fuel consumption, motor mode

OBSAH

1	ÚVOD	9
2	CÍL PRÁCE.....	10
3	VÝFUKOVÉ EMISE VZNĚTOVÉHO MOTORU	11
3.1	Škodliviny vznětového motoru	12
3.2	Složení výfukových plynů	13
3.2.1	Oxid uhelnatý (CO)	15
3.2.2	Oxid uhličitý (CO ₂)	16
3.2.3	Nespálené uhlovodíky (C _x H _y)	16
3.2.4	Oxid dusíku (NO _x).....	16
3.2.5	Pevné částice (PM)	17
3.2.6	Oxidy síry (SO _x)	18
4	TECHNICKÉ SYSTÉMY KE SNÍŽENÍ ŠKODLIVIN VZNĚTOVÝCH MOTORŮ	19
4.1	Recirkulace výfukových plynů	19
4.1.1	Vnitřní recirkulace	20
4.1.2	Vnější recirkulace	21
4.2	Filtry pevných částic	22
4.3	Oxidační katalyzátor	24
4.4	Selektivní katalytická redukce	26
5	MATERIÁL A METODIKA	32
5.1	Parametry měřené traktorové soupravy	32
5.1.1	Technické parametry traktoru a nákladního přívěsu	33
5.2	Popis testovacího okruhu	36
5.2.1	Výškový profil zvolené trasy.....	36
5.3	Použitá měřicí zařízení.....	37

6	VÝSLEDKY	40
6.1	Spotřeba vodného roztoku močoviny a paliva v různých režimech motoru traktoru	40
6.2	Vyhodnocení vstřikované dávky AdBlue v různých režimech motoru traktoru	42
6.2.1	Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 1500 min ⁻¹	42
6.2.2	Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 1800 min ⁻¹	44
6.2.2.1	Vliv zatížení na spotřebu AdBlue a ostatních parametrů při konstantních otáčkách motoru 1800 min ⁻¹	46
➤	Rostoucí zatížení motoru	47
➤	Klesající zatížení motoru	49
➤	Konstantní zatížení motoru.....	51
6.2.3	Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 2300 min ⁻¹	53
6.2.4	Srovnání AdBlue v rozdílných režimech otáček motoru.....	54
6.3	Přepavní výkonnost	56
7	DISKUZE.....	58
8	ZÁVĚR.....	59
9	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	60
10	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	62
11	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK	63

1 ÚVOD

V současné době je jedním z hlavních témat ochrana životního prostředí. S ochranou životního prostředí jsou často spojovány spalovací motory, které se velkou měrou podílejí na jeho znečišťování. Z důvodu stále se zvyšujícího počtu mobilních prostředků používajících spalovací motory, se musely zavést emisní limity. Jednotlivé emisní limity mají velmi přísné požadavky a nároky, které se specifikují podle kategorií dopravního prostředku a výkonu motoru.

Život v jednadvacátém století si nedovedeme představit bez moderní techniky, ke které neodmyslitelně patří mobilní prostředky se spalovacími motory. Hlavními představiteli jsou osobní a nákladní automobily, autobusy i traktory, sloužící jak k dopravě osob, tak k přepravě nákladu. Spalovací motory pomáhají člověku na každém kroku, ovšem nesmíme zapomínat, že při spalování paliva se produkují výfukové plyny.

Spalováním paliva vzniká řada škodlivých látek, které negativně působí na lidský organismus a znečišťují životní prostředí. Z hlediska škodlivosti jsou nejzávažnější nespálené uhlovodíky (C_xH_y), oxid uhelnatý (CO), pevné částice (PM) a oxidy dusíku (NO_x). Ke snížení obsahu škodlivin výfukových plynů vede přizpůsobování procesů hoření tak, aby ve spalovacím prostoru vznikalo už jen minimum sledovaných složek. Stále přísnější limitní požadavky postupně nutily výrobce k vývoji nových technologických zařízení, která umožnila snižování škodlivých složek a zároveň přispívala k částečnému ekologičtějšímu provozu.

Diplomová práce se v úvodu věnuje jednotlivým škodlivinám ve výfukových plynech, jejich vzniku a dopadu na lidský organismus. Dále se zaměřuje na vznětové motory a popisuje vybrané technické systémy používané pro snížení škodlivých složek. Zejména na systém selektivní katalytické redukce, který vstříkuje vodný roztok močoviny (označován jako AdBlue) do výfukového potrubí. Praktická část diplomové práce se zaměřuje na popis a vyhodnocení experimentálního měření provozních parametrů traktoru. Hlavním cílem je zjištění spotřeby vodného roztoku močoviny v různých režimech motoru, přičemž experimentální měření pobíhalo v běžném silničním provozu za skutečných podmínek.

2 CÍL PRÁCE

Cílem této diplomové práce je vypracovat ucelený přehled o výfukových emisích vznětového motoru. Dále popsat jednotlivé systémy pro snižování škodlivin, se zaměřením hlavně na systém selektivní katalytické redukce. Dalším cílem práce je provést experimentální měření provozních parametrů traktoru, zejména spotřeby vodného roztoku močoviny u traktoru značky New Holland v různých režimech motoru, a naměřená data pak zpracovat a vytvořit celkové statistické vyhodnocení měření.

3 VÝFUKOVÉ EMISE VZNĚTOVÉHO MOTORU

Hoření ve válci je složitý fyzikálně-chemický proces oxidačních i redukčních reakcí, při kterých dochází ke spalování paliva s kyslíkem, obsaženým ve vzduchu, za rychle se měnících teplot a tlaků. Během hoření vzduchu probíhají vzájemné reakce jednotlivých složek. Následnou reakcí dochází k tvorbě složek, které vystupují ze spalovacího prostoru ve všech skupenstvích. Některé složky spolu reagují a vznikají až při průchodu výfukovým potrubím. Na průběh spalování mají vliv tepelné, tvarové i vírové vlastnosti spalovacího prostoru, dále způsob a kvalita vstřikování paliva. Podle dostupných studií obsahují výfukové plyny u pístových spalovacích motorů až 160 složek. (Bauer a kol. 2013)

Dokonalou oxidaci hořlavých složek paliva (uhlíku C, vodíku H) a vzniku produktů dokonalého hoření oxidu uhličitého (CO₂) a vody (H₂O), lze vyjádřit podle rovnice (1).



Pro dokonalé spálení jednoho kilogramu uhlíku je nutné 2,66 kg kyslíku, což při 23% zastoupení kyslíku ve vzduchu znamená 11,6 kg vzduchu. Při dokonalém spálení jednoho kilogramu uhlíku je výsledným produktem 3,67 kg oxidu uhličitého.

Obdobným způsobem lze postupovat i s vodíkem:



Pro dokonalé spálení jednoho kilogramu vodíku (H₂) je nutné 8 kg kyslíku, což při 23% zastoupením kyslíku ve vzduchu znamená 34,78 kg vzduchu. Výsledným produktem při dokonalém spálení vodíku je 9 kg vody.

Z tohoto vyjádření, lze stanovit při známém zastoupení uhlíku (0,86) a vodíku (0,14) v motorové naftě, výslednou produkci oxidu uhličitého a vody: (Šmerda a kol. 2013)

- při dokonalém spálení 1 kg nafty se vyprodukuje 3,15 kg oxidu uhličitého
- pro dokonalou oxidaci 1 kg nafty se spotřebuje 3,4 kg kyslíku,
- pro dokonalou oxidaci 1 kg nafty se spotřebuje 14,78 kg vzduchu.

3.1 Škodliviny vznětového motoru

Důsledkem činnosti spalovacího motoru vznikají škodlivé vlivy na okolí, které se dají shrnout do několika základních bodů: (Bauer a kol. 2013, Hlavňa a kol. 2000)

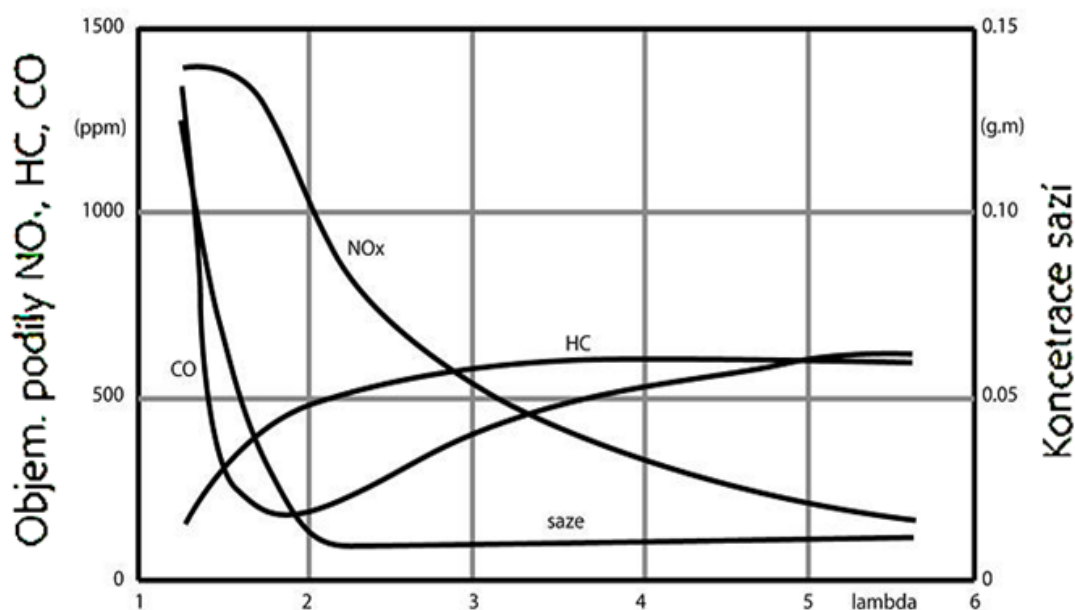
- škodliviny obsažené ve výfukových plynech,
- úniky provozních náplní s následnou kontaminací vody a půdy,
- hluk,
- vibrace.

Množství škodlivin vyprodukovaných při spalování zejména ovlivňuje:

- konstrukce motoru,
- technický stav vozidla,
- uspořádání motoru,
- technologie činnosti motoru.

Škodlivé plynné emise vznětového motoru vznikají nejčastěji ve formě výfukových plynů (68 %). Také špatnou netěsností, nejčastěji v prostoru mezi pístem a válcem nebo-li odvětráváním klikové skříně (20 %). Dále vypařováním paliva a motorového oleje (12 %). Při spalování směsi paliva a vzduchu, která obsahuje potřebný kyslík i velké množství dusíku (78,03 %), vznikají kromě produktů ze spáleného paliva, v důsledku vysoké teploty, i sloučeniny dusíku (NO_x). Při spalování chudých směsí ($\lambda > 1$), vzniká velký obsah sloučenin dusíku. Největší produkce obsahu sloučenin dusíku je přibližně při součiniteli přebytku vzduchu $\lambda = 1,1 - 1,2$.

Na obr. 1 je znázorněno, které složky vznikají při různém součiniteli přebytku vzduchu u vznětového motoru. (Bauer a kol. 2013, Hlavňa a kol. 2000)



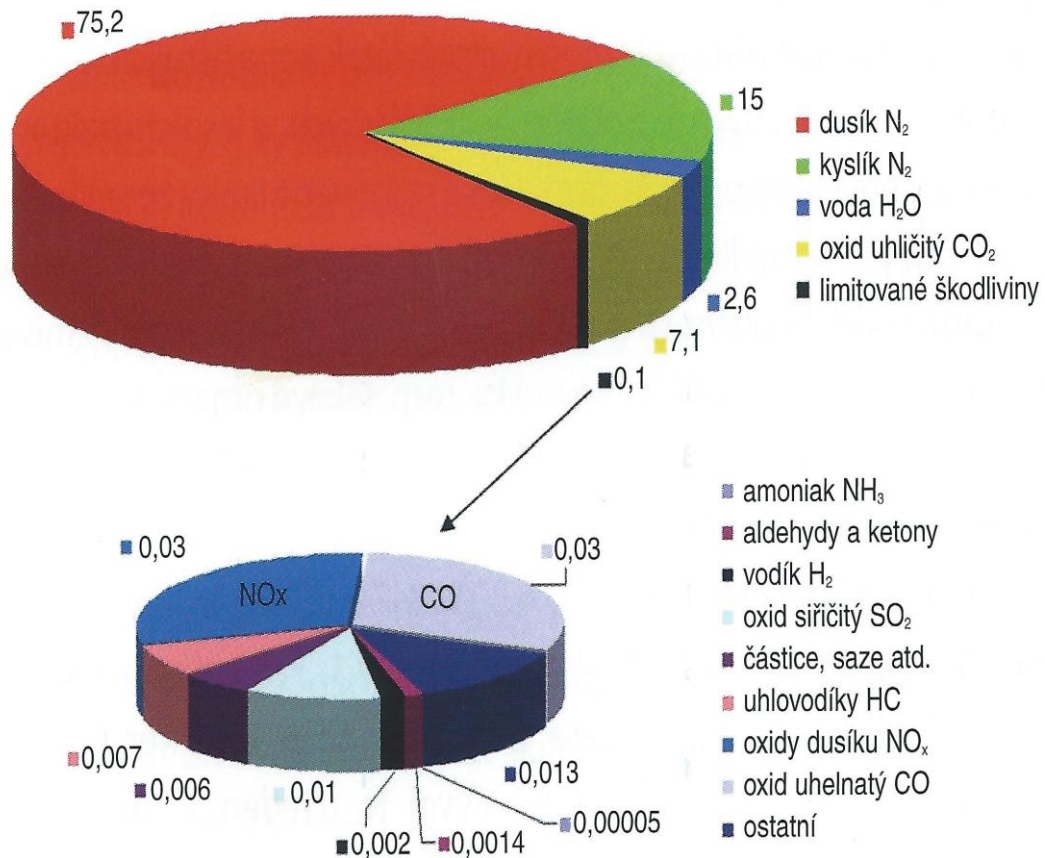
Obr. 1 Produkce emisí vznětového motoru v závislosti na λ (Hromádko 2011)

3.2 Složení výfukových plynů

Používáním paliv různé kvality lze ovlivnit produkty spalování s chemickým působením na okolí. Tyto produkty jsou obsaženy především ve výfukových plynech a vznikají jako důsledek spalovacího procesu, ve kterém jsou výfukovými plyny emitovány do ovzduší. Emise spalovacích motorů obsahují chemické látky v rozdílných koncentracích. Podle odhadů mají spalovací motory za následek více než 70 % globální produkce emisí oxidu uhelnatého a 19 % oxidu uhličitého. (Bauer a kol. 2011)

Při spalování uhlovodíkového paliva se vzduchem vzniká dokonalou oxidací uhlíku a vodíku obsaženého v palivu oxid uhličitý a voda. Naopak nedokonalou oxidací paliva vzniká oxid uhelnatý a vodík. Při použití vzduchu jako okysličovadla je významnou složkou spalin dusík. Oxidací paliva se ve výfukových plynech objevuje zbytkový kyslík, z důvodu přebytku vzduch v čerstvé směsi. Oxidací vzdušného dusíku vznikají ve spalovacím prostoru, za vysokých teplot, oxidy dusíku. Při velmi špatných podmínkách pro oxidaci paliva vznikají ve výfukových plynech nespálené uhlovodíky. (Bauer a kol. 2006, Hromádko 2011)

Typické složení emisí vznětového motoru je uvedeno na obr. 2, ze kterého je patrné nízké zastoupení limitovaných složek na úrovni 0,1 %.



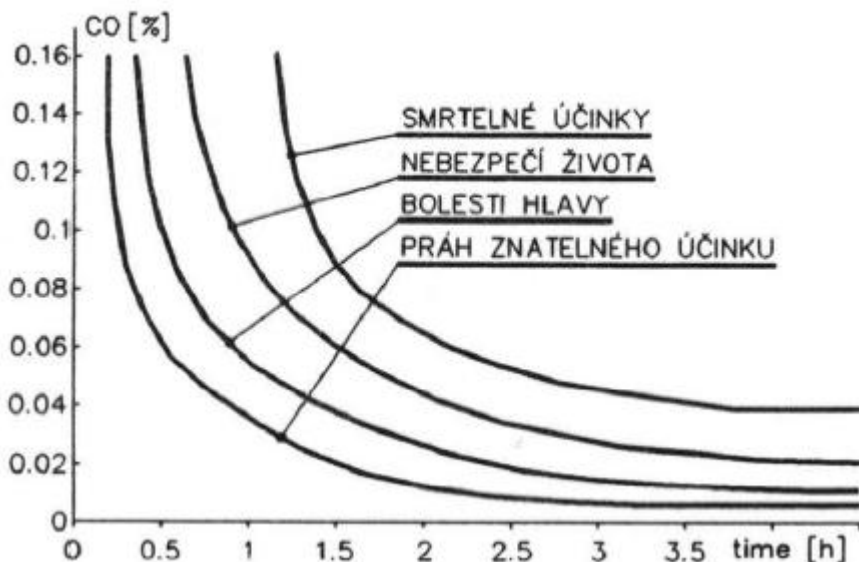
Obr. 2 Složení výfukových plynů vznětového motoru (Bauer a kol. 2013)

K nejvýznamnějším složkám, které tvoří výfukové plyny řadíme: (Bauer a kol. 2013)

- oxid uhelnatý (CO),
- oxid uhličitý (CO₂),
- nespálené uhlovodíky (C_xH_y),
- oxid dusíku (NO_x),
- pevné částice (PM),
- oxidy síry (SO_x).

3.2.1 Oxid uhelnatý (CO)

Oxid uhelnatý je pro lidský organismus jedovatý. Jedná se o výbušný, bezbarvý plyn, bez chuti a zápachu. Na krevní barvivo se váže intenzivněji než kyslík a vytváří velmi pevný karboxyhemoglobin. Tím je přístup kyslíku blokován a je zabráněno přenosu kyslíku z plic do krevního oběhu. Nedostatečným množstvím kyslíku dochází k poškození jednotlivých orgánů, například mozku. Ze zdravotního hlediska se oxid uhelnatý řadí k nejjedovatějším složkám výfukových plynů. Dále přispívá ke vzniku fotochemického (letního) smogu. Jeho účinky na lidský organismus jsou znázorněny na obr. 3. (Hromádka 2011)



Obr. 3 Účinky oxidu uhelnatého (CO) na lidský organismus (Takáts 1997)

Oxid uhelnatý vzniká nedokonalým spalováním, při malém množství kyslíku ve spalovací směsi nebo nedostatku kyslíku ve spalovacím prostoru. Vzniká také při teplotách nad 2000 °C, kdy dochází k rozkladu oxidu uhličitého a vody na oxid uhelnatý a vodík. Obsah oxidu uhličitého se může zvýšit i při vysokém součiniteli přebytku vzduchu v důsledku použití reakce ve fázi, kde má dojít k oxidaci oxidu uhelnatého na oxid uhličitý. K tomuto jevu dochází při provozu na volnoběžné otáčky motoru. (Šmerda a kol. 2013)

3.2.2 Oxid uhličitý (CO₂)

Pro lidský organismus není škodlivý, jestliže jeho koncentrace ve vdechovaném vzduchu nedosáhne úrovně ovlivňující koncentraci kyslíku. Oxid uhličitý vytváří radiační clony omezující sdílení tepla země s okolím. Způsobuje vznik skleníkového efektu, který vede k průběžnému zvyšování teploty a posunu klimatických poměrů.

Jedná se o produkt dokonalé oxidace při spalování uhlovodíkového paliva se vzduchem a jeho přítomnost ve spalinách je výsledek kvalitně uskutečněného spalovacího procesu. (Hromádko 2011)

3.2.3 Nespálené uhlovodíky (C_xH_y)

Nejmenší vliv na organismus obvykle mají původní skupiny uhlovodíkového paliva. Nejrizikovější jsou polycyklické aromatické uhlovodíky (PAH), vznikající polymerizací jiných uhlovodíků nebo při spalování za vysokých teplot s nedostatkem kyslíku. Polycyklické aromatické uhlovodíky mají rakovinotvorný účinek, proto patří k nejnebezpečnějším složkám ve spalinách. Nespálené uhlovodíky působí škodlivě na sliznice, poškozují dýchací cesty a vedou k poruchám podmíněných reflexů.

Nespálené uhlovodíky jsou směsí různých skupin uhlovodíků, které vznikají za velmi nepříznivých oxidačních podmínek, a to z paliva jako výsledek předčasně zastavených reakcí v tzv. zhašených zónách (vysoký součinitel přebytku vzduchu, nízká teplota hoření v blízkosti stěn). Nebo vznikají jako produkt tepelných krakovacích a jiných chemických reakcí. Motory s přímým vstříkáním paliva produkují vyšší hodnoty nespálených uhlovodíků než motory komůrkové. (Bauer a kol. 2013, Hromádko a kol. 2011)

3.2.4 Oxid dusíku (NO_x)

Oxidy dusíku vznikají oxidací vzdušného dusíku dopraveného do spalovacího prostoru s kyslíkem potřebným pro oxidaci paliva nebo kyslíkem obsaženým v palivu. Oxidy dusíku tvoří oxid dusnatý (NO), oxid dusný (N₂O) a oxid dusičitý (NO₂). Nejvíce se tvoří oxid dusný (95 %), který je také toxický. Ochlazením oxidu dusnatého

pod teplotu 650 °C dochází k jeho oxidaci na oxid dusičitý. Přímá škodlivost oxidu dusnatého na živý organismus není závažná, ale po delším pobytu stráveném v atmosféře dochází k jeho reakci na oxid dusičitý, který je pro lidské zdravý škodlivý. Při vdechování se na stěnách sliznice tvoří kyselina dusičná, na kterou dýchací soustava reaguje jako na začínající hoření a automaticky přivírá přístup vzduchu do plic. Následkem je pocit dušení a nucení ke kašli. Tento nežádoucí jev nastává již při velmi nízkých koncentracích, respektive při krátkých expozičních dobách. Oxidy dusíku se negativně podílejí na tvorbě letního smogu a tvorbě kyselých dešťů.

Oxidy dusíku vznikají ve spalovacím prostoru za vysokých teplot a za vysokých tlaků. Tvorba oxidů dusíku je závislá na bohatosti směsi a koncentraci kyslíku. Množství oxidů dusíku klesá s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu. Maxima dosahuje na hranici největší bohatosti směsi, které u vznětového motoru odpovídá hodnota 1,6 – 1,8. (Bauer a kol. 2013, Hromádka a kol. 2011)

3.2.5 Pevné částice (PM)

Pevné částice se vyskytují v kapalném i plynném stavu nejčastěji jako saze, karbon, popel, otěrové částice, zbytky nespáleného motorového oleje a paliva. Částice produkované výhradně vznětovými motory obsahují převážně pevný uhlík ve formě sazí. Na povrchu pevných částic se usazují těžko odpařitelné skupiny nespálených uhlovodíků (polycyklické aromatické uhlovodíky), které patří k nejškodlivějším složkám spalin. K jejich usazování dochází ve výfukovém potrubí při ochlazování spalin. Tyto kontaminované pevné částice jsou nosičem rakovinotvorných látek. Dále jsou částice hlavní příčinou zimního smogu, typického pro stav teplotní inverze.

Saze vznikají při spalování nedostatečného množství kyslíku s okolními vysokými teplotami. Z uskutečněných měření plyne, že minimální teplota pro tvorbu sazí je 1400 °C. S rostoucím součinitelem přebytku vzduchu množství sazí klesá. Pevné částice vznikají nejčastěji při nízkém zatížení a vysokých otáčkách motoru, kdy je teplota výfukových plynů nízká a při které se omezuje reakce paliva i oleje. Velikost částic se ve většině případů pohybuje v rozmezí 0,3 – 1 μm. (Bauer a kol. 2013)

3.2.6 Oxidy síry (SO_x)

Největší podíl tvoří oxid siřičitý (SO₂), který je bezbarvý, nehořlavý a štíplavě páchnoucí plyn. Tento plyn podporuje onemocnění dýchacích cest.

Oxidy síry jsou produkovány zejména vznětovými motory. V motorové naftě obsah síry neustále klesá, proto klesají i výsledné emise spalovacího motoru. Vyprodukované oxidy síry spalovacím motorem jsou ve výsledné produkci emisí zanedbatelné. (Hromádko 2011, www.autolexicon.net)

4 TECHNICKÉ SYSTÉMY KE SNÍŽENÍ ŠKODLIVIN VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

Ke splnění přísných emisních tříd je zapotřebí použití různých technických systémů, které snižují škodliviny výfukových plynů. Jedno z řešení vychází z konstrukce spalovacího motoru a jeho přesného řízení. Jedná se o nárůst vstřikovacích tlaků, vícenásobný vstřik paliva, plnicí tlak, víření nasávaného vzduchu a regulace předvstřiku.

Dalším řešením dochází ke snížení emisí dodatečně, mimo spalovací prostor, ve výfukovém traktu spalovacího motoru. Do této skupiny patří zařízení typu: (Šmerda a kol. 2013)

- recirkulace výfukových plynů,
- filtry pevných částic,
- oxidační katalyzátory,
- selektivní katalytická redukce,
- kombinace předchozích variant.

4.1 Recirkulace výfukových plynů

Princip je založen na zpětném přivedení části výfukových plynů zpět do spalovacího prostoru, čímž se sníží množství přivedeného vzduchu a tím se sníží i koncentrace kyslíku. Množství přivedeného kyslíku musí být stále dostatečné, aby proběhla dokonalá oxidace paliva. Za vysokých teplot, volný vzdušný kyslík reaguje s dusíkem a produkuje oxidy dusíku, které jsou limitované normami. Výfukové plyny mají větší měrnou tepelnou kapacitu než vzduch. Podíl vody ve vrácených výfukových plynech snižuje teplotu ve spalovacím prostoru, která ovlivňuje produkci oxidů dusíku a snižuje výfukové plyny odváděné do ovzduší. (Vlk 2003, Vlk 2006b)

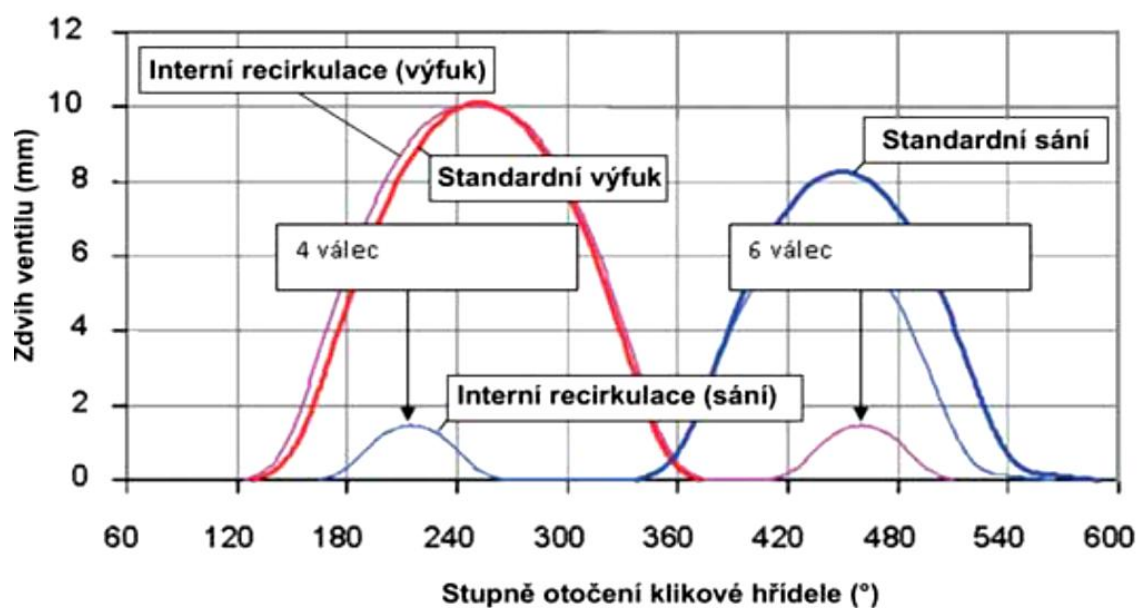
Recirkulace se označuje německou zkratkou AGR (Abgasrückführung) nebo anglickou zkratkou EGR (Exhaust Gas Recirculation). U traktorových motorů lze recirkulaci výfukových plynů rozdělit podle konstrukčního uspořádání na dvě základní skupiny: (Šmerda a kol. 2013)

- vnitřní recirkulace,
- vnější recirkulace.

4.1.1 Vnitřní recirkulace

Vnitřní (interní) recirkulace je založena na změně časování ventilů v průběhu zdvihu pístu. K částečnému vniknutí výfukových spalin do sacího kanálku dochází během výfuku, při pootevření sacího ventilu. U čtyřválcových motorů dochází k pootevření sacího ventilu během výfuku a částečnému vniknutí spalin do sacího kanálku. Pomocí sacího kanálku se spaliny přivádějí do spalovacího prostoru smíšené s čerstvým vzduchem v průběhu sání. U šestiválcových motorů dochází k pootevření výfukového ventilu během sání a z výfukového kanálku se část spalin vrací zpět do spalovacího prostoru. Zmíněné varianty řešení recirkulace nejsou finančně náročné, ani nepotřebují zástavbový prostor. Nevýhodou je konstantní nastavení bez jakékoliv možnosti regulace množství recirkulovaných výfukových plynů.

Varianta vnitřní recirkulace výfukových plynů s pootevřením sacího ventilu během výfuku u traktoru Case IH, je zobrazena na obr. 4. (Šmerda a kol. 2013, Vlk 2006a)



Obr. 4 Časování ventilů při použití vnitřní recirkulace výfukových plynů u motoru traktoru Case IH (Šmerda a kol. 2013)

4.1.2 Vnější recirkulace

Vnější recirkulaci dochází k odvedení výfukových plynů přes EGR ventil zpět do sání motoru. Podle možností chlazení výfukových plynů vnější recirkulaci rozdělujeme do tří skupin: (Bauer a kol. 2013)

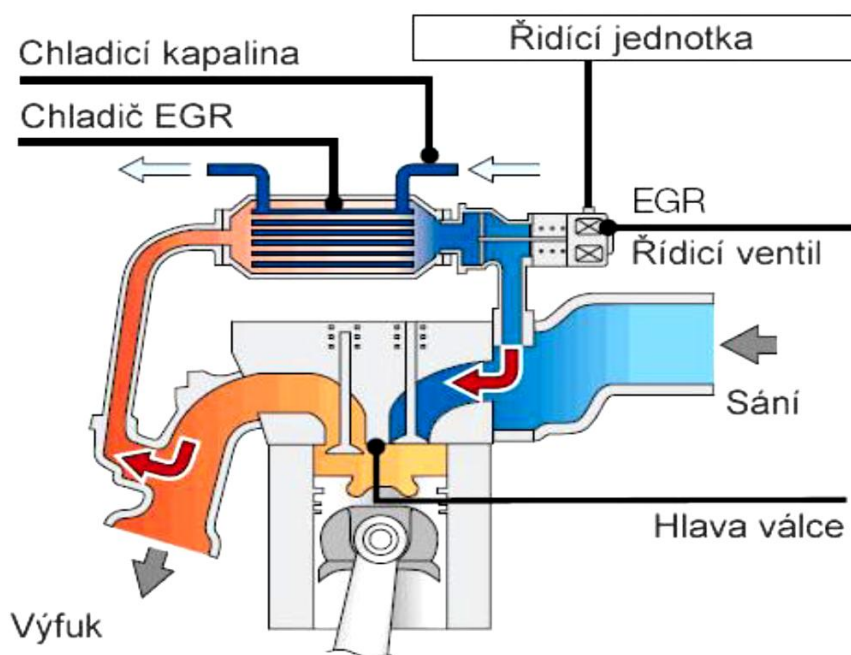
- EGR bez ochlazování,
- EGR s plným ochlazením,
- EGR s částečným ochlazením.

EGR bez ochlazování – výfukové plyny neprocházejí přes výměník tepla, tím dojde ke zvýšení množství nasávaného vzduchu a rychlejší změně skupenství paliva z kapalného do plynného stavu.

EGR s plným ochlazením – výfukové plyny prochází přes výměník tepla, který může způsobit kondenzaci vody a její následné vnikání do spalovacího prostoru.

EGR s částečným ochlazením – jen část výfukových plynů prochází přes výměník tepla, z důvodů zabránění vnikání vody do spalovacího prostoru a udržení teploty plynů nad teplotou kondenzace. (Bauer a kol. 2013)

Konstrukční řešení vnější recirkulace výfukových plynů je patrné na obr. 5.



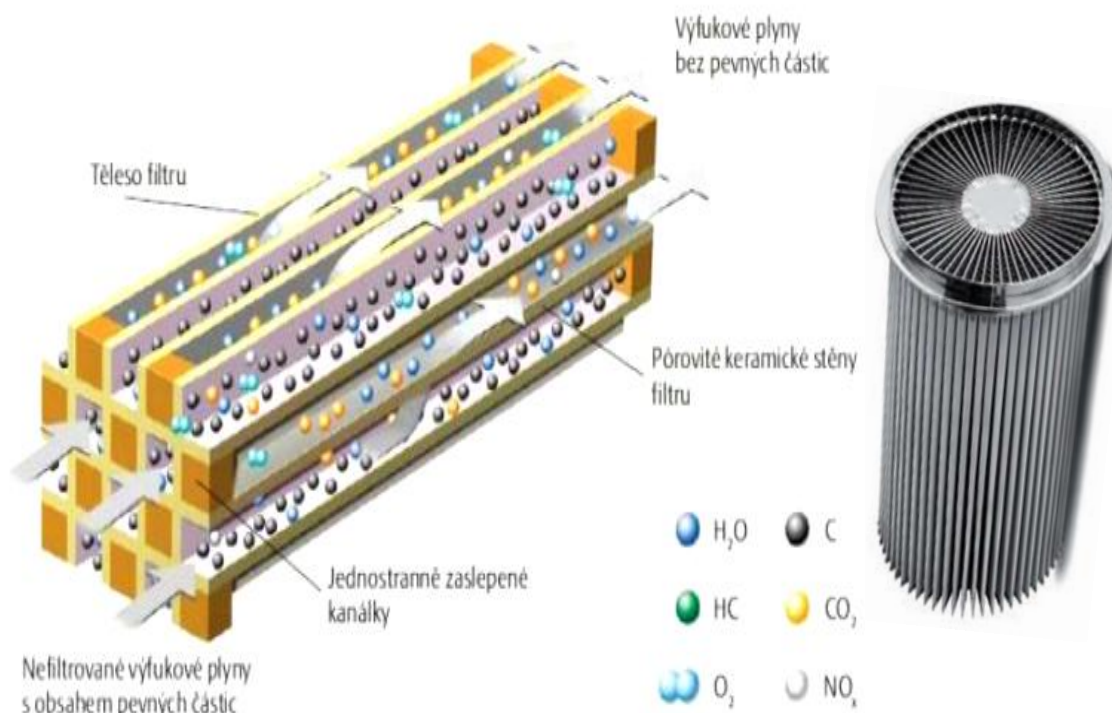
Obr. 5 Vnější recirkulace (Šmerda a kol. 2013)

4.2 Filtry pevných částic

Z důvodu splnění přísnější emisí normy začali výrobci spalovacích motorů používat filtry pevných částic označované jako DPF (Diesel Particulate Filter), které se umísťují do společného tělesa s katalyzátorem ve výfukovém potrubí. Filtry pevných částic tvoří keramické těleso s voštinovou nebo vláknovou strukturou vyrobenou z karbidu křemíku (Cordeirit), spékaných kovů nebo silikátů dotovaných hliníkem. Filtry pevných částic se rozdělují podle možnosti průchodu výfukového plynu přes na dvě skupiny: (Bauer a kol. 2013)

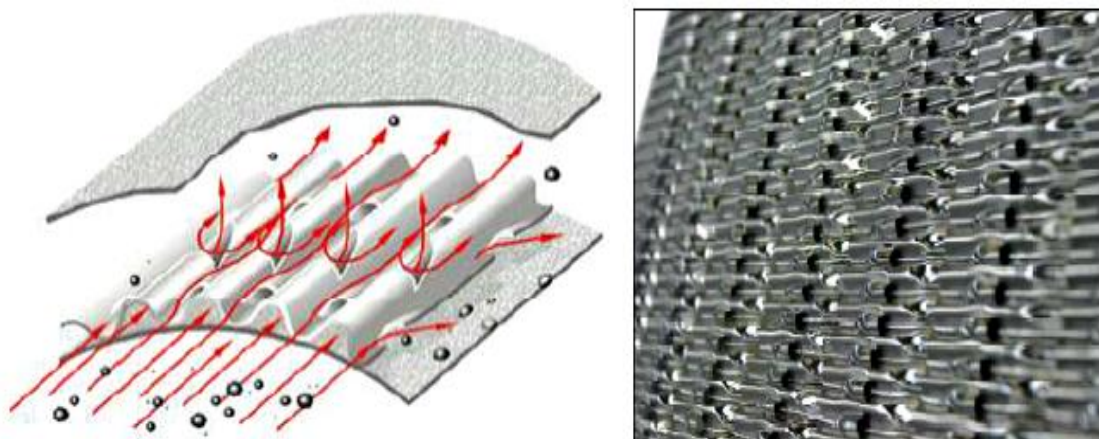
- uzavřený systém,
- otevřený systém.

U **uzavřeného systému** filtru pevných částic nedochází k volnému průchodu výfukových plynů přes filtr. Ten je tvořen mnoha střídavě zaslepenými kanálky, které zvyšují odpor vzduchu. Výfukové plyny se na vstupu filtru rozdělují do kanálek a proudí přes porézní filtrační stěny o tloušťce 300 – 400 μm , kde dochází k průběžnému zachycení pevných částic (viz. obr. 6). (Bauer a kol. 2013)



Obr. 6 Uzavřený systém filtrace pevných částic (www.autolexicon.cz)

U **otevřeného systému** filtru pevných částic nemusí proudění výfukových plynů překonávat žádnou překážku, která by snižovala odpor proudění. Tvarové výstupky vyrobené ze spěkaných materiálů usměřňují proud výfukových plynů a zachycují pevné částice (viz. obr. 7). (Šmerda a kol. 2013)



Obr. 7 Otevřený systém filtrace pevných částic (www.agrics.cz)

Zachytáváním částic dochází k postupnému zaplňování filtru a tím se zvyšuje tlak mezi výstupem a vstupem do filtru. Řídící jednotka uvedené tlaky snímá, a pokud dojde k určitému tlakovému rozdílu je nutné filtr vyčistit. Jsou dvě možnosti: (www.agrics.cz)

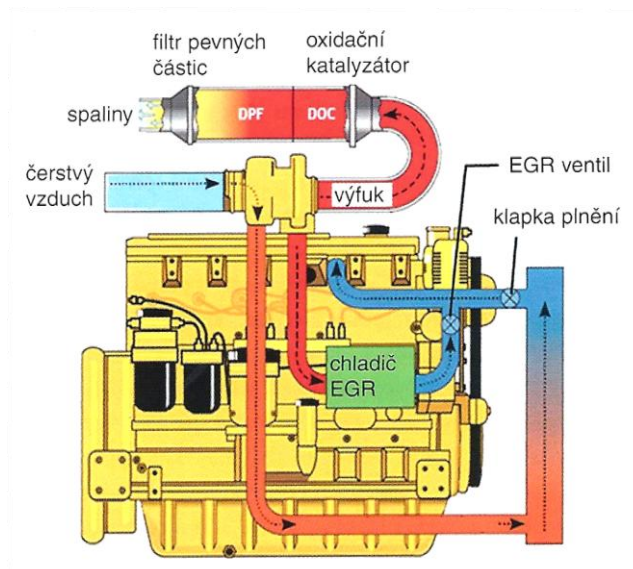
- výměna filtru za nový,
- použití regenerativního systému.

Použitím regenerativního systému dojde ke zvýšení teploty filtru a tím k vypálení zachycených částic, při kterém dochází k oxidaci pevných částic a jejich shoření na oxid uhličitý (CO_2) s malým podílem sazí. Teplota výfukových plynů se musí zvýšit nad hodnotu meze zápalnosti (600 °C), a to z důvodu správného vypalování sazí. Během provozu je obtížné dosáhnout takové vysoké teploty výfukových plynů, proto je nutné její teplotu zvýšit, nebo snížit teplotu vznícení sazí. Systémy regenerace se dělí na: (Šmerda a kol. 2013)

- aktivní,
- pasivní.

Aktivní systémy používají pro zvýšení teploty výfukových plynů dodatečnou energii pomocí topné spirály, opožděným vstřikem paliva nebo hořením paliva v komoře filtru.

Pasivní systémy jsou charakteristické předřazeným katalyzátorem, filtry s aktivní vrstvou (platina), přidáváním aditiv atd. Tyto systémy snižují teplotu vznícení sazí na 300 – 500 °C a spalování sazí probíhá kontinuálně. Doba regenerace je závislá na otáčkách a zatížení motoru, ale nejčastěji se pohybuje v rozmezí 8 až 10 Mth. Účinnost filtru pevných částic se v dnešní době pohybuje nad hodnotou 99 %. Na motorech s označením Powertech PVX, využívá firma John Deer pro redukci spalin oxidační katalyzátor společně s filtrem na pevné částice (viz obr. 8). (Šmerda a kol. 2013)



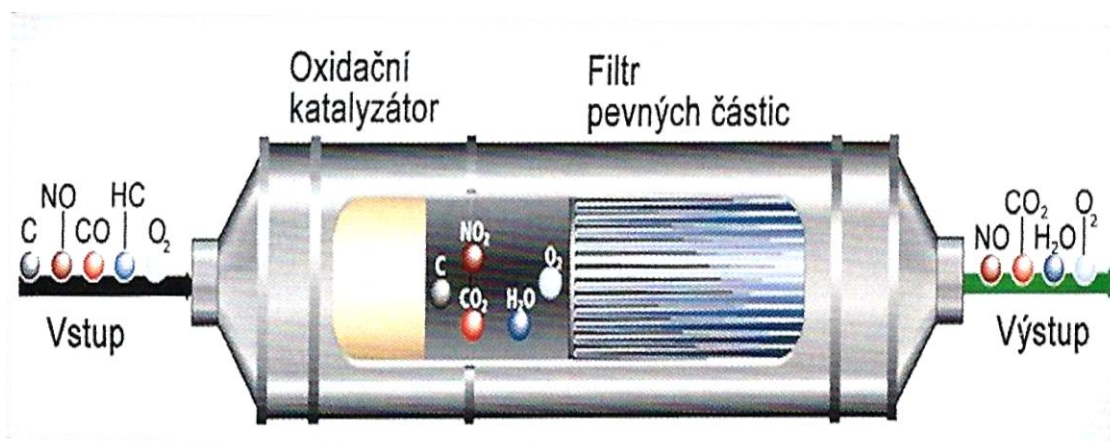
Obr. 8 Konstrukce systémů úpravy spalin u motoru společnosti John Deer (Šmerda a kol. 2013)

4.3 Oxidační katalyzátor

Oxidační katalyzátor označován jako DOC (Diesel Oxidation Catalyst) s principem práce CRT (Continuously Regenerating Trap), umožňuje kontinuální regeneraci filtru při nižších teplotách, než je teplota sazí. Oxidační katalyzátor upravuje podmínky pro reakci limitovaných složek oxidu uhelnatého, nespáleného uhlovodíku a oxidu dusnatého s kyslíkem, tím dojde k jejich přeměně na méně škodlivý oxid uhličitý, oxid

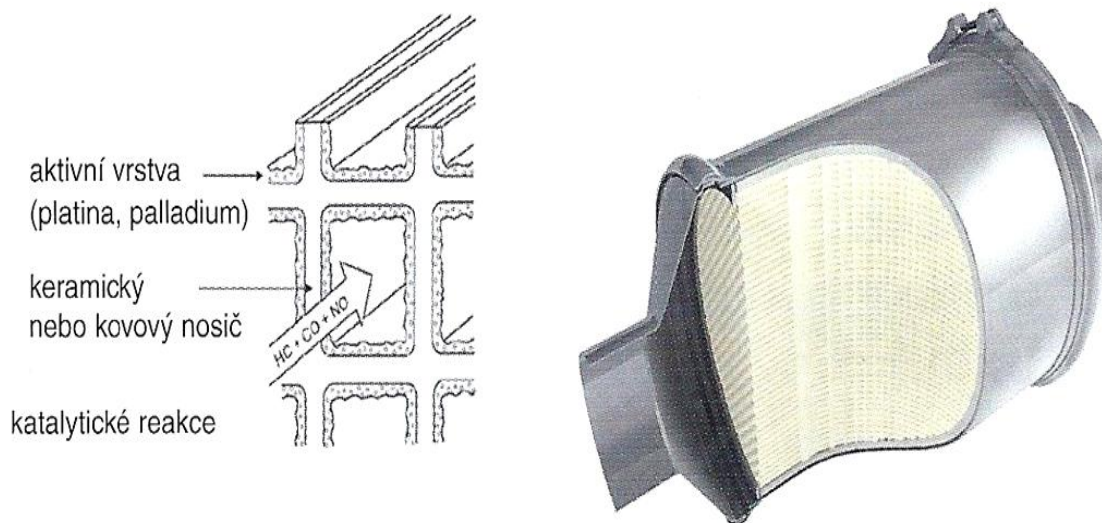
uhelnatý, oxid dusičitý a vodu. Zvýšení obsahu oxidačního činidla oxidu dusičitého ve výfukových plynech umožní spalovat saze při nižších teplotách 300 – 450 °C. Oxidace sazí při teplotách pod 300 °C probíhá velmi pomalu a nad teplotou 450 °C dochází k rozpadu NO₂. Popsaný oxidační katalyzátor je znázorněn na obr. 9.

Při dostatečném množství kyslíku ve výfukových plynech ($\lambda > 1$) snižuje oxidační katalyzátor plynné emise CO a HC až o 90 %. Dále snižuje nespálené uhlovodíky unášené na pevných částicích. (Mechanizace zemědělství 1/2015)



Obr. 9 Kombinace oxidačního katalyzátoru a filtru pevných částic (Mechanizace zemědělství 1/2015)

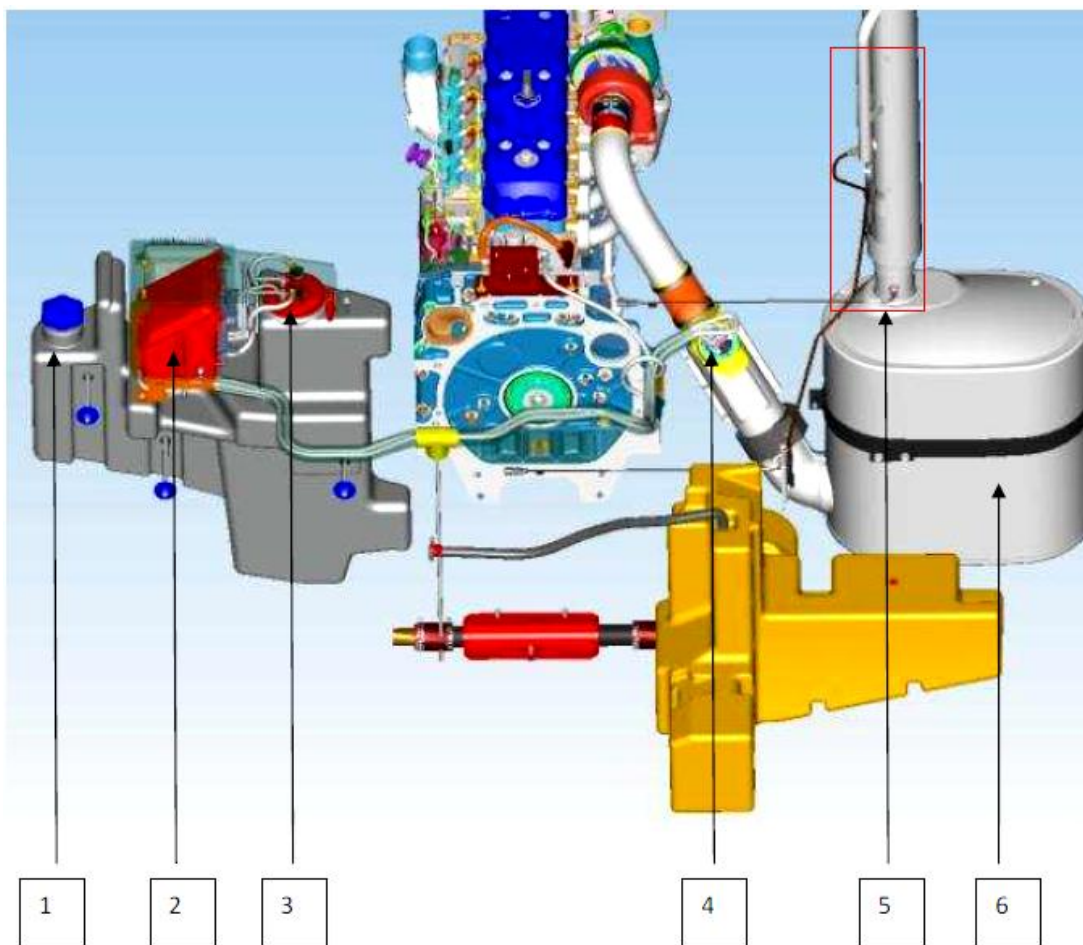
V nerezovém obalu oxidačního katalyzátoru je umístěn kovový nebo keramický nosič s aktivní vrstvou. Pro dosažení potřebné účinnosti je uvnitř monolitu velké množství tenkostěnných axiálně řazených kanálků o velikosti 0,15 – 0,3 mm přes které proudí výfukové plyny. Množství kanálků se pohybuje v rozmezí 62 – 65 na cm², o šířce přibližně 1 mm. V příčném řezu jsou kanálky nejčastěji obdélníkového nebo čtvercového průřezu. Z důvodu zvětšení účinné plochy je povrch nosiče potažen porézní vrstvou z oxidu hlinitého. Na porézní vrstvu je nanášena katalytická vrstva ušlechtilých kovů platiny nebo palladia. Zmíněný katalyzátor je uveden na obr. 10. (Mechanizace zemědělství 1/2015)



Obr. 10 Schematický pohled na oxidační katalyzátor (Bauer a kol. 2013)

4.4 Selektivní katalytická redukce

System SCR (Selective Catalytic Reduction – selektivní katalytická redukce), je zařízení určené pro snižování NO_x ve výfukovém potrubí, případně v tlumiči výfuku. Motor přitom může být provozován v oblasti, kde produkuje vyšší množství NO_x . Použitím SCR katalyzátoru dochází ke snížení NO_x prostřednictvím chemických reakcí amoniaku s oxidy dusíku, a jejich přeměně na dusík a vodní páru. Technologie SCR byla patentována roku 1957. Dnes je používána u osobních a nákladních automobilů i nesilničních strojů. Konstrukčně se skládá z následujících částí, které jsou na obr. 11. (Mechanizace zemědělství 1/2015)

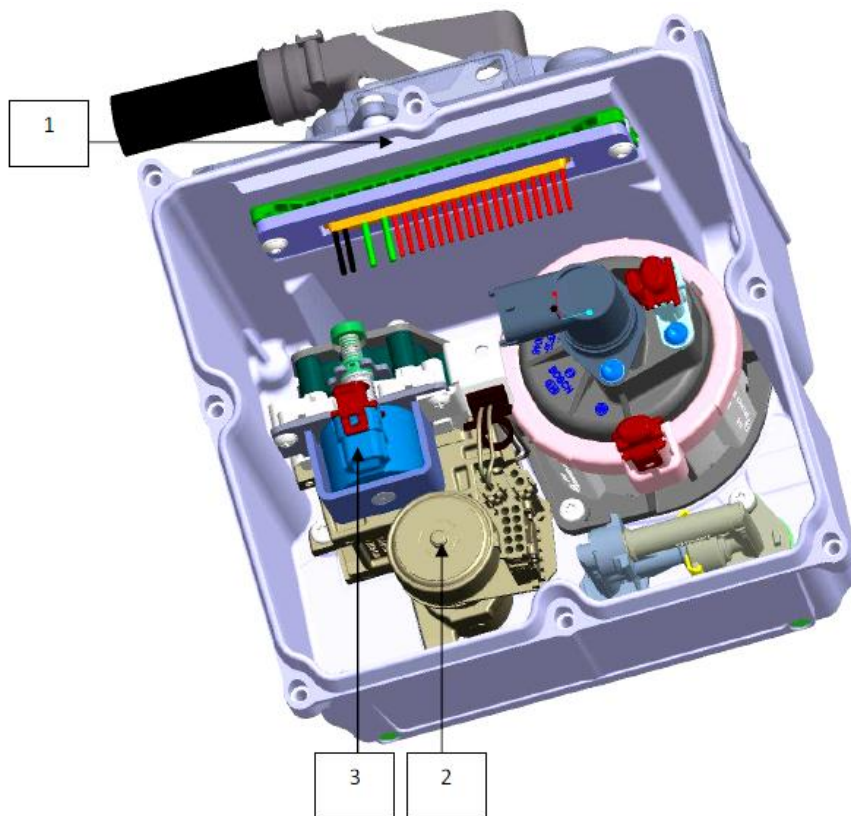


Obr. 11 Základní části systému SCR (Mechanizace zemědělství 1/2015)

1 – plnicí hrdlo, 2 – řídicí jednotka a dopravní čerpadlo, 3 – vyhřívací těleso a ukazatel stavu AdBlue, 4 – vstřikovací jednotka, 5 – snímače teploty a koncentrace NO_x , 6 – SCR katalyzátor

Stroj vyrobený se systémem SCR obsahuje nádrž na AdBlue, která je objemově třikrát až pětkrát menší než nádrž na palivo. Teplota a množství AdBlue jsou kontrolovány sdruženým elektronickým převodníkem umístěným v tělese vyhřívacího potrubí. Tím je do nádrže AdBlue přiváděna chladicí kapalina spalovacího motoru, z důvodu zamezení tuhnutí kapaliny při nízkých teplotách.

Čerpadlo je společně s dalšími komponenty uloženo v kontrolním boxu, kde je uložena i řídicí jednotka SCR. Obsah boxu je popsán na obr. 12. (www.agrics.cz)

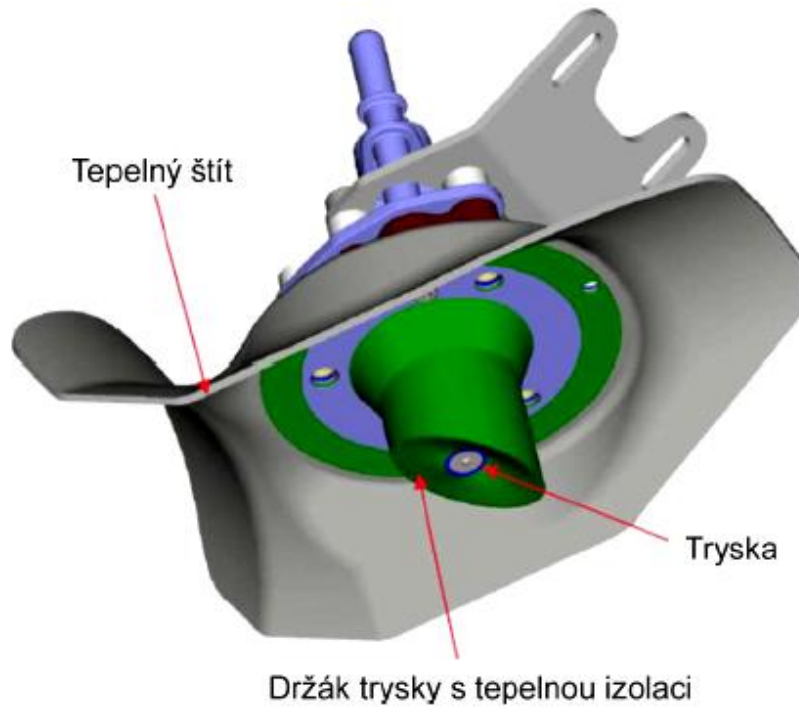


Obr. 12 Kontrolní box (www.agrics.cz)

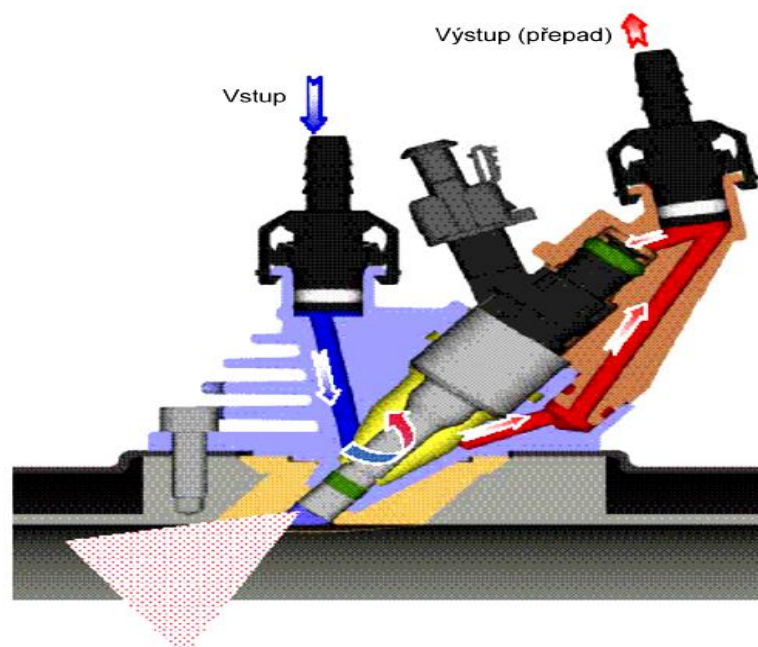
1 – řídicí jednotka SCR, 2 – dopravní čerpadlo, 3 – rozvaděč

Z nádrže je AdBlue dopravováno membránovým čerpadlem přes hlavní filtr a dvoucestný ventil do vstřikovacího modulu, který je umístěn na výfukovém potrubí. Dvoucestný ventil umožňuje v jedné poloze přivedení kapaliny do vstřikovacího modulu, v druhé poloze odvedení zpět do nádrže, a to až po vypnutí spalovacího motoru. Odvedení kapaliny zpět do nádrže je důležité při nízkých venkovních teplotách, aby nedocházelo k omezení průtoku způsobeného jejím zamrznutím.

Plnicí a vstřikovací tlak čerpadla dosahuje 500 kPa. Hlavní část vstřikovacího modulu tvoří vstřikovací ventil (tryska), podobně jako u vstřikování paliva v zážehových motorech. Držák trysky s tepelnou izolací chrání trysku před horkým vzduchem a tepelným štítem je chráněn celý vstřikovací modul (viz obr. 13). Množství vstřikovaného AdBlue je ovlivněno dobou otevření ventilu. Jeho přebytečné množství se vrací přepadem do kontrolního boxu, kde pokračuje znovu v okruhu (viz obr. 14). (www.agrics.cz)



Obr. 13 Pohled na vstříkovací trysku z prostoru vedení výfukových plynů
(www.agrics.cz)



Obr. 14 Řez vstříkovacím ventilem (www.agrics.cz)

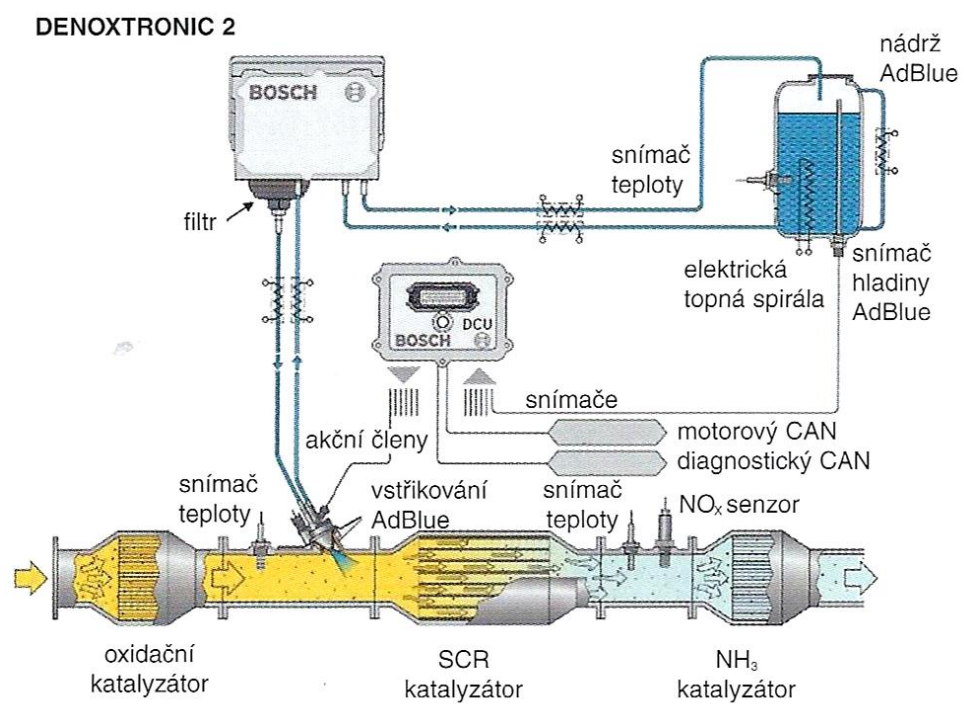
Po vstříknutí kapaliny AdBlue dochází k odpaření vody a průběhu chemických reakcí označovaných jako termolýza a hydrolýza. Zmíněnými chemickými reakcemi se uvolňuje amoniak, který je potřebnou látkou pro snižování NO_x při vhodném působení katalyzátoru. Amoniak získaný ve výfukovém traktu je unášen pomocí proudu výfukových plynů do SCR katalyzátoru, kde dochází k přeměně NO_x . Reakcí amoniaku, oxidu dusíku a katalyzátoru se mění NO_x na dusík a vodní páru.

Kapalinu AdBlue tvoří z 32,5 % močovina ($\text{CO}(\text{NH}_2)_2$) a zbývající část demineralizovaná voda. Po vstříknutí se voda odpaří a využije při chemických reakcích. Velkým obsahem vody v AdBlue dochází při nízké teplotě ($-11\text{ }^\circ\text{C}$) k její krystalizaci a naopak při vyšších teplotách ($25\text{ }^\circ\text{C}$) se rozkládá. Pro zabránění krystalizace je soustava vybavena elektrickými vyhřívacími elementy. Kvalita kapaliny závisí na teplotě i době skladování. Zde platí stejné podmínky skladování jako pro motorovou naftu. Stabilitu dosahuje při teplotě $11\text{ }^\circ\text{C}$ po dobu 36 měsíců a při vyšší teplotě $25\text{ }^\circ\text{C}$ jen 18 měsíců.

Použitím SCR katalyzátoru dochází k redukci NO_x o více než 90 % a ke snížení pevných částic o 30 %. Před SCR katalyzátorem a za ním jsou umístěny snímače teploty výfukových plynů a také snímač NO_x , aby řídicí jednotka měla přehled o činnosti konverze oxidů dusíku (NO_x) na dusík. Další parametry určující velikost dávkování AdBlue závisí na otáčkách motoru a vstříkovaném množství paliva. Vstříkované množství vodného roztoku AdBlue se procentuálně pohybuje v rozmezí 0,1 – 10 %, vztaheno k aktuální hodnotě spotřeby motorové nafty.

V září 2008 byl na trh uveden jeden z prvních traktorů se systémem SCR. Jednalo se o traktor Massey Ferguson s motorem Sisu Diesel pod názvem Pius SCR. Traktor je vybaven jednou nádrží na motorovou naftu a druhou nádrží na kapalinu AdBlue. Dojde-li kapalina AdBlue, výkon motoru se sníží přibližně na 70 %.

V dnešní době se pro splnění přísnější emisní normy Tier 4 používá kombinace SCR katalyzátoru s oxidačním katalyzátorem nebo s oxidačním katalyzátorem s filtrem na pevné částice. Příklad systému SCR od firmy Bosch pod označením Denoxtronic 2 je zobrazen na obr. 15. (Bauer a kol. 2013, Mechanizace zemědělství 1/2015)



Obr. 15 SCR systém od firmy Bosch s označením Denoxtronic 2 (Bauer a kol. 2013)

5 MATERIÁL A METODIKA

Praktická část diplomové práce se zabývá měřením provozních parametrů traktoru, které probíhalo v běžném silničním provozu za skutečných podmínek. Cílem měření bylo zjistit, jaký vliv mají různé režimy traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny v systému selektivní katalytické redukce.

Každé měření probíhalo při různých otáčkách motoru, jednalo se o otáčky motoru 1500 min^{-1} , 1800 min^{-1} a 2300 min^{-1} . Otáčky motoru byly udržovány řidičem pomocí ručního nastavení plynu. Měření probíhalo na okruhu dlouhém 11,4 km. Kvůli reprodukovatelnosti výsledků, byla měření opakována. Celkem se tedy uskutečnilo šest jízd.

5.1 Parametry měřené traktorové soupravy

Pro měření byl použit traktor New Holland T6.165, který byl agregován s nákladním přívěsem BSS 16,12 (viz. obr. 16). Traktor byl vyroben v roce 2013 a v době měření bylo na stroji odpracováno 650 Mth.



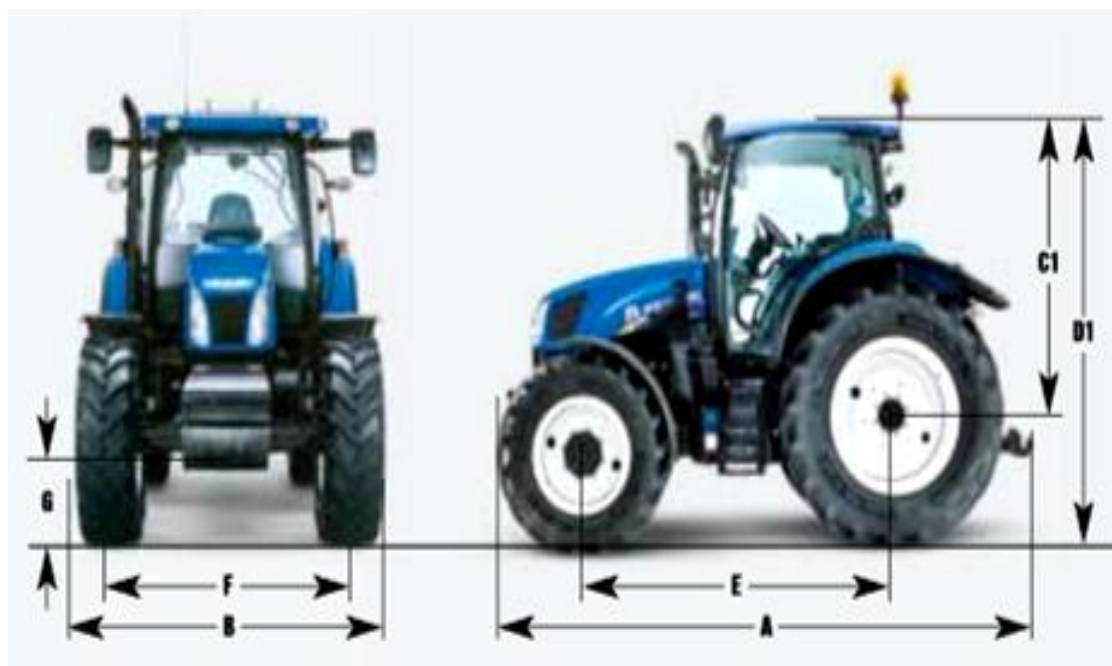
Obr. 16 Měřená traktorová souprava

5.1.1 Technické parametry traktoru a nákladního přívěsu

V následujících tabulkách jsou popsány základní parametry jak traktoru tak i nákladního přívěsu.

Tab. 1 *Rozměry traktoru (www.eagrotec.cz)*

Rozměry traktoru [mm]		
A	Celková délka	4 477
B	Minimální šířka	2 280
C1	Výška od středu zadní nápravy po střechu kabiny	2 165
D1	Celková výška	2 990
E	Rozvor	2 679
F	Rozchod kol (min/max)	1 634/2 134
G	Světlá výška	478



Obr. 17 *Rozměry traktoru (www.eagrotec.cz)*

Tab. 2 Rozměry nákladního přívěsu

Rozměry nákladního přívěsu [mm]	
Celková délka	7 140
Celková šířka	2 500
Celková výška	2 150
Rozvor	3 200

Tab. 3 Technické údaje motoru (www.eagrotec.cz)

Technické údaje motoru		
Motor		New Holland
Počet válců/ventily		6/4
Emisní norma		Tier 3b
Objem	[cm ³]	6 728
Vrtání x zdvih		104 x 132
Maximální výkon s EPM	[kW/k]	121/165
Jmenovitý výkon bez EPM	[kW/k]	92/125
Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]	2 200
Maximální točivý moment s EPM	[N.m]	682 při otáčkách 1500 min ⁻¹
Maximální točivý moment bez EPM	[N.m]	566 při otáčkách 1500 min ⁻¹

Tab. 4 Technické údaje převodovky (www.eagrotec.cz)

Technické údaje převodovky		
Typ		Electro Command
Počet převodových stupňů v před/vzad		16/16
Maximální rychlost	[km.h ⁻¹]	40
Řazení		Joystickem ruční

Tab. 5 Hmotnosti jízdní soupravy

Hmotnosti jízdní soupravy [kg]	
Provozní hmotnost traktoru	5 960
Maximální povolená hmotnost traktoru	9 000
Maximální povolená hmotnost přípojného vozidla	19 225
Maximální povolená hmotnost jízdní soupravy	26 915
Provozní hmotnost nákladního přívěsu	4 500
Maximální povolená hmotnost nákladního přívěsu	16 000

Aby bylo možné traktorový motor dostatečně zatížit, byl nákladní přívěs traktoru naložen určitým materiálem. Původní provozní hmotnost jízdní soupravy měřeného traktoru a nákladního přívěsu byla 10 460 kg. Po naložení přívěsu sypkým odfrézovaným asfaltem o hmotnosti 9 660 kg celková hmotnost soupravy vzrostla na 20 120 kg (viz. obr. 18). Váha jízdní soupravy zůstala po celou dobu měření stejná.

Traktor byl provozován na pneumatikách Firestone. Na přední odpružené řídicí nápravě byly použity rozměry pneumatik 440/65 R28. Na zadní nápravě byly nasazeny pneumatiky o rozměru 540/65 R38. Přívěs byl provozován na dvoumontážích pneumatikách značky Barum o rozměrech 10,00 R20.

Před začátkem měření byl zkontrolován tlak pneumatik na celé jízdní soupravě, který vyhovuje předepsaným parametrům, dle výrobce. Před měřením byl rovněž motor zahřán na provozní teplotu.

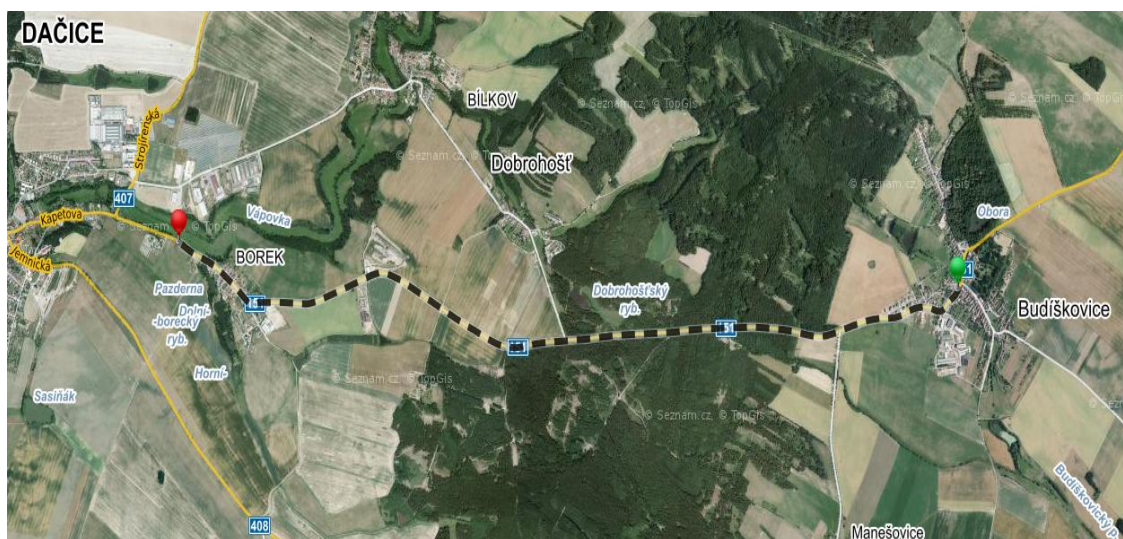


Obr. 18 Provozní hmotnosti měřené jízdní soupravy

5.2 Popis testovacího okruhu

Abychom zamezili zbytečnému zpomalování či zrychlování jízdní soupravy byl vybrán okruh, bez městského provozu, křižovatek a předností v jízdě. Měření bylo rozděleno na dva úseky a probíhalo na okruhu o celkové délce 11,4 km. První část úseku začínala v obci Budíškovice a po 5,7 km končila za obcí Borek. Na parkovišti se jízdní souprava otočila a následovala druhá část úseku stejnou trasou zpět (viz. obr. 19).

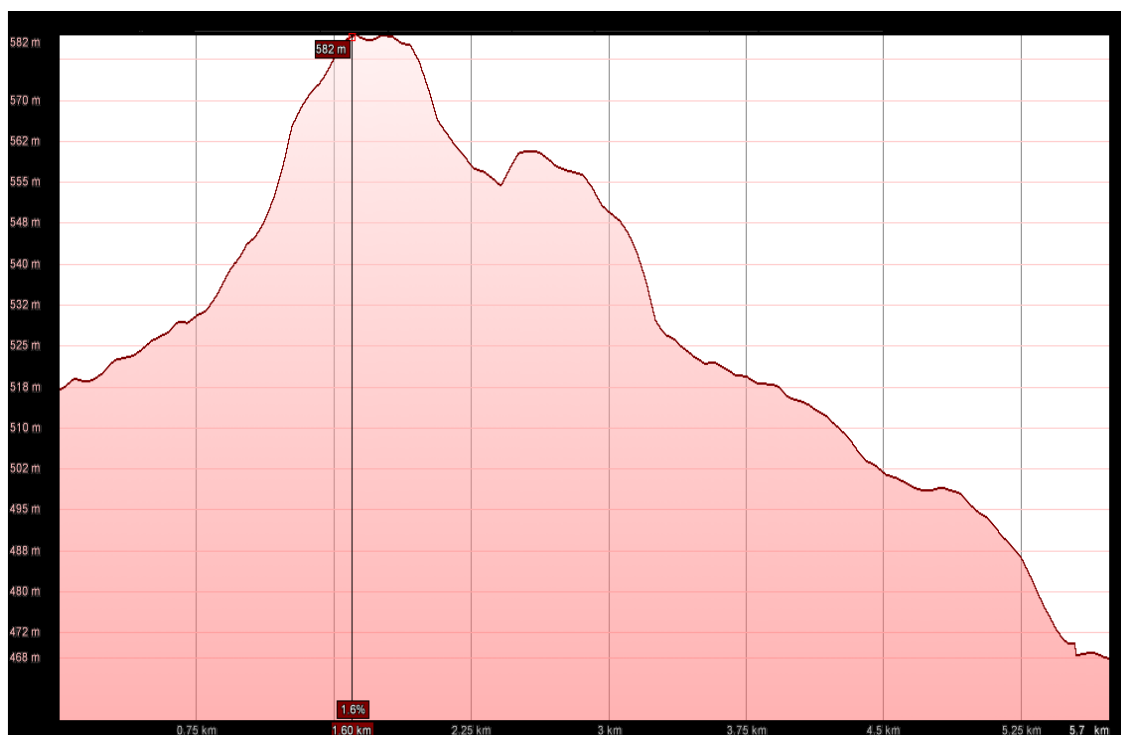
Na trase se střídalo vysoké stoupání a klesání, tudíž bylo možné sledovat chování motoru při různém zatížení.



Obr. 19 Mapa testovací trasy (www.mapy.cz)

5.2.1 Výškový profil zvolené trasy

Výškový profil je znázorněn pomocí programu Google Earth na obr. 20. Na začátku měřené trasy je nadmořská výška 517 m. n. m. Poté následuje, ve vzdálenost 1,6 kilometru, stoupání až na maximální hodnotu nadmořské výšky 582 m. n. m. V tomto úseku je také nejvyšší stoupání o velikosti 14,9 %. Dále je klesání, které se zastavilo na 468 m. n. m., kde také končí první část úseku.



Obr. 20 Výškový profil testovací trasy

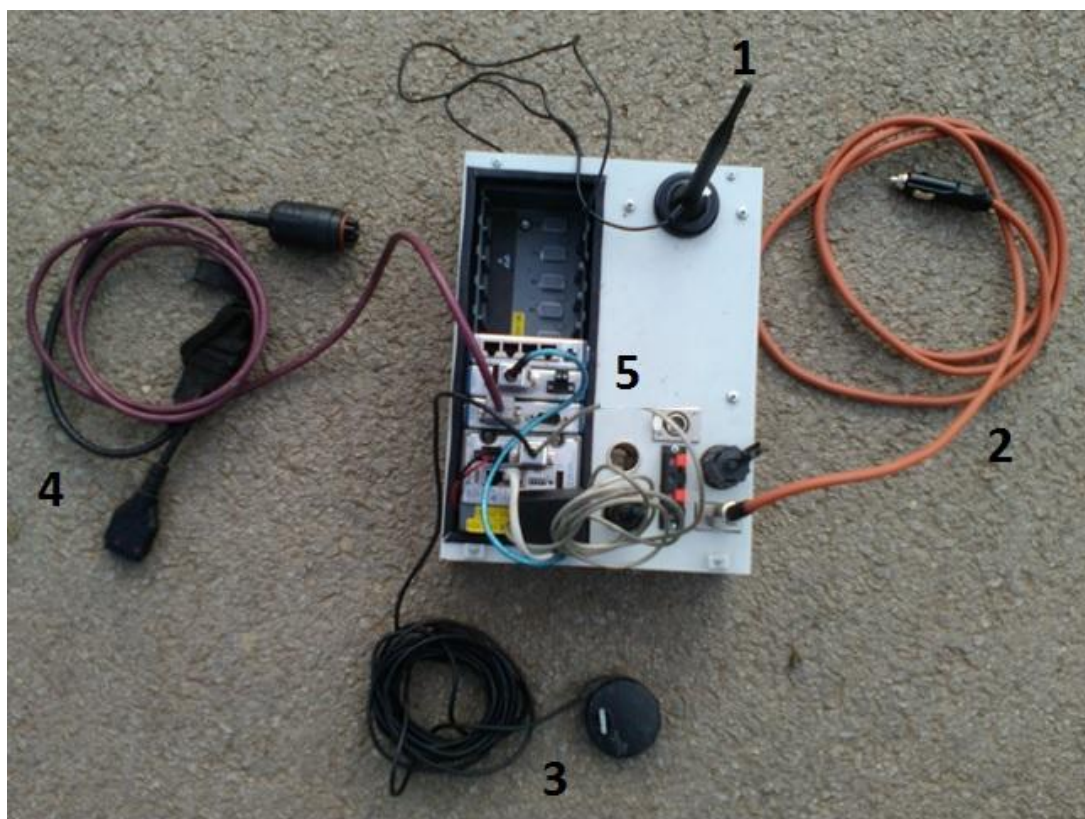
5.3 Použitá měřicí zařízení

K snímání, zobrazení, ukládání a vyhodnocování dat, získaných při experimentálním měření byl nezbytnou pomůckou notebook, programové prostředí LabVIEW a technické zařízení použité při měření.

Potřebné vybavení umožnilo zaznamenávání vybraných parametrů:

- čas měření [s],
- GPS souřadnice [°],
- otáčky motoru [min^{-1}],
- spotřeba paliva [l.h^{-1}],
- spotřeba AdBlue [g.h^{-1}],
- zatížení motoru [%],
- rychlost z GPS [km.h^{-1}],
- teplota paliva [$^{\circ}\text{C}$].

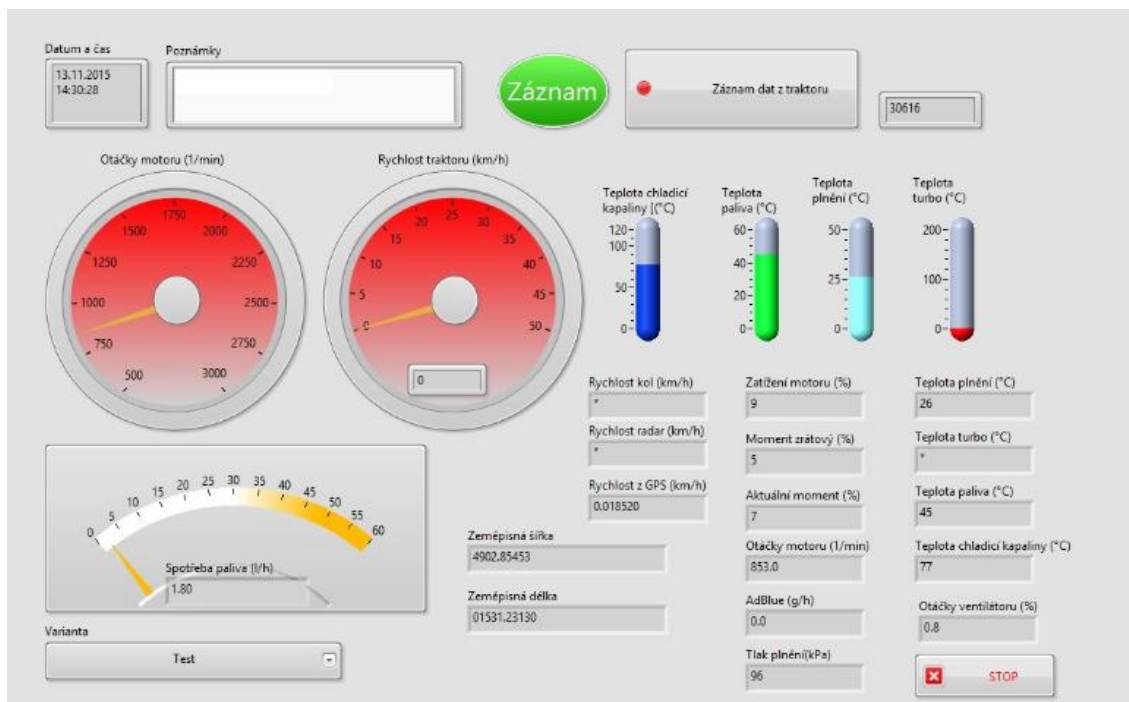
Technické zařízení pro snímání dat se skládalo z antény, napájecího kabelu, GPS přijímače, komunikačního kabelu a měřicího modulu (viz obr. 21). Hlavní měřicí modul tvořila měřicí ústředna, která byla postavena na komponentech od společnosti National Instruments. Jednalo se o systém nazývaný CompactRIO. K této ústředně byly připojeny veškeré snímače a síť CAN BUS.



Obr. 21 *Technické zařízení použité při měření*

1 – anténa (pro přenos dat prostřednictvím WiFi sítě), 2 – napájecí kabel, 3 – GPS přijímač, 4 – komunikační kabel, 5 – měřicí modul

Naměřená data byla zpracována pomocí počítače, který byl k tomuto měřicímu modulu připojen komunikačním kabelem. Tento počítač pro zpracování dat využíval program, který byl vytvořen v programovém prostředí LabVIEW. Pomocí programu bylo možné potřebná data číst a ukládat v textovém souboru do počítače. Maska tohoto programu je znázorněna na obr. 22.



Obr. 22 Maska programu LabVIEW

6 VÝSLEDKY

Jak již bylo zmíněno, měření traktoru probíhalo v různých režimech jeho motoru, kde byly zvolené otáčky 1500 min^{-1} , 1800 min^{-1} a 2300 min^{-1} . První měření probíhalo při otáčkách motoru 1500 min^{-1} , při kterých motor dosahoval maximálního točivého momentu. V druhém měření byly zvoleny konstantní otáčky motoru 1800 min^{-1} , ve kterých traktor v dopravě jezdil nejčastěji. Třetí měření se uskutečnilo při maximálních otáčkách motoru 2300 min^{-1} , u kterých je dosahováno maximálního výkonu motoru.

6.1 Spotřeba vodného roztoku močoviny a paliva v různých režimech motoru traktoru

Z naměřených hodnot byla vypočítána průměrná okamžitá spotřeba paliva (dále jen spotřeba paliva) a průměrná okamžitá spotřeba vodného roztoku močoviny AdBlue (dále jen spotřeba AdBlue) na stanovený úsek v různých režimech motoru traktoru.

Spotřeba paliva a AdBlue na zvolený úsek byla vypočítána pomocí vztahu: (Bauer a kol. 2013)

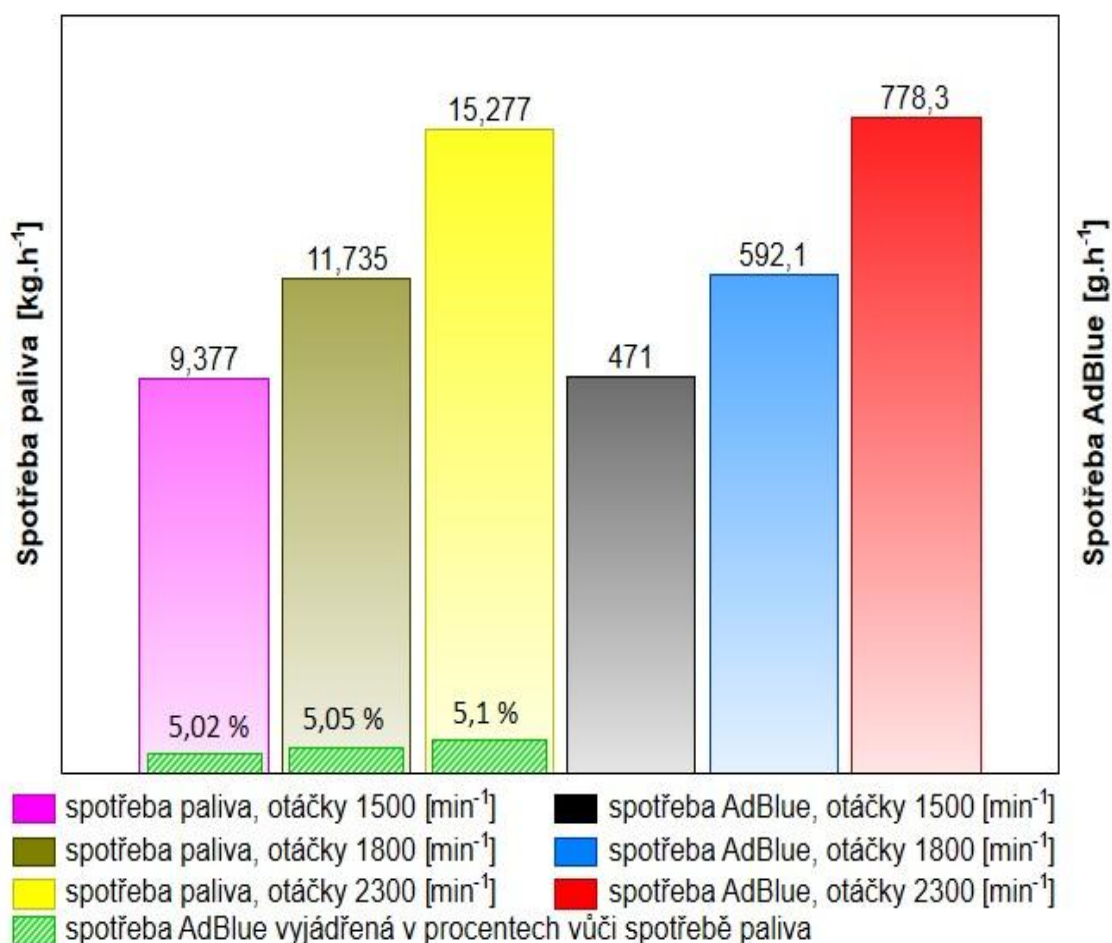
$$Q_p = \frac{\sum_{i=1}^n q_1}{T \cdot f} \quad [\text{g} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (3)$$

kde: q_1 - okamžitá spotřeba paliva nebo AdBlue $[\text{g} \cdot \text{h}^{-1}]$

T - čas na průjezd vyhodnocovanou částí úseku $[\text{s}]$

f - frekvence vzorkování $[\text{Hz}]$

Na základě výsledků byl sestaven sloupcový graf (viz. obr. 23), který popisuje spotřebu paliva a spotřebu AdBlue. Spotřeba paliva a AdBlue byla měřena na okruhu o stejné vzdálenosti, ale při různě nastavených otáčkách motoru.



Obr. 23 Spotřeba paliva a spotřeba vodného roztoku močoviny AdBlue v různých režimech traktoru

Ze sloupcového grafu (viz obr. 23) je patrné, že motor dosahuje nejnižší spotřeby paliva v oblastech maximálního točivého momentu, který je dosažen při otáčkách motoru 1500 min⁻¹. V těchto nastavených otáčkách motoru byla nejnižší spotřeba paliva na stanovený úsek 9,377 kg.h⁻¹ a nejnižší spotřeba AdBlue 471 g.h⁻¹. Naopak při maximálních otáčkách motoru 2300 min⁻¹, byla nejvyšší spotřeba paliva a také nejvyšší spotřeba AdBlue.

Z grafu je vidět závislost mezi otáčkami motoru, spotřebou paliva a spotřebou AdBlue. Čím vyšší jsou otáčky motoru, tím je zapotřebí více paliva a je nutné vstříkovat větší množství vodného roztoku močoviny AdBlue.

Zeleným šrafováním jsou v grafu vykreslena procenta spotřeby AdBlue ze spotřeby paliva. Spotřeba vodného roztoku močoviny se pohybovala přibližně kolem 5 %.

6.2 Vyhodnocení vstřikované dávky AdBlue v různých režimech motoru traktoru

Pro hodnocení vstřikované dávky bylo použito krabicových grafů. Zatížení motoru traktoru bylo rozděleno do pěti skupin, první skupinu tvoří nulové až velmi nízké zatížení 0 – 20 %, druhou skupinu charakterizuje nízké zatížení motoru 21 – 40 %. Třetí skupina se pohybuje ve středním zatížení a to v rozmezí 41 – 60 %. Pro čtvrtou skupinu je typické vysoké zatížení motoru 61 – 80 % a poslední pátou skupinu definuje zatížení motoru velmi vysoké až maximální, které je v rozmezí 81 – 100 %.

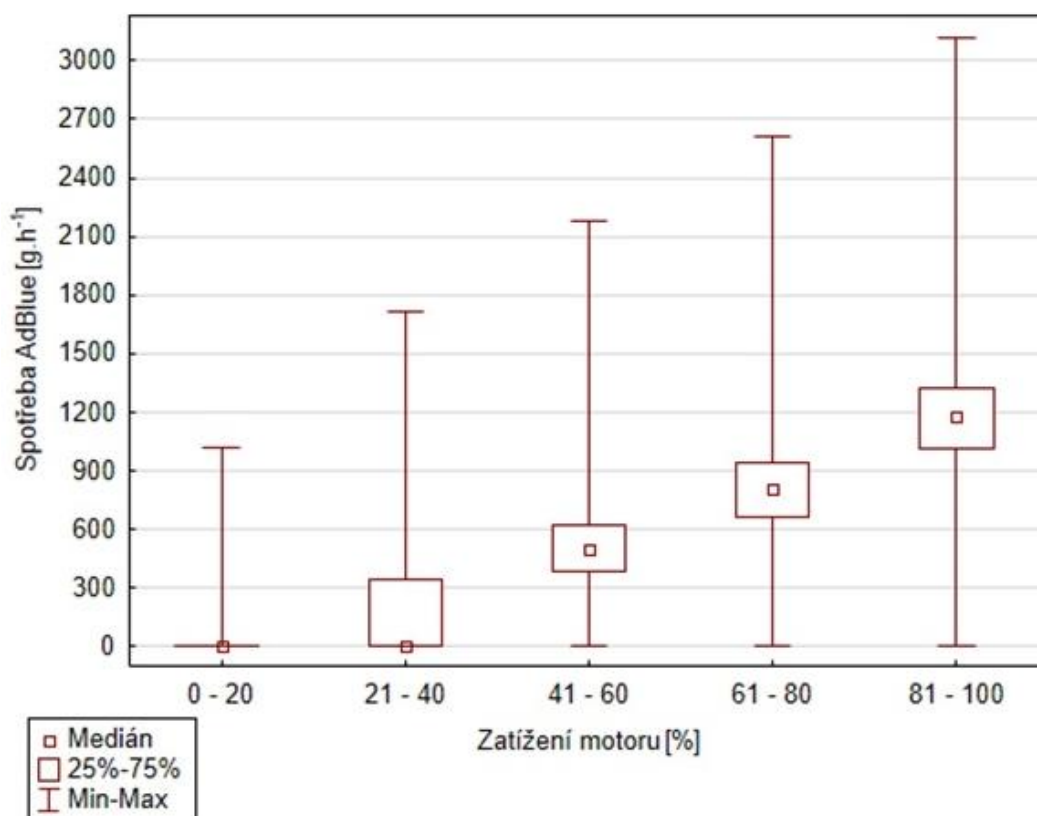
Pro vyhodnocení naměřených dat byla použita Anova. Z důvodu, že nebylo možné použít parametrickou Anovu (porušení předpokladu normality), bylo nutné použít neparametrickou Kruskal – Wallisovu Anovu. Na základě výpočtů bylo zjištěno, že vypočtené hodnoty jsou menší než $p \leq 0,001$ a tudíž byly prokázány statisticky vysoce významné rozdíly vstřikované dávky AdBlue v jednotlivých skupinách zatížení motoru.

Výsledky Anovy jsou prezentovány pomocí krabicových grafů. V grafech je vyznačen medián, který určuje nejčtenější hodnotu vstřikované dávky vodného roztoku močoviny AdBlue. V grafu je také označen dolní kvartil hodnot $Q_{0,25}$ a horní kvartil hodnot $Q_{0,75}$. Dolní kvartil $Q_{0,25}$ znázorňuje 25 % naměřených hodnot spotřeby AdBlue, menších nebo rovno nejčtenější hodnotě spotřeby AdBlue. Horní kvartil $Q_{0,75}$ popisuje 75 % naměřených hodnot spotřeby AdBlue, větších nebo rovných nejčtenější hodnotě spotřeby AdBlue. Dále jsou v krabicovém grafu vyznačeny minimální a maximální hodnoty vstřikované dávky AdBlue.

6.2.1 Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 1500 min^{-1}

Pro hodnocení byly použity výsledky Anovy v podobě krabicového grafu. Pomocí Anovy bylo dále zjištěno, že tyto rozdíly ve vstřikovaných dávkách jsou ve sledovaných skupinách zatížení statisticky vysoce významné.

Na obr. 24 je znázorněn krabicový graf, který udává množství vstřikované dávky AdBlue v závislosti na zatížení při konstantních otáčkách motoru 1500 min^{-1} .



Obr. 24 Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při nízkých otáčkách motoru 1500 min^{-1}

Jak je z grafu patrné, tak při velmi nízkém zatížení motoru, které se pohybovalo v rozmezí 0 – 20 %, je nejčastější hodnota vstřikovaného množství roztoku močoviny AdBlue na nulové hodnotě. Hodnota dolního a horního kvartilu je také nulová.

Nízké zatížení motoru je charakterizováno zatížením 21 – 40 %, kde je nejčastější hodnota vstřikované dávky AdBlue rovněž nulová. Hodnota dolního kvartilu je také nulová, ale hodnota horního kvartilu spotřeby AdBlue je 345 g.h^{-1} .

Ve středním zatížení motoru, které je definováno 41 – 60 %, je vidět znatelný rozdíl oproti nízkému zatížení. Nejčastěji je vstřikované množství AdBlue $502,5 \text{ g.h}^{-1}$. Dolní kvartil představuje hodnota 390 g.h^{-1} a horní kvartil $622,5 \text{ g.h}^{-1}$ AdBlue.

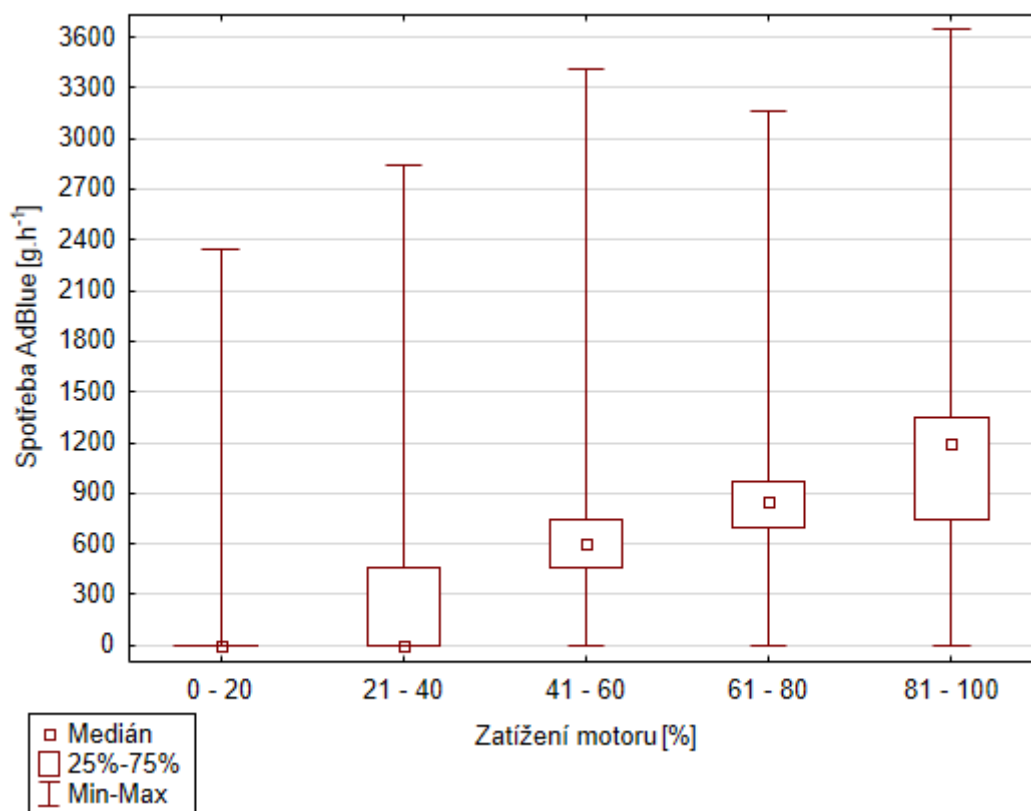
Další skupina zatížení motoru se pohybuje v rozmezí 61 – 80 %, kde se zvyšujícím zatížením stoupá nejčastější hodnota vstřikovaného množství roztoku močoviny na 810 g.h^{-1} a střední polovina všech hodnot spotřeby AdBlue leží mezi 660 g.h^{-1} až $937,5 \text{ g.h}^{-1}$.

Jak je z grafu patrné, tak za velmi vysokého až maximálního zatížení motoru 81 – 100 % jsou i nejvyšší spotřeby AdBlue. Nejčtenější hodnota vstřikovaného množství AdBlue je $1177,5 \text{ g.h}^{-1}$. Dolní kvartil spotřeby AdBlue je $1012,5 \text{ g.h}^{-1}$ a horní kvartil $1327,5 \text{ g.h}^{-1}$.

Zde je možné sledovat s rostoucím zatížením motoru v jednotlivých skupinách i nárůst spotřeby vodného roztoku močoviny AdBlue. V prvních dvou skupinách zatížení motoru 0 – 40 % nebyla po většinu času vstřikovaná žádná dávka AdBlue, až při zatížení větší jak 40 %, docházelo ke spotřebě více paliva, proto byla zvýšena i nejčastěji vstřikovaná dávka AdBlue. Dále jsou v grafu vyznačené nejmenší a největší vstřikované dávky AdBlue. Nejmenší vstřikovaná dávka v jednotlivých skupinách zatížení byla vždy nulová. Největší vstřikované dávky byly vysoké a vstřikovány nepravidelně.

6.2.2 Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 1800 min^{-1}

Stejně jako v předchozím případě byl pro lepší interpretaci výsledků z Anovy, sestaven rovněž krabicový graf s pěti skupinami zatížení (viz. obr. 25). Na základě výsledků z Anovy bylo zjištěno, že vypočtené hodnoty jsou menší než $p \leq 0,001$ a tudíž byly prokázány statisticky vysoce významné rozdíly vstřikované dávky AdBlue v jednotlivých skupinách zatížení motoru.



Obr. 25 Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při středních otáčkách motoru 1800 min^{-1}

Jak je z grafu (viz. obr. 25) patrné, tak za velmi nízkého zatížení motoru, které je v rozmezí 0 – 20 %, nebylo nutné stejně jako v předchozích otáčkách, vstříkovat po většinu času žádnou dávku AdBlue. Hodnota dolního a horního kvartilu je také na nulové hodnotě.

Druhou skupinu tvoří zatížení 21 – 40 %, ve které je nejčtenější vstříkované množství AdBlue na nulové hodnotě. Hodnota dolního kvartilu spotřeby AdBlue je na nulové hodnotě, ale hodnota horního kvartilu je 465 g.h^{-1} .

Ve středním zatížení motoru, které je v rozmezí zatížení 41 – 60 %, byla zjištěna nejčtenější vstříkovaná dávka AdBlue 600 g.h^{-1} . Dolní kvartil představuje hodnota 465 g.h^{-1} a horní kvartil $742,5 \text{ g.h}^{-1}$.

Při vysokém zatížení motoru o velikosti 61 – 80 % se zvýšila nejčtenější hodnota vstříkované dávky na 855 g.h^{-1} . Střední polovina všech hodnot spotřeby AdBlue leží v rozmezí $697,5 \text{ g.h}^{-1}$ až $967,5 \text{ g.h}^{-1}$.

Poslední skupinu označenou jako velmi vysoké až maximální zatížení motoru definuje zatížení 81 – 100 %. Nejčastěji byla vstřikovaná dávka AdBlue v množství $1192,5 \text{ g.h}^{-1}$. Dolní kvartil spotřeby vodného roztoku AdBlue je $742,5 \text{ g.h}^{-1}$ a horní kvartil 1350 g.h^{-1} .

Z grafu obr. 25 je patrné, že při zatížení motoru do 40 % nebyla vstřikovaná, po většinu času, žádná dávka vodného roztoku močoviny. Toto je způsobeno nízkým zatížením motoru a nízkou spotřebou paliva. Od zatížení motoru nad 40 % se s navyšováním zatížení motoru zvyšovala i nejčastěji vstřikovaná dávka AdBlue.

V grafu jsou vyznačené nejmenší a největší vstřikované dávky AdBlue. Nejmenší vstřikovaná dávka v jednotlivých skupinách zatížení byla vždy na nulové hodnotě. Největší vstřikovaná dávka AdBlue byla nepravidelná.

6.2.2.1 Vliv zatížení na spotřebu AdBlue a ostatních parametrů při konstantních otáčkách motoru 1800 min^{-1}

Pro zjištění průběhu spotřeby AdBlue a ostatních parametrů v čase, byly sestaveny následující grafy. V jednotlivých zvolených úsecích docházelo k postupné změně zatížení motoru. Následující grafy (obr. 26, 27, 28) zobrazují průběh vstřikované dávky vodného roztoku močoviny a ostatních sledovaných parametrů při postupné změně zatížení motoru traktoru. Každý graf je možno definovat průběhem těchto základních parametrů v závislosti na kumulativním čase. Pomocí těchto grafů je možno sledovat závislost mezi těmito sledovanými parametry.

Mezi základní měřené parametry, které jsou v grafech zobrazeny patří:

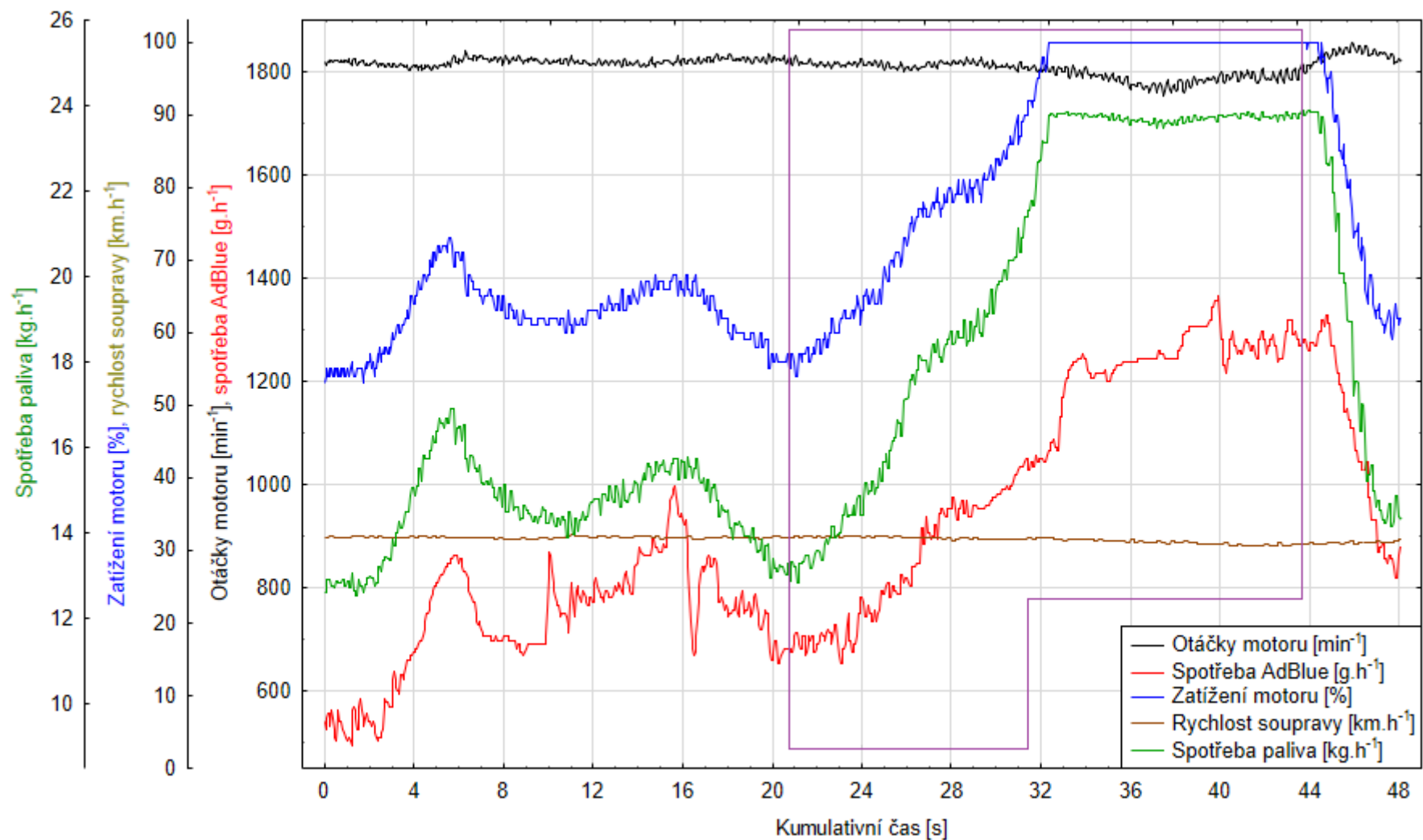
- spotřeba vstřikovaného množství vodného roztoku močoviny $[\text{g.h}^{-1}]$,
- spotřeba paliva $[\text{kg.h}^{-1}]$,
- otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$,
- zatížení motoru [%],
- rychlost soupravy $[\text{km.h}^{-1}]$.

➤ Rostoucí zatížení motoru

V grafu (viz. obr. 26) je vybrán úsek, při kterém docházelo k plynulému nárůstu zatížení motoru.

Z grafu je patrná závislost mezi zatížením motoru a spotřebou paliva, a dále závislost mezi spotřebou paliva a spotřebou vstříkovaného množství vodného roztoku močoviny. Při velkém zatížení motoru se spotřebuje více paliva a je nutné vstříkovat větší množství AdBlue.

Pro vyhodnocení byl vybrán úsek s rostoucím zatížením motoru. Ve vyznačeném úseku docházelo ke stoupání a tím i ke zvyšování zatížení motoru. Na začátku bylo zatížení 53 % a postupně se zvyšovalo až na jeho maximální hodnotu 100 %. Při zatížení 53 % byla spotřeba paliva $12,83 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ se spotřebou AdBlue $675 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$. Postupně se zvyšovalo zatížení, tím se zvyšovala spotřeba paliva i AdBlue. Při zatížení 85 % bylo vstříkované množství paliva $19,93 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a AdBlue $997,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$. Dále se zatížení zvyšovalo až na hodnotu 100 %, kde byla spotřeba paliva $23,8 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a AdBlue $1065 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$. Při jízdě v zatížení 100 % se vstříkované množství paliva neměnilo tolik jak vstříkované množství AdBlue. To mohlo být způsobeno množstvím No_x ve výfukových plynech.



Obr. 26 Rostoucí zatížení při otáčkách motoru 1800 min^{-1}

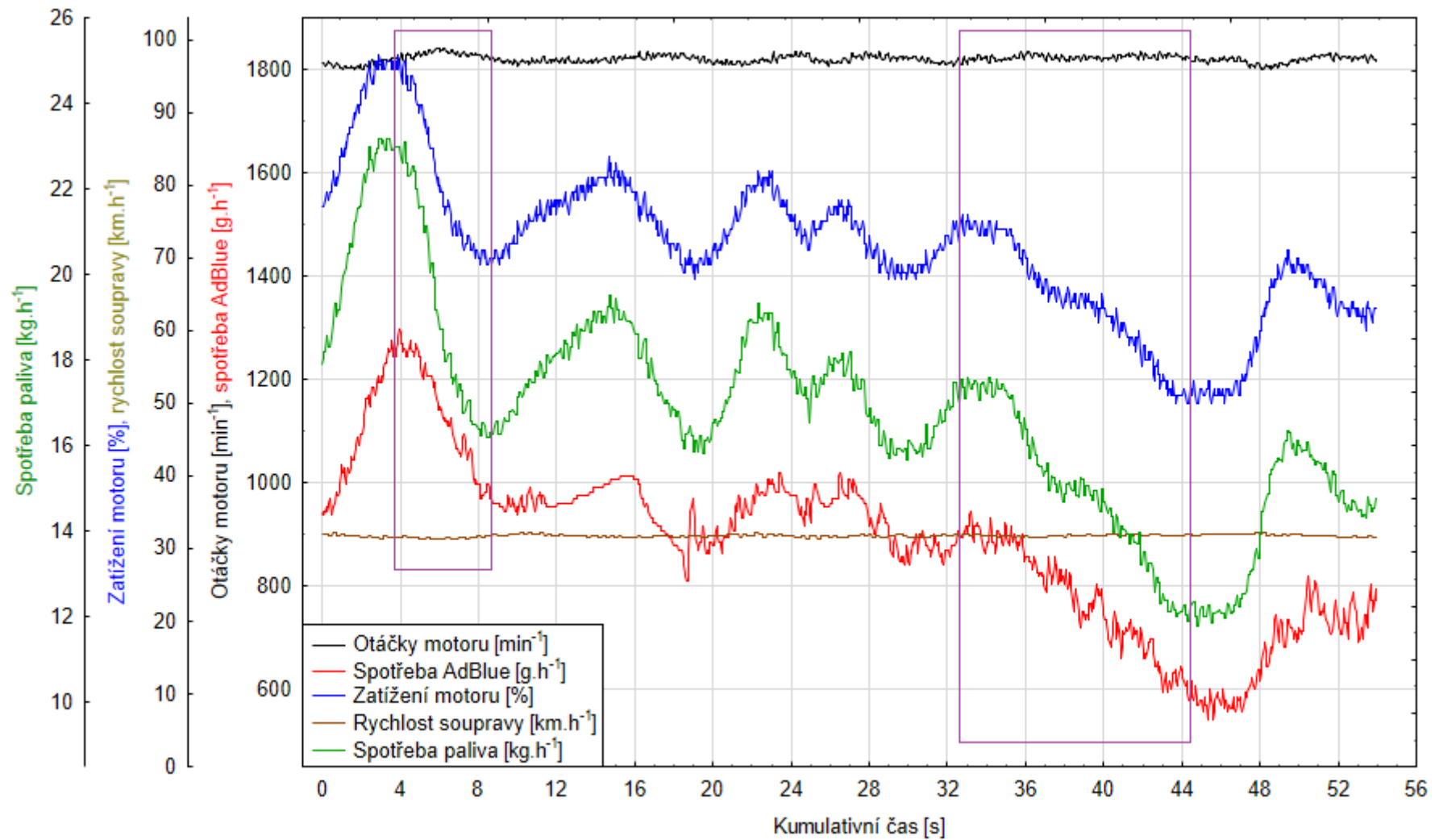
➤ Klesající zatížení motoru

Na obr. 27 je znázorněn úsek, který střídá proměnlivě klesání a stoupání. Rovněž vidíme i závislost mezi zatížením motoru, spotřebou paliva a spotřebou vstříkovaného množství vodného roztoku močoviny.

Když klesá zatížení, klesá také spotřeba paliva i vodného roztoku močoviny. Naopak když se zvyšuje zatížení, tak stoupá spotřeba paliva i vodného roztoku močoviny.

V prvním vyznačeném úseku, který začíná na kumulativním čase čtyř sekund je maximální hodnota zatížení motoru. Z grafu plyne, že je zde i maximální hodnota vstříkované dávky paliva a AdBlue. Zatížení v tomto bodě bylo 98 % a vstříkovalo se $23 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ paliva a $1297,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$ AdBlue. Dále se zatížení snižuje a tím se snižuje i spotřeba paliva a také AdBlue. Na konci vyznačeného úseku je zatížení motoru 69 % se spotřebou paliva $16,2 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a AdBlue $967,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$.

Na začátku druhého vyznačeného úseku je zatížení motoru 75 % a postupně se snižuje až na hodnotu 50 %. V největším zatížení je vstříkované množství paliva $17,5 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a AdBlue $937,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$. V nejmenším zatížení je spotřeba paliva $11,9 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a spotřeba AdBlue $577,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$.



Obr. 27 Klesající zatížení při otáčkách motoru 1800 min⁻¹

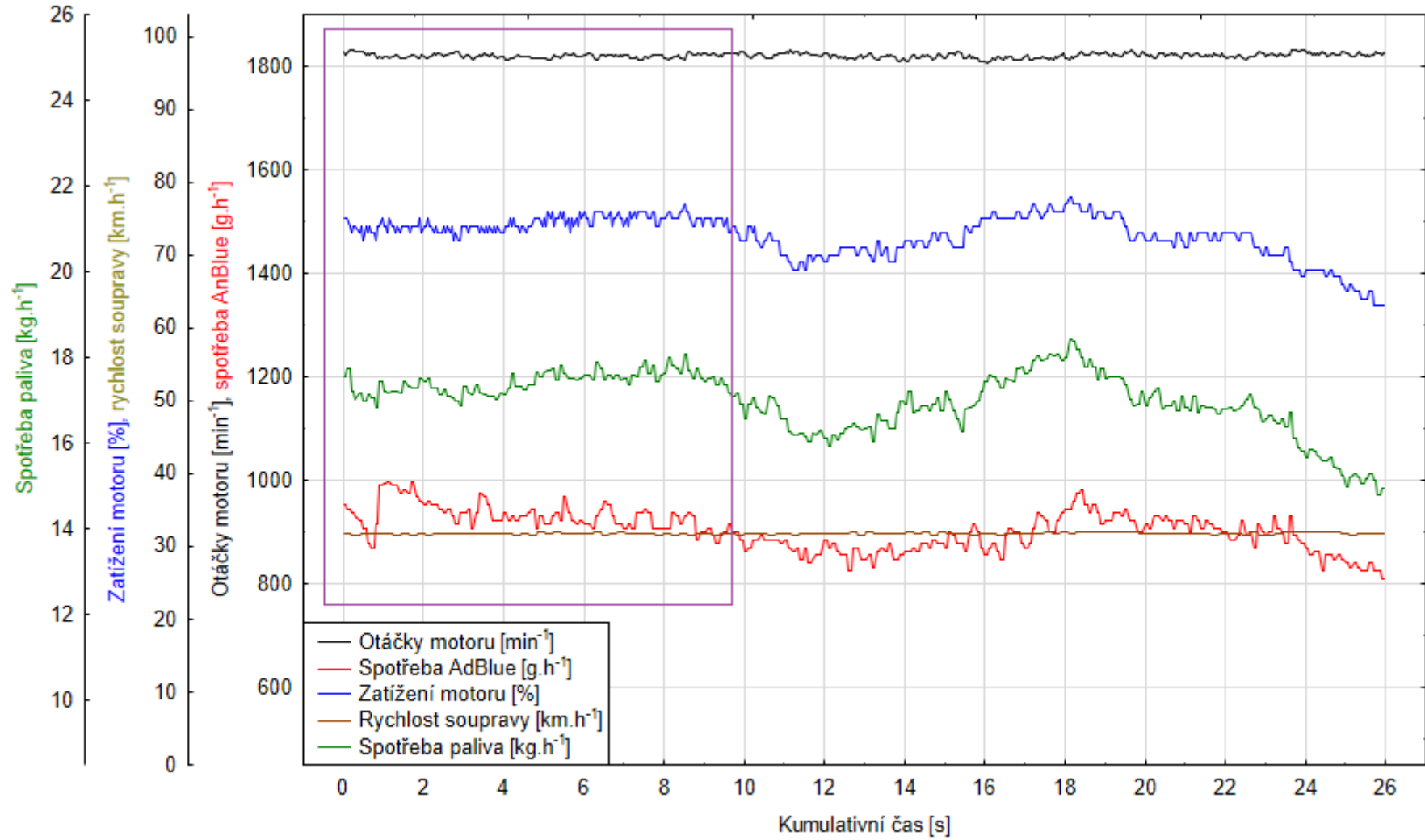
➤ Konstantní zatížení motoru

Poslední graf (viz. obr. 28) tvoří úsek, kde se zatížení pohybovalo na konstantní hodnotě, respektive jel traktor po rovině.

Také v tomto grafu vidíme závislost zatížení motoru, která ovlivňuje množství vstříkované dávky paliva a AdBlue.

V označeném úseku byla hodnota zatížení v rozmezí 73 % až 76 %. V největším zatížení na hodnotě 76 % byla spotřeba paliva $17,5 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a AdBlue $952,5 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$. V nejnižším zatížení, tedy při 73 %, bylo množství vstříkované dávky paliva $17,1 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ a kapaliny AdBlue $900 \text{ g}\cdot\text{h}^{-1}$.

Z grafu je patrné, že ve vyznačeném úseku byla hodnota zatížení relativně neměnná. Proto i spotřeba paliva se pohybovala téměř na stejné hodnotě, naopak spotřeba AdBlue mírně kolísala. Nepravidelné množství vstříkovaného vodného roztoku močoviny mohlo být způsobena i různým množstvím NO_x ve výfukových plynech.

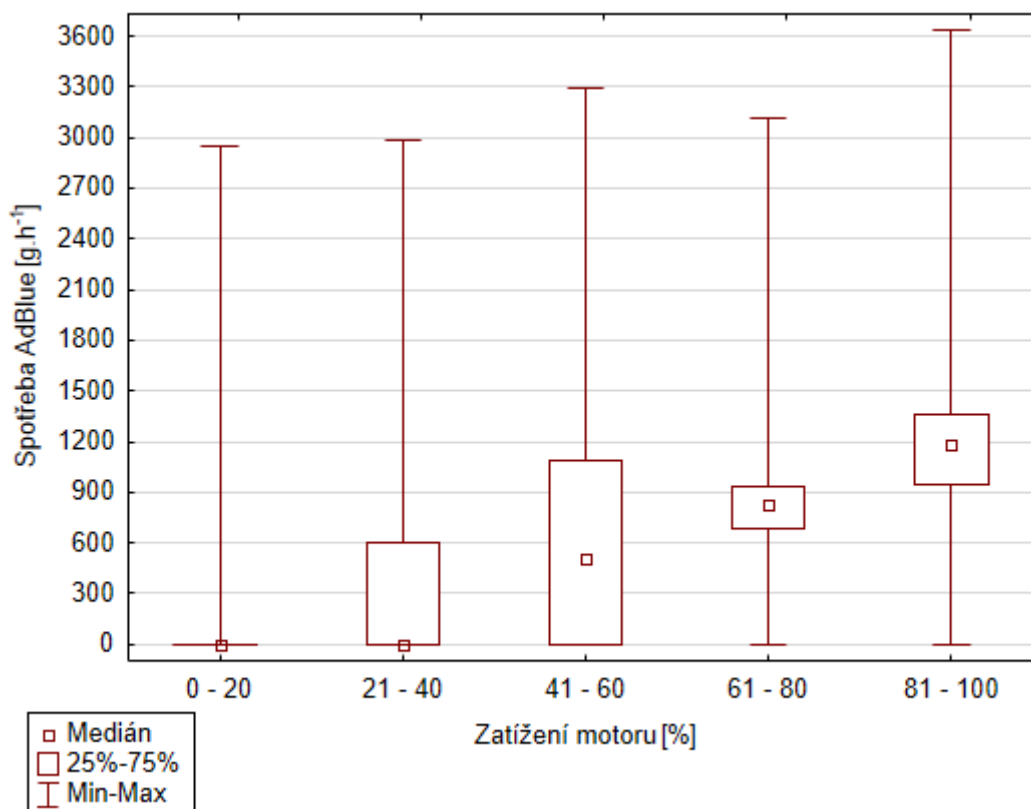


Obr. 28 Konstantní zatížení při otáčkách motoru 1800 min^{-1}

6.2.3 Vyhodnocení vstřikování AdBlue v otáčkách motoru 2300 min⁻¹

Pro hodnocení byla rovněž použita Anova v podobě krabicového grafu. Pomocí Anovy bylo opět zjištěno, že rozdíly ve vstřikovaných dávkách jsou ve sledovaných skupinách zatížení statisticky vysoce významné.

Krabicový graf (viz. obr. 29) byl znovu rozdělen do pěti skupin podle velikosti zatížení motoru.



Obr. 29 Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při maximálních otáčkách motoru 2300 min⁻¹

Při velmi nízkém zatížení motoru, které je charakterizováno v rozmezí 0 – 20 %, nebylo nutné po většinu času vstřikovat žádnou dávku AdBlue.

Nízké zatížení motoru se pohybuje v rozmezí 21 – 40 %, kde také nebylo zapotřebí často vstřikovat AdBlue. Hodnota dolního kvartilu je nula, ale hodnota horního kvartilu je 600 g.h⁻¹.

Ve středním zatížení motoru, které je definováno zatížením 41 – 60 %, je nejčastěji vstříkované množství AdBlue 510 g.h⁻¹. Hodnota dolního kvartilu je 0 a hodnota horního kvartilu je 1087,5 g.h⁻¹.

Další skupina zatížení motoru se pohybuje v rozmezí 61 – 80 %, kde je nejvíce vstříkovaná dávka vodného roztoku močoviny o velikosti 832,5 g.h⁻¹. Střední polovina všech hodnot spotřeby AdBlue leží v rozmezí 682,5 g.h⁻¹ až 937,5 g.h⁻¹.

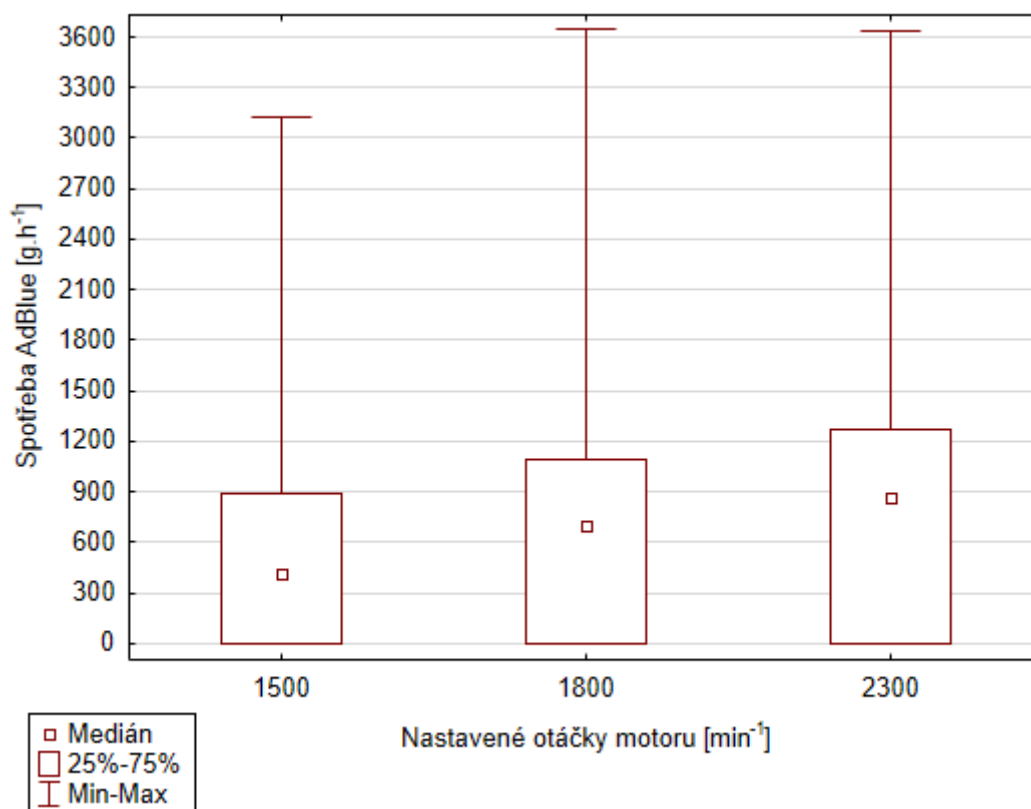
Při velmi vysokém až maximálním zatížení motoru 81 – 100 %, je nejčastější hodnota vstříkovaného množství AdBlue 1177,5 g.h⁻¹. Hodnota dolního kvartilu spotřeby AdBlue je 945 g.h⁻¹ a horního kvartilu je 1357,5 g.h⁻¹.

Z krabicového grafu (obr. 30) je patrné, že při zatížení motoru do 40 % nebyla vstříkovaná po většinu času žádná dávka vodného roztoku močoviny. Od zatížení motoru nad 40 % se s navyšováním zatížení motoru zvyšovala i nejčastěji vstříkovaná dávka AdBlue.

V grafu jsou vyznačené minimální a maximální vstříkované dávky AdBlue. Vstříkovaná minimální dávka v jednotlivých skupinách zatížení motoru traktoru byla vždy na nulové hodnotě. Maximální dávka AdBlue se zvyšovala s rostoucím zatížením motoru, jen při zatížení motoru 61 – 80 % se vychýlila.

6.2.4 Srovnání AdBlue v rozdílných režimech otáček motoru

Pro srovnání vstříkované dávky AdBlue v rozdílných režimech otáček motoru, respektive ke zjištění vztahu mezi otáčkami motoru a spotřebou AdBlue, byla použita Anova. Rovněž z důvodu porušení předpokladu normality, stejně jako v předchozím případě, musela být použita neparametrická Kruskal – Wallisova Anova. Na základě výpočtů bylo zjištěno, že vypočtené hodnoty jsou menší než $p \leq 0,001$ a tudíž byly prokázány statisticky vysoce významné rozdíly vstříkované dávky AdBlue v jednotlivých otáčkách motoru. Výsledky jsou opět zaznamenány v krabicovém grafu (viz. obr. 30). Tento graf popisuje množství vstříkované dávky vodného roztoku močoviny v závislosti na nastavených otáčkách motoru traktoru.



Obr. 30 Vyhodnocení vlivu jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny v rozdílných režimech otáček motoru

V prvním měření byly otáčky motoru na hodnotě 1500 min⁻¹, při kterých motor dosahuje maximálního točivého momentu. Nejčastěji byla vstřikovaná dávka AdBlue v množství 412,5 g.h⁻¹. Dolní kvartil představuje nulovou hodnotu a horní kvartil hodnotu 892,5 g.h⁻¹.

Druhé měření probíhalo při otáčkách motoru 1800 min⁻¹, při kterých byl měřený traktor nejčastěji používán. Nejčetněji byla vstřikovaná dávka vodného roztoku močoviny na hodnotě 697,5 g.h⁻¹. Střední polovina všech hodnot leží v rozmezí 0 až 1095 g.h⁻¹.

V posledním měření byly nastaveny otáčky motoru na 2300 min⁻¹, které jsou také maximální otáčky motoru traktoru. Zde byla nejčastěji vstřikovaná dávka AdBlue 870 g.h⁻¹. Nulovou hodnotu představuje dolní kvartil a hodnotu 1275 g.h⁻¹ tvoří horní kvartil.

Z grafu (obr. 30) je patrné, že se zvyšujícími otáčkami motoru stoupá spotřeba vodného roztoku AdBlue. Při nejnižších otáčkách motoru 1500 min⁻¹ je nejnižší spotřeba AdBlue a při nejvyšších otáčkách motoru 2300 min⁻¹ je spotřebováno největší

množství AdBlue. Mezi režimy nejnižších otáček motoru a nejvyšších otáček motoru je rozdíl v nejčastěji vstřikované dávce vodného roztoku močoviny více jak dvojnásobný, protože při otáčkách motoru 1500 min^{-1} je nejčastěji vstřikováno 412 g.h^{-1} a při otáčkách motoru 2300 min^{-1} je nejčastěji vstřikováno 870 g.h^{-1} .

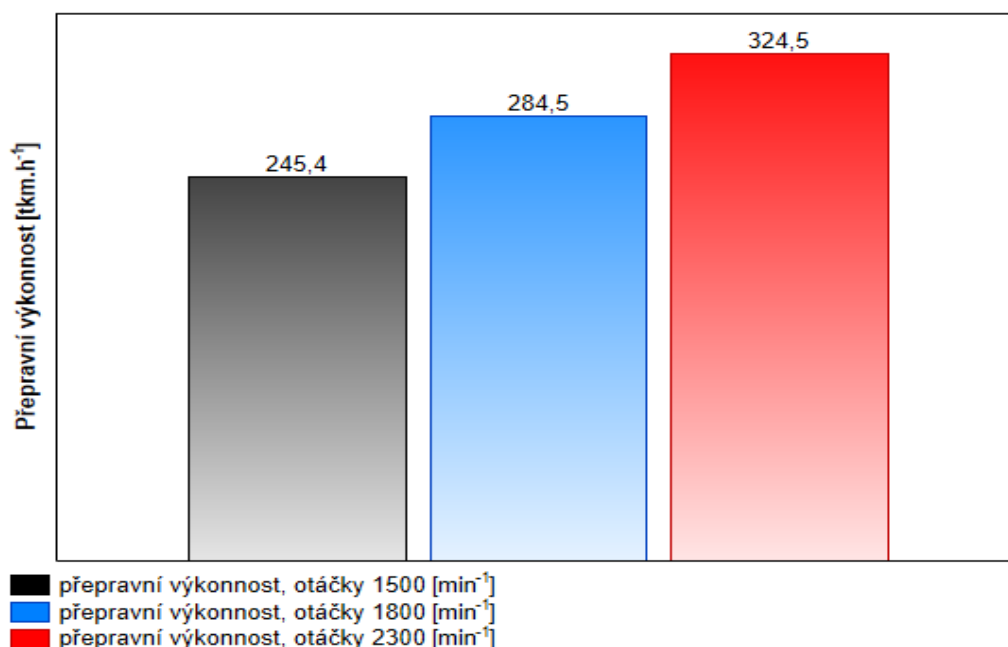
6.3 Přepravní výkonnost

K dalším hodnoceným parametrům patřila přepravní výkonnost, která je udávána v tunokilometrech za časovou jednotku.

Přepravní výkonnost měřené jízdní soupravy byla stanovena podle vztahu (4). Výsledky vypočítané přepravní výkonnosti jsou uvedeny na obr. 31. (Bauer a kol. 2013)

$$W_d = \frac{m_n \cdot L}{T} \quad [\text{tkm.h}^{-1}] \quad (4)$$

kde: m_n - hmotnost nákladu [t]
 L - dráha ujetá s nákladem [km]
 T - celkový čas jízdy [h]



Obr. 31 Přepravní výkonnost měřené jízdní soupravy

Z grafu (obr. 31) je patrné, že nejnižší přepravní výkonnost $245,4 \text{ tkm.h}^{-1}$ byla při nejnižších otáčkách motoru 1500 min^{-1} a nejvyšší přepravní výkonnost $324,5 \text{ tkm.h}^{-1}$ byla dosažena při maximálních otáčkách motoru traktoru 2300 min^{-1} .

Při porovnání výsledků přepravní výkonnosti (viz. obr. 31) s výsledky uvedenými v kapitole 6.1 je patrné, že při nejnižších otáčkách motoru 1500 min^{-1} , kdy motor dosahuje největšího točivého momentu, byla nejnižší spotřeba paliva i nejnižší spotřeba AdBlue a přepravní výkonnost dosahovala také nejnižší hodnoty. Při maximálních otáčkách motoru 2300 min^{-1} byla nejvyšší spotřeba paliva i nejvyšší spotřeba AdBlue a přepravní výkonnost dosahovala nejvyšší hodnoty. Většího přepravního výkonu je docíleno zvyšováním otáček motoru. Při zvýšení otáček motoru traktoru se rychlost jízdní soupravy zvýší a tím dojde ke zkrácení doby přepravy, ale na úkor spotřeby paliva a AdBlue, která se také zvýší.

7 DISKUZE

Vlivem provozních režimů traktoru na činnost selektivní katalytické redukce v různých režimech motoru se zabývala společnost Agroscope s autory Landis & Schiess v roce 2012. K měření vybrali traktor New Holland T6.150. Systémem SCR, umístěný ve výfukovém potrubí, splňoval emisní normu Tier 3b. V traktoru byl použit čtyřválcový motor s objemem 4 485 cm³, o jmenovitém výkonu 89 kW. Naměřená spotřeba paliva i AdBlue byla vyšší při otáčkách motoru 2200 min⁻¹ než při otáčkách motoru 1800 min⁻¹. Spočítáme-li spotřebu AdBlue vztaženou ke spotřebě paliva, tak při otáčkách 2200 min⁻¹ byla spotřeba 5,47 %, a při otáčkách motoru 1800 min⁻¹ na hodnotě 5,19 %. V tomto případě lze říci, že se spotřeba AdBlue u obou měření nepatrně zvyšuje, ale její rozdíl je zanedbatelný.

V diplomové práci byl testován traktor New Holland T6.165. Motor traktoru splňoval rovněž emisní normu Tier 3b, pomocí systému SCR instalovaného ve výfukovém traktu. Traktor byl osazen šestiválcovým motorem o jmenovitém výkonu 92 kW. S navýšením otáček motoru docházelo ke zvýšení spotřeby paliva, a tím i k většímu množství vstřikované dávky AdBlue. Průměrná okamžitá spotřeba AdBlue, vztaženo k palivu, se v rozdílných otáčkách motoru nepatrně lišila. V otáčkách maximálního točivého momentu tedy při 1500 min⁻¹ byla na hodnotě 5,02 %, při otáčkách 1800 min⁻¹ se mírně zvýšila na 5,05 % a při maximálních otáčkách 2300 min⁻¹ se také nepatrně zvýšila, a to na hodnotu 5,1 %.

Ze srovnání výsledku diplomové práce s výsledky práce od autorů Landis & Schiess bylo zjištěno, že se docílilo obdobných výsledků. Obecně lze říci, že se zvýšením otáček motoru dochází ke zvyšování spotřeby paliva a tedy i k navýšení vstřikovaného množství AdBlue. Vstřikované množství AdBlue se v obou případech pohybovalo na 5 % spotřeby paliva. I podle autorů prací publikovaných na stejnou tematiku (Bauer a kol. 2013, Šmerda a kol. 2013) se vstřikované množství AdBlue pohybuje mezi 1 až 10 % spotřeby paliva.

8 ZÁVĚR

Práce poskytuje přehled o škodlivinách obsažených ve výfukových plynech a moderních systémech, které umožňují efektivně redukovat tyto škodlivé látky.

Jednotlivé složky výfukových plynů mají negativní vliv na lidský organismus a také na životní prostředí. Pro člověka jsou nebezpečné hlavně poškozením mozku a rakovinotvornými účinky. Životní prostředí ohrožují znečišťováním, tvořením smogu a přispěním ke vzniku globálního oteplování.

Díky přísnějším emisním limitům, které vedou ke stálému snižování podílu jednotlivých složek obsažených ve výfukových plynech, jsou výrobci vznětových motorů nuceni neustále vyvíjet nové systémy. Poslední dobou jsou stále častěji používané systémy ke snížení škodlivin výfukových plynů, které jsou instalované až za motorem traktoru. Systémy jsou umístěné ve výfukovém traktu, z důvodů větší volnosti pro nastavení parametrů spalovacího motoru, kde se nemusí brát ohled na produkci emisí. Další výhodou systémů instalovaných za motorem je i snížení spotřeby paliva. Z důvodu splnění stále se zvyšujících nároků přísných emisních limitů bude nevyhnutelné, aby každý motor traktoru byl vybaven systémem selektivní katalytické redukce v kombinaci s jinými systémy pro snížení škodlivin.

Experimentální část byla zaměřena na měření provozních parametrů zvoleného traktoru, zejména spotřeby vodného roztoku močoviny (AdBlue) v různých režimech motoru. Měřený traktor New Holland T6.165 splňuje emisní normu Tier 3b a to pomocí systému SCR. Při porovnávání průměrné okamžité spotřeby paliva a AdBlue na stanoveném úseku, ale v různých režimech motoru traktoru, bylo zjištěno, že se zvyšujícími otáčkami motoru rostla spotřeba paliva i spotřeba AdBlue. Při jízdě v různě definovaných otáčkách byla spotřeba AdBlue vždy na hodnotě 5 % spotřeby paliva.

Z výsledku je patrné, že při nízkém zatížení, nebylo nutné vstříkovat téměř žádnou dávku AdBlue. S rostoucím zatížením docházelo k nárůstu vstříkované dávky AdBlue i spotřebě paliva. Z dalších výsledků je rovněž zřejmé, že vstříkovaná dávka nezávisí jen na zatížení, ale i na otáčkách motoru. Obecně lze říci, že traktor je výhodnější provozovat při nižších otáčkách, kde motor pracuje s vyšším točivým momentem a má nižší nejenom spotřebu paliva, ale i nižší spotřebu AdBlue, což může snížit náklady na provoz.

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Agrics, 2011: *Emise vznětového motoru a systém SCR*. Online [cit. 2016-03-20]. Dostupné na: <http://www.agrics.cz/obrazky-soubory/emise-vznetoveho-motoru-a-system-scr-4107d3.pdf?redir>

Agroscope, 2012: *New Holland T6.150*. Online [cit. 2016-03-25]. Dostupné na: http://www.services.art.admin.ch/traktor/d/2012/Testbericht_NewHolland-T6150_d.pdf

Autolexicon, 2011: *DPF (Diesel Particulate Filter)*. Online [cit. 2016-03-17]. Dostupné na: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/dpf-diesel-particulate-filter>

Autolexicon, 2011: *Emise výfukových plynů*. Online [cit. 2016-03-15]. Dostupné na: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emise-vyfukovych-plynu>

Agrotec, 2016: *New Holland T6*. Online [cit. 2016-03-13]. Dostupné na: http://www.eagrotec.cz/obrazky-soubory/t6_120911-pro-web-eaf96.pdf?redir

Bauer F., Sedlák P., Šmerda T., 2006: *Traktory*. Profi Press, s.r.o., Praha, 192s. ISBN 80-86726-15-0

Bauer F., Sedlák P., Čupera J., Polcar A., Fajman M., Šmerda T., Katrenčík J., 2013: *Traktory a jejich využití*. Profi Press, s.r.o., Praha, 224s. ISBN 978-80-86726-52-6

Google Earth, 2013: *Zeměpisné informace z celého světa na dosah ruky*. Online [cit. 2016-02-26]. Dostupné na: <http://www.google.com/intl/cs/earth>

Hlavňa V., Kukača P., Isteník R., Labuda R., Liščák Š., 2000: *Dopravný prostriedok – jeho motor*. Žilinská univerzita, Žilina, 442s. ISBN 80-7100-665-3

Hromádka J., 2011: *Spalovací motory*. Grada, Praha, 296s. ISBN 978-80-247-3475-0

Mapy, 2016: *Mapy*. Online [cit. 2016-03-19]. Dostupné na: <https://mapy.cz/zakladni?planovanitrasy&x=15.4657405&y=49.0758081&z=13&l=0&base=photo>

Šmerna T., Čupera J., Fajman M., 2013: *Vznětové motory vozidel*. CPress, Brno, 136s.
ISBN 978-80-264-0160-5

Šmerda T., Čupera J., Jukl M., Fajman M., 2015: *Nový emisní limit*. Mechanizace zemědělství č. 1, 2015; Profi Press s.r.o., Praha, ISSN 0373-6776.

Takáts M., 1997: *Měření emisí spalovacích motorů*. ČVUT, Praha, 111s.
ISBN 80-01-01632-3

Vlk F., 2003: *Vozidlové spalovací motory*. František Vlk, Brno, 580s.
ISBN 80-238-8756-4

Vlk F., 2006a: *Diagnostika motorových vozidel*. František Vlk, Brno, 444s.
ISBN 80-239-7064-X

Vlk F., 2006b: *Paliva a maziva motorových vozidel*. František Vlk, Brno, 376s.
ISBN 80-239-6461-5

10 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 <i>Produkce emisí vznětového motoru v závislosti na lambda</i>	13
Obr. 2 <i>Složení výfukových plynů vznětového motoru</i>	14
Obr. 3 <i>Účinky oxidu uhelnatého (CO) na lidský organismus</i>	15
Obr. 4 <i>Časování ventilů při použití vnitřní recirkulace výfukových plynů u motoru traktoru Case IH</i>	20
Obr. 5 <i>Vnější recirkulace</i>	21
Obr. 6 <i>Uzavřený systém filtrace pevných částic</i>	22
Obr. 7 <i>Otevřený systém filtrace pevných částic</i>	23
Obr. 8 <i>Konstrukce systémů úpravy spalin u motoru společnosti John Deer</i>	24
Obr. 9 <i>Kombinace oxidačního katalyzátoru a filtru pevných částic</i>	25
Obr. 10 <i>Schematický pohled na oxidační katalyzátor</i>	26
Obr. 11 <i>Základní části systému SCR</i>	27
Obr. 12 <i>Kontrolní box</i>	28
Obr. 13 <i>Pohled na vstřikovací trysku z prostoru vedení výfukových plynů</i>	29
Obr. 14 <i>Řez vstřikovacím ventilem</i>	29
Obr. 15 <i>SCR systém od firmy Bosch s označením Denoxtronic 2</i>	31
Obr. 16 <i>Měřená traktorová souprava</i>	32
Obr. 17 <i>Rozměry traktoru</i>	33
Obr. 18 <i>Provozní hmotnosti měřené jízdní soupravy</i>	35
Obr. 19 <i>Mapa testovací trasy</i>	36
Obr. 20 <i>Výškový profil testovací trasy</i>	37
Obr. 21 <i>Technické zařízení použité při měření</i>	38
Obr. 22 <i>Maska programu LabVIEW</i>	39
Obr. 23 <i>Spotřeba paliva a spotřeba vodného roztoku močoviny AdBlue v různých režimech traktoru</i>	41
Obr. 24 <i>Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při nízkých otáčkách motoru 1500 min⁻¹</i>	43
Obr. 25 <i>Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při středních otáčkách motoru 1800 min⁻¹</i>	45
Obr. 26 <i>Rostoucí zatížení při otáčkách motoru 1800 min⁻¹</i>	48
Obr. 27 <i>Klesající zatížení při otáčkách motoru 1800 min⁻¹</i>	50

Obr. 28 Konstantní zatížení při otáčkách motoru 1800 min^{-1}	52
Obr. 29 Vliv jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny při maximálních otáčkách motoru 2300 min^{-1}	53
Obr. 30 Vyhodnocení vlivu jízdního režimu traktoru na spotřebu vodného roztoku močoviny v rozdílných režimech otáček motoru	55
Obr. 31 Přepavní výkonnost měřené jízdní soupravy	56

11 SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. 1 Rozměry traktoru	33
Tab. 2 Rozměry nákladního přívěsu	34
Tab. 3 Technické údaje motoru	34
Tab. 4 Technické údaje převodovky	34
Tab. 5 Hmotnosti jízdní soupravy	34