



**Technicko ekonomické hodnocení vybrané traktorové
soupravy na zpracování půdy v podmínkách AGRO
Záblatí**
Diplomová práce

Vedoucí práce:
prof. Ing. František Bauer, CSc.

Vypracoval:
Bc. Tomáš Hadraba

ZADÁNÍ DP

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci: **Technicko ekonomické hodnocení vybrané traktorové soupravy na zpracování půdy v podmínkách AGRO Záblatí** vypracoval/a 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 *Směrnici o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom/a, 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 tímto poděkoval svému vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za poskytnuté odborné rady, které jsem využil při zpracování diplomové práce. Dále děkuji zemědělskému podniku AGRO Záblatí za poskytnutí potřebných podkladů a umožnění terénního měření a také svým rodičům za jejich podporu při studiu.

ABSTRAKT

Práce je rozdělena na dvě části. První teoretická část se zabývá současným stavem v konstrukci traktorů, zejména motoru, systémů pro snižování emisních škodlivin ve výfukových plynech, traktorových převodovek a elektrohydraulického systému. V druhé praktické části bylo realizováno a zpracováno měření ekonomických parametrů dané traktorové soupravy při orbě. Měřené parametry byly spotřeba nafty, otáčky motoru, hloubka zpracování půdy, šířka záběru, čas celkový a čas na otáčení. Z naměřených parametrů byla vypočítána operativní a efektivní spotřeba paliva a výkonnost soupravy. Tyto hodnoty byly zpracovány graficky a tabulkově. Měřením byly zjištěny parametry výkonnosti a spotřeby nafty u traktorové soupravy John Deere 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě. Měření probíhalo v ekonomické oblasti otáček ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$) a v oblasti ($1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$) při plné dávce paliva.

Klíčová slova

traktor, motor, převodovka, metodika měření, spotřeba paliva, výkonnost traktorové soupravy

ABSTRACT

This master's thesis is divided into two parts. The first one is a theoretical part and deals with the current situation in the tractor's construction, particularly motor systems for reducing the emission of harmful substances in exhaust gases, tractor transmissions and electro-hydraulic system. In the second practical part the measuring of economic parameters of the tractor rigs during plowing was conducted and processed. The measured parameters were fuel consumption, engine speed, tillage depth, width, time and total time for rotation. These assured parameters which calculated the operational and efficient fuel consumption and the performance kit. These values were processed in graphical and tabular form. They were detected by measuring the parameters of the efficiency and diesel consumption during operation for the tractor rigs John Deere 8220 equipped with a rotary plow KVERNELAND PN 100 with seven tines. The measurement was in the economic engine speed ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$) and ($1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$) considering a full dose of fuel.

Keywords

tractor, engine, gearbox, measurement, fuel consumption, efficiency of tractor rigs

Obsah

ÚVOD.....	8
CÍL PRÁCE	9
1 MOTORY.....	10
2 COMMON RAIL.....	11
2.1 Vstřikovací ventily.....	12
2.2 Čerpadla Common Rail.....	12
3 EMISE TRAKTOROVÝCH MOTORŮ A JEJICH SNIŽOVÁNÍ	14
3.1 Systémy ke snížení škodlivin ve výfukových plynech	15
3.1.1 Recirkulace výfukových plynů.....	15
3.1.2 Selektivní katalýza.....	16
3.2 Vývoj emisní normy TIER.....	18
4 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ.....	19
4.1 Reverzace traktorových převodovek	19
4.2 Traktorové Převodovky.....	19
5 MECHANICKÉ PŘEVODY	20
5.1 Mechanické převody – bez možnosti řazení při zatížení	20
5.2 Mechanické převody – s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení	20
5.2.1 Dyna-6 - Massey Ferguson	21
5.2.2 Electro Command - New Holland	22
5.3 Mechanické převody – se všemi stupni řazenými při zatížení.....	23
5.3.1 e23 Powershift - John Deere	23
5.3.2 Dyna 4 - Massey Ferguson.....	24
6 HYDRODYNAMICKÁ PŘEVODOVKA	25
7 DIFERENCIÁLNÍ HYDROSTATICKE PŘEVODOVKY	26
7.1 Vario - Fendt.....	26
7.2 Direct Drive - John Deere	27

7.3	Dyna-VT - Massey Ferguson	28
8	ELEKTROHYDRAULICKÉ SYSTÉMY (EHS) TRAKTORŮ	30
8.1	Polohová regulace.....	31
8.2	Silová regulace	31
8.3	Smíšená regulace	32
8.4	Regulace mezního prokluzu	33
8.5	Tlaková regulace.....	33
9	EKONOMIKA PRÁCE SPALOVACÍHO MOTORU	34
9.1	Vliv zatížení traktoru na ekonomiku práce motoru	37
10	POLNÍ MĚŘENÍ VYBRANÉ OREBNÍ SOUPRAVY	38
10.1	Technická charakteristika traktorové soupravy.....	39
10.2	Podmínky měření.....	40
10.3	Metodika měření.....	41
10.4	Použité měřené parametry a výpočetní vztahy	44
10.4.1	Sledované parametry soupravy.....	44
10.4.2	Počítané parametry soupravy	45
11	VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT A VYPOČÍTANÝCH PARAMETRŮ PŘI ORBĚ	48
11.1	Naměřené hodnoty a vypočítané parametry polního měření	48
11.2	Hodnocení energetických parametrů měřené soupravy	49
11.3	Hodnocení výkonnostních parametrů měřené soupravy.....	51
12	ZÁVĚR	53
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	54
	SEZNAM OBRÁZKŮ	56
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK	58
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	59
	PŘÍLOHY	60

ÚVOD

Nedílnou součástí hospodářství v České republice je odvětví zemědělství. Důležitost tohoto odvětví spočívá ve výrobě potravin, zemědělských produktů a zachování kulturní krajiny v rámci ochrany životního prostředí. Zemědělství lze rozdělit na rostlinnou a živočišnou výrobu. Pěstují se zde plodiny charakteristické pro zeměpisnou a klimatickou polohu země. Do rostlinné výroby patří obiloviny (pšenice, ječmen, žito, oves a kukuřice), brambory, ovoce, zelenina cukrová řepa na výrobu cukru, luskoviny, olejnin (řepka, mák, slunečnice), chmel a vinná réva. Pro živočišnou výrobu v České republice je význačný hlavně chov skotu (pro mléko a maso), prasat, drůbeže, ovcí a koz.

V České republice bylo v roce 2016 obhospodařováno přibližně 4 264 tis. ha zemědělské půdy, což tvoří cca 54 % celkové rozlohy státu. Na jednoho obyvatele republiky připadá 0,42 ha zemědělské půdy, z toho 0,30 ha půdy orné, což je evropský standard. Od roku 1995 ubylo 15 tis. ha zemědělské půdy (Ministerstvo zemědělství 2017).

K obhospodařování zemědělské půdy se po celá staletí využívala tažná síla koní a volů, ovšem s příchodem průmyslové revoluce koncem 19. století, bylo využití zvířectva v zemědělství postupně eliminováno. První zařízení byla původně stacionární na parní pohon, zanedlouho byly opatřeny koly nebo pásy a dostalo se jim vlastního pohonu. Tímto způsobem tak vznikly stroje, které se staly předchůdci dnešního moderního traktoru.

Traktory jsou primárně konstruovány pro tažení, tlačení, nesení, pohon určitého nářadí nebo přípojných vozidel a tvoří důležitý článek v mechanizaci zemědělství, slouží k vykonávání jednotlivých operací v rostlinné výrobě a také v dopravě. Na traktor je kladeno velmi široké spektrum požadavků. Mezi tyto požadavky patří bezpečnost obsluhy a provozu, energetická náročnost provozu, ekologie provozu, nenáročná údržba, technické přednosti stroje, spolehlivost stroje a jeho součástí, náklady na zakoupení, estetický vzhled stroje.

U moderních traktorů se výrazně projevuje snaha výrobců a konstruktérů snižovat spotřebu energií (motorová nafta), splňovat emisní limity škodlivin ve výfukových plynech a zavádět elektronické systémy. Konstrukce traktorů, ekonomické a výkonnostní aspekty dané soupravy tvoří obsah této diplomové práce.

CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce je vytvořit metodiku a realizovat polní měření orební soupravy složené z traktoru John Deere 8220 a sedmiradličného otočného pluhu KVERNELAND PN 100 v podmínkách AGRO Záblatí. Naměřené a vypočtené parametry jsou tabulkově a graficky zpracované. Cílem provedeného měření je analyzovat energetické a výkonnostní parametry orební soupravy v různých režimech práce traktorového motoru.

1 MOTORY

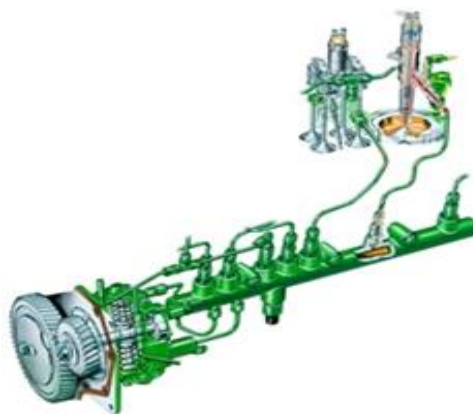
Spalovací motory jsou od svého vynalezení neustále vyvíjeny, aby splňovaly rostoucí požadavky uživatelů a také normy, které omezují vliv provozu motoru na životní prostředí. V současné době je největší snaha aplikovat elektroniku v řízení traktoru, ovládání motorů a přípravě palivové směsi. Elektronika na základě soustavy čidel a akčních členů dokáže provádět stálou kontrolu a regulaci motoru. Tyto změny mají za úkol snížit spotřebu paliva, tepelné namáhání, ztrátové výkony, opotřebení, emise a náročnost na výrobu. Traktory využívané v zemědělství jsou poháněny čtyřdobými přeplňovanými řadovými vznětovými motory. U pístových motorů s vnitřním spalováním se energie přenáší přes píst a ojnici na klikový hřídel, přitom se mění spalováním chemická energie, která je obsažena v palivu na energii mechanickou. Pro moderní traktorový motor jsou důležité parametry: výkon, výkonnost traktoru, spotřeba, rozměry. Tyto motory jsou vyráběny nejčastěji s přímým vstřikem paliva, který se vyznačuje nižší měrnou spotřebou paliva. Na traktorové motory jsou kladeny požadavky podle různých hledisek ze strany zákazníka, výrobce a legislativy. Mezi tyto požadavky patří: údržba, výkon, zisk, nenáročnost výroby, hluk, emise výfukových plynů, spotřeba paliva, bezpečnost, recyklovatelnost, sériovost výroby, výrobní náklady, životnost, spolehlivost a mnohé další [1].



Obr. 1 Traktorový motor [8]

2 COMMON RAIL

Dnes moderní traktorové motory používají systém Common Rail (tlakový zásobník). Tento systém využívá pro vstřikování paliva vysokotlaký zásobník, tzv. Rail, společný pro vstřikovací ventily všech válců. Vytváření vysokého tlaku a samotné vstřikování paliva je u tohoto systému řešeno odděleně. Vysoký tlak paliva, potřebný ke vstřikování, vytváří oddělené vysokotlaké palivové čerpadlo. Takto vytvořený vysoký tlak paliva se akumuluje ve vysokotlakém zásobníku paliva (Railu) a dále je prostřednictvím krátkých vstřikovacích potrubí přiváděn ke vstřikovacím ventilům jednotlivých válců. Vysokotlaké palivové čerpadlo bývá poháněno zpravidla rozvodovým mechanismem motoru. Dopravu paliva z nádrže k vysokotlakému čerpadlu zajišťuje elektrické palivové čerpadlo nebo zubové čerpadlo, případně je použita kombinace obou čerpadel. Vstřikovací systém Common Rail umožňuje vysokou flexibilitu pro přizpůsobení vstřikování danému motoru. Systém využívá dvě varianty vstřikovacích ventilů – ovládané elektromagneticky nebo piezoelektricky [17].



Obr. 2 Konstrukční řešení vstřikovacího zařízení Common Rail [14]

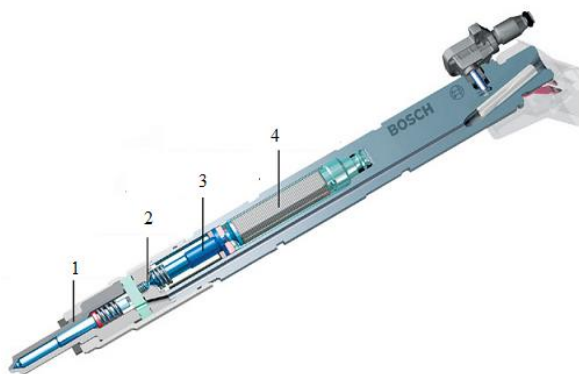
Elektronické řízení motoru se skládá ze snímačů, řídicí jednotky motoru a akčních členů. Řízení motoru zajišťuje přesnou regulaci množství vstřikovaného paliva, počátku vstřiku, volnoběžných otáček, maximálních otáček, dále řídí dobu žhavení, systém recirkulace výfukových plynů a regulaci plnicího tlaku. Kromě toho provádí ještě neustálou kontrolu snižování emisí výfukových plynů. Rozpoznané chyby se zaznamenávají do paměti řídicí jednotky motoru [17].

Rozdělení systému Common Rail dle pracovního tlaku:

1. generace: 135 MPa, vstřikovač ovládaný elektromagnetickým ventilem
2. generace: 160 MPa, vstřikovač ovládaný elektromagnetickým ventilem
3. generace: 200 MPa, vstřikovač s piezo akčním členem
4. generace: 250 MPa, vstřikovač s hydraulickým zesilovačem tlaku

2.1 Vstřikovací ventily

Ventily vstřikují palivo přímo do spalovacího prostoru. Řídící jednotka motoru aktivuje elektromagnetický nebo piezoelektrický spínací ventil integrovaný ve vstřikovači. Ten otevírá a zavírá vstřikovací trysku. Doba otevření vstřikovacího ventilu a hodnota vstřikovacího tlaku určují vstřikované množství paliva. Vstřikovací proces lze řídit pro každý válec samostatně. Piezoelektricky ovládané vstřikovače mají asi čtyřikrát vyšší rychlost spínání než vstřikovače ovládané elektromagnetem [17].

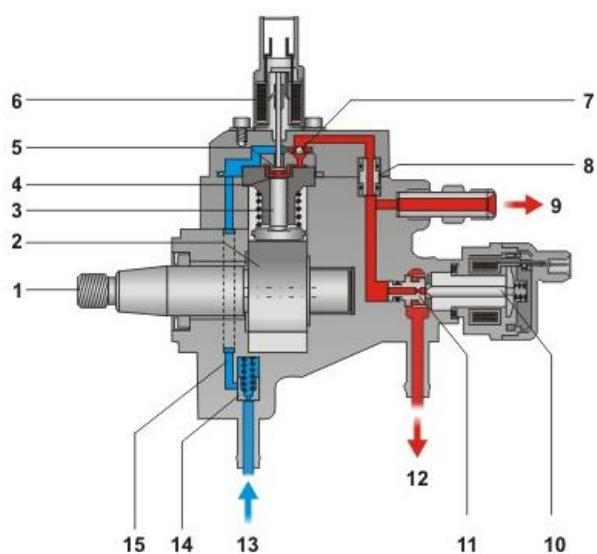


Obr. 3 Piezoelektricky ovládaný vstřikovač [22]

1 - tryskový modul, 2 – regulační ventil, 3- spojovací modul, 4 – piezoelektrický pohon

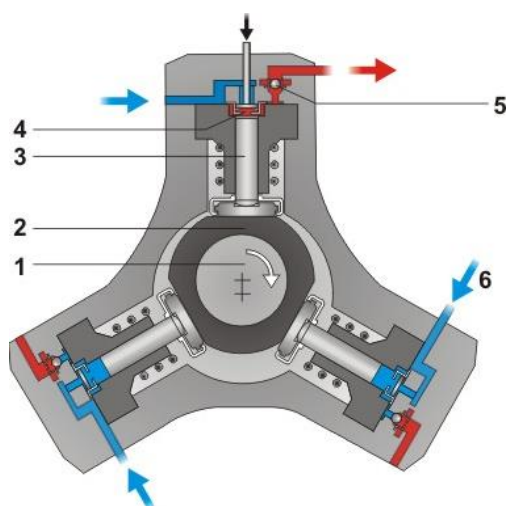
2.2 Čerpadla Common Rail

Tato čerpadla mají za úkol vytvářet na příkaz řídicí jednotky vstřikování vysoký tlak paliva, který je dopraven do vysokotlakého vedení (railu), kde se s tlakem dále pracuje a následně je palivo dopraveno do vstřikovačů. Používaná čerpadla se dělí na řadová vstřikovací čerpadla a rotační vstřikovací čerpadla. Řadová vstřikovací čerpadla jsou určena pro střední a těžké užitkové automobily. Rotační vstřikovací čerpadla jsou určena pro nepřímý i přímý vstřik nafty, používají se v automobilech [10].



Obr. 4 Vysokotlakové řadové čerpadlo CR [10]

1 – hnací hřídel, 2 – excentrická vačka, 3 – píst čerpadla, 4 – prostor válce, 5 – sací ventil, 6 – elektromagnet pro otevření sacího ventilu, 7 – výtlačný ventil, 8 – těsnící vložka, 9 – připojení k vysokotlakému zásobníku, 10 – regulační ventil tlaku, 11 – kuličkový ventil, 12 – přepad paliva do nádrže, 13 – přívod paliva, 14 – pojistný ventil se škrtícím otvorem, 15 – kanál k čerpacímu elementu

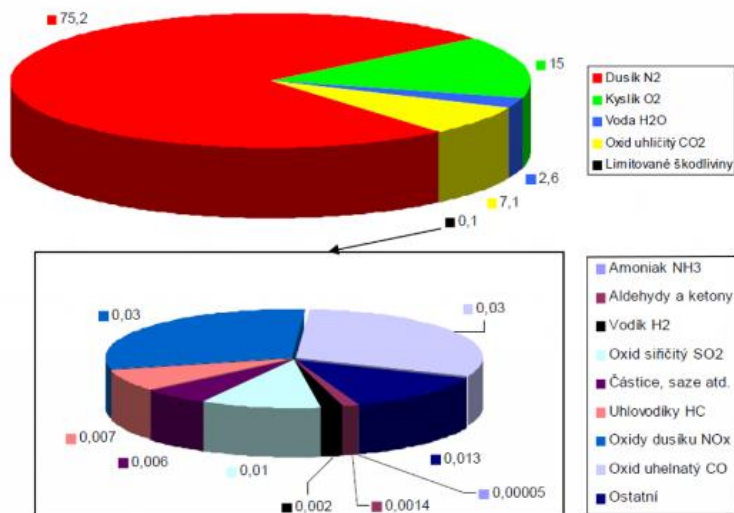


Obr. 5 Vysokotlakové rotační čerpadlo CR [10]

1 – hnací hřídel, 2 – excentrická vačka, 3 – píst, 4 – sací ventil, 5 – výtlačný ventil, 6 – přívod paliva

3 EMISE TRAKTOROVÝCH MOTORŮ A JEJICH SNIŽOVÁNÍ

S cílem zachování kvality ovzduší byly postupně zavedeny emisní normy, které slouží k omezování vypouštěných škodlivin ve spalínách do ovzduší. Pro kategorii traktorů, pracovních a samojízdných strojů jsou Evropské limity zavedené v roce 1997 a následně zaváděny až do roku 2014 označovány jako STAGE I – IV. V Americe jsou emisní normy označovány jako Tier 1 – 4B. Mezi nejškodlivější emisní částice vznětových motorů patří oxidy dusíku NO_x a pevné částice označované jako PM, které převážně tvoří saze, dále je hlídán emisními normami oxid uhličitý CO_2 , nespálené uhlovodíky HC a u posledních norem emise vypouštěného amoniaku NH_3 [3].



Obr. 6 Obsah emisních částic ve výfukových plynech [3]

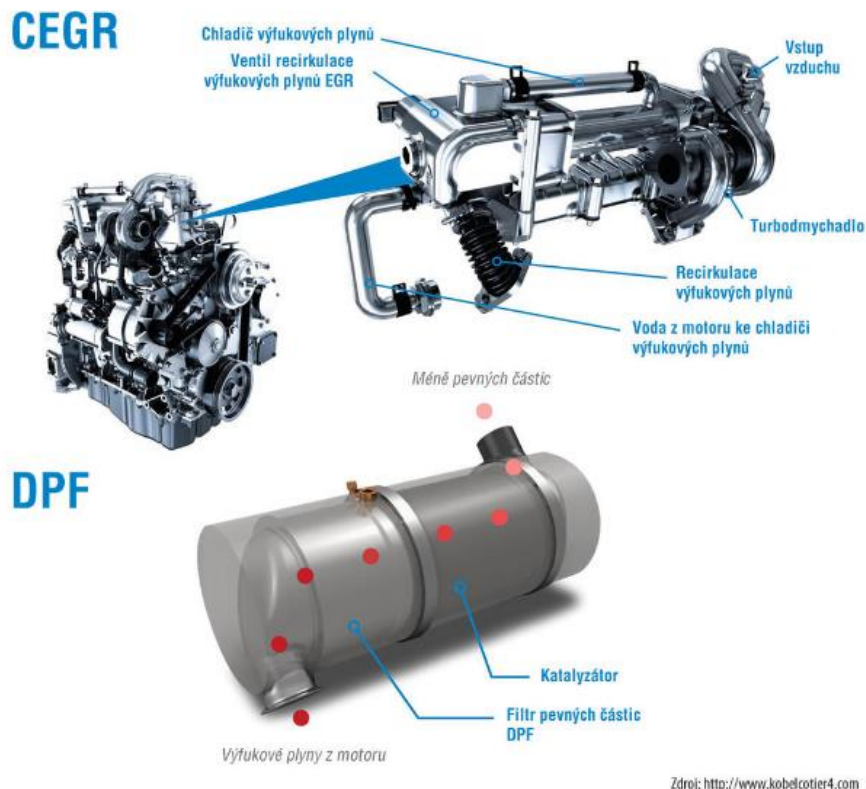
Výrobci motorů se snaží vyvíjet opatření ke snížení výfukových plynů novými konstrukčními prvky. Tyto prvky rozdělujeme na opatření před motorem, v motoru a za motorem. Do opatření před motorem patří přívod vzduchu a tvorba směsi. Tato opatření ovlivňují průběh spalování a vstřikovací tlaky, které přispívají k lepšímu rozptýlení paliva. Dochází také k lepšímu prohoření paliva a recirkulace výfukových plynů. Poslední skupinou jsou opatření za motorem, která slouží k dodatečné úpravě škodlivin ve spalínách, pomocí filtrů na pevné částice a oxidačních katalyzátorů [3].

3.1 Systémy ke snížení škodlivin ve výfukových plynech

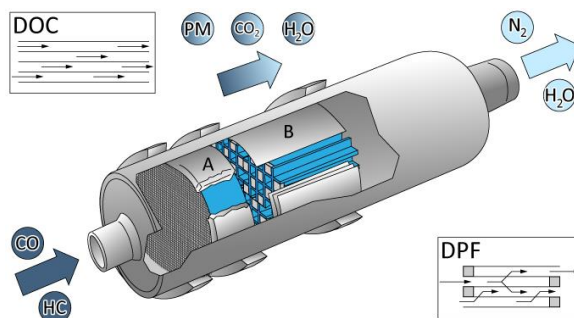
3.1.1 Recirkulace výfukových plynů

Recirkulace se často označuje anglickou CEGR (Cooled Exhaust Gas Recirculation) zkratkou. Konstrukční uspořádání, která se používají u traktorových motorů, mohou být technicky řešena dvěma způsoby, a to jako vnitřní a vnější. Finančně méně náročný způsob je vnitřní recirkulace, kdy dochází k úpravě časování ventilů. V praxi to znamená, že při výfukovém cyklu dochází k chvilkovému pootevření sacího ventilu, a tím vniknutí části spalin do sání. Nevýhodou je stále nastavení bez možností regulace množství recirkulovaných výfukových plynů [3].

Vnější recirkulace spočívá ve vrácení spalin do sání přes tzv. EGR ventil, tento ventil lze ovládat a přizpůsobovat tak množství vrácených spalin tomu, jaké jsou požadavky řídicí jednotky tak, aby zůstala produkce škodlivin co nejnižší. Výfukové plyny prochází výměníkem tepla, zde dochází k jejich ochlazení. Za předpokladu, že motor měl plnit emisní normu Tier 4A a používal pro to EGR ventil, musel být dále vybaven DPF filtrem (Diesel Particulate Filter). Snížením teploty hoření pomocí spalin dochází ke snížení škodlivých NO_x , ale v tomto případě narůstají hodnoty pevných částic PM. Proto bývají traktory splňující normu Tier 4A vybaveny EGR ventilem a následně DPF filtrem. Tento filtr je vybavený mnoha kanálky, které jsou mezi sebou propojeny porézními stěnami, skrz tyto kanálky projdou spaliny, pevné částice či saze se ve filtru usadí. Při provozu filtru dochází k jeho zanášení, z tohoto důvodu je nutné jej po určité době vypálit. Systémů regenerace je několik, principiálně však všechny fungují stejně, základ spočívá ve zvýšení teploty nad $600\text{ }^\circ\text{C}$, například pomocí vstřikování nafty při vypalování, nafta prohoří ve filtru a zvýší tím teplotu nad uvedenou úroveň. Tento princip vychází z faktu, že za vysokých teplot spalování nevznikají pevné částice, jelikož dojde k jejich shoření. Před DPF filtrem bývá předřazen DOC katalyzátor (Diesel Oxidation Catalyst). DOC katalyzátor má za úkol snížení teploty vypalování DPF filtru na 300 až $450\text{ }^\circ\text{C}$ za pomoci chemické reakce, která uvnitř probíhá. Tento katalyzátor nám umožňuje kontinuální regeneraci filtru pevných částic při nižších teplotách, než je teplota vznícení sazí. Katalyzátor je tvořen nerezovým obalem, ve kterém je uložen nosič s aktivní vrstvou. Tato vrstva zajišťuje reakci složek CO a NO s kyslíkem a přeměňuje je na méně škodlivé látky. Díky tomu je snížena teplota vypalování [3].



Obr. 7 Popis technologie CEGR + DPF [16]



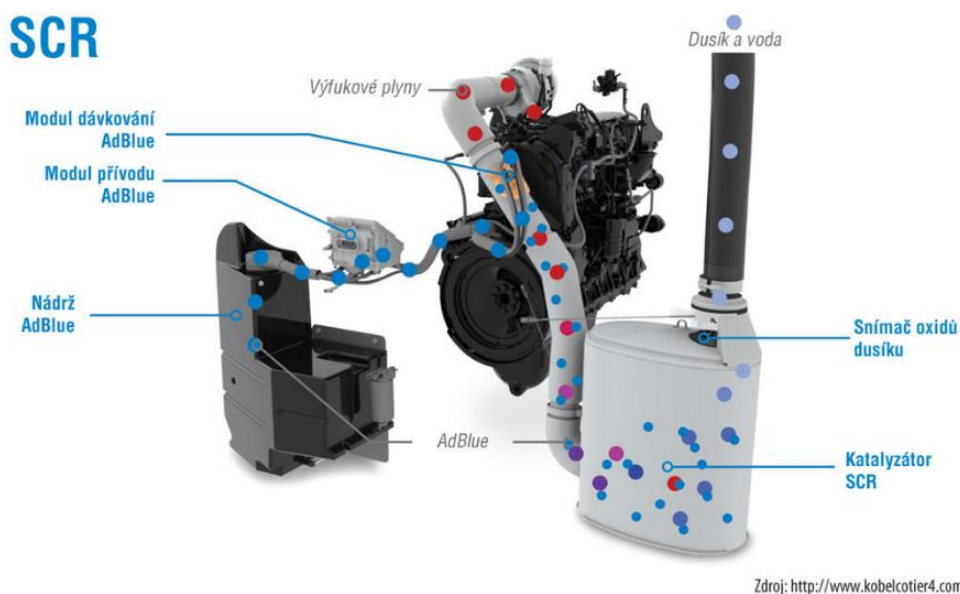
Obr. 8 Popis DOC + DPF [16]

3.1.2 Selektivní katalýza

V případě SCR (Selective Catalytic Reduction) nastává opačná situace než při recirkulaci. Motor je provozován při nasávání čistého vzduchu za vysokých teplot spalování, v této oblasti dosahuje nejvyšších účinností. Tento způsob neklade tak velké požadavky na chlazení, protože nedochází k recirkulaci spalin, které by zahřívaly motor. V tomto případě není nutnost použití filtru pevných částic, jelikož nízké hodnoty

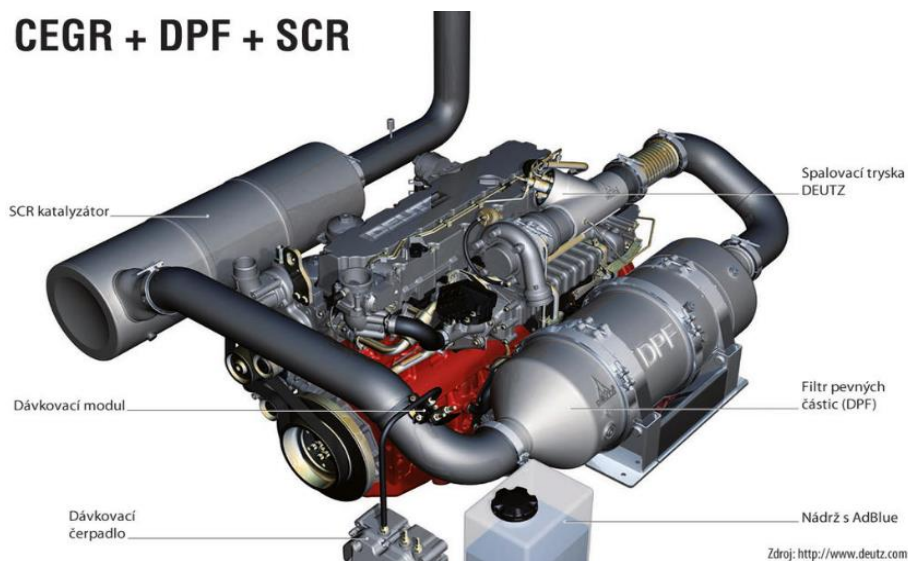
pevných částic, které jsou vyprodukovány, shoří za vysokých teplot. Hladina škodlivého oxidu dusíku NO_x je naopak velmi vysoká, proto je nutné omezovat vstřikováním kapaliny AdBlue do katalyzátoru za motorem. Složení kapaliny AdBlue je 32,5 % roztok močoviny v 67,5 % demineralizované vody. Škodliviny NO_x se odbourávají pomocí chemické reakce této kapaliny se spaliny. Požadavky na použití systému u motorů, které splňují emisní normu Tier 4B, jsou téměř shodné s požadavky na použití systému u normy Tier 4A. Tier 4B je ovšem lépe řízen a monitorován a s přidáním určitých komponentů se zvyšuje účinnost odbourávání škodlivin [3].

Při funkci systému SCR výfukové plyny opouštějí turbodmychadlo, procházejí přes výfukovou klapku, ta slouží k rychlejšímu zahřátí studeného motoru, aby vznikla vhodná teplota kolem 270 °C před katalyzátorem DOC a SCR. Dodržování teploty je nutnost pro správnou funkci katalyzátoru, s menší teplotou by nedocházelo k chemické reakci. Výfukové plyny pokračují dále do DOC katalyzátoru, v němž dochází k oxidaci za pomoci chemické reakci, například oxid uhelnatý (CO) na oxid uhličitý (CO_2) atd. Při této reakci vzniká teplo, které rychleji ohřívá katalyzátor SCR. Modul dávkování AdBlue vstřikuje, dle požadavku řídicí jednotky, lehkou mlhu AdBlue do proudu výfukových plynů, zde se kapalina smíchá s výfukovými plyny a změní se na čpavkový plyn. V katalyzátoru SCR dochází ke snižování škodlivin vlivem reakce NO_x a čpavku [3].



Obr. 9 Popis technologie SCR [16]

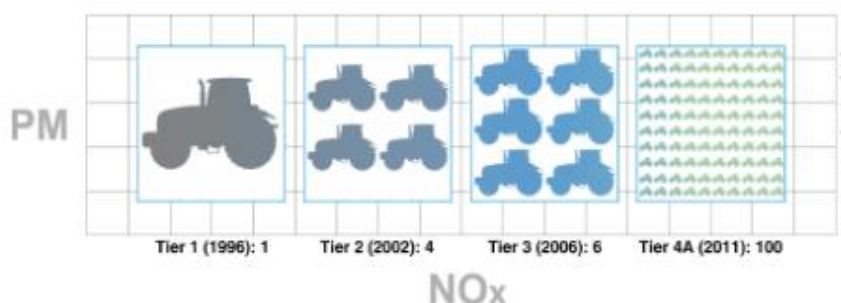
CEGR + DPF + SCR



Obr. 10 Popis kombinace CEGR + DPF + SCR [16]

3.2 Vývoj emisní normy TIER

Dnešní moderní motory zemědělské techniky oproti svým předchůdcům jsou více konstrukčně složitější. Vzhledem ke složitosti systémů, které slouží k odbourávání škodlivých plynů, jsou moderní motory podstatně dražší. Pozitivní stránkou v plnění přísnějších emisních norem je zlepšení situace v přístupu k životnímu prostředí. Na obr. 11 je pro představu znázorněno plnění emisních norem Tier 1 ku následujícím emisním normám. Za zajímavost stojí povšimnutí, že počet škodlivin, které vyprodukoval jeden traktor v roce 1996 plnicí emisní normu Tier 1, se rovná počtu vypouštěných škodlivin sto traktorů v roce 2011 plnicích emisní normu Tier 4A. V dnešní době, kdy je platný emisní limit Tier 4B, to je ještě více traktorů. Závěrem lze říci, že systémy sloužící ke snižování škodlivin u vznětových motorů mají své opodstatnění a budou se dále vyvíjet [3].



Obr. 11 Vývoj emisní normy Tier [11]

4 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

4.1 Reverzace traktorových převodovek

Změna smyslu otáčení výstupní hřídele lze realizovat mechanicky (vloženým ozubeným kolem či planetovým soukolím) nebo hydrostaticky pomocí hydrostatického převodníku. Řazení může být uskutečňováno mechanicky nebo častěji lamelovou spojkou, která je řazena při zatížení. K ovládání reverzace se používá nejčastěji páka umístěná vlevo pod volantem, nebo je to páka umístěná v loketní opěrce sedadla [1].

4.2 Traktorové Převodovky

Traktorový motor je schopný pracovat v rozsahu otáček od 1000 do 2500 min⁻¹, ale hnací kola potřebují otáčky mnohem nižší. Aby traktor mohl plnit rozmanité úkoly, od polních prací až po dopravu, musí být mezi motor a kola vřazena převodovka, která umožní měnit rychlost traktoru podle potřeb. Traktorová převodovka umožňuje přenos a změnu velikosti, dlouhodobé přerušování (volnoběh) či smysl točivého momentu motoru. Převodovky byly nejprve mechanické, dále byly vyvinuty převodovky hydraulické, elektrické. Dnešní převodovky komunikují s digitální sběrnici CAN – Bus a s ostatními uzly traktoru. Cílem výrobců a konstruktérů je dosažení nejvyšší mechanické účinnosti, zjednodušení ovládání a snížení provozních nákladů. Ke splnění těchto požadavků musí být splněny alespoň dvě podmínky: [1] [2]

1) Převodovka musí disponovat velkým množstvím převodových stupňů, aby bylo možné při změně zatížení upravit velikost točivého momentu. Tuto podmínku lze realizovat mechanickou převodovkou s velkým počtem převodových stupňů [1]

2) Obsluha velmi obtížně reaguje na změnu zatížení traktoru řazením, proto musí být vybaven automatickým řízením převodového poměru [1]

Traktorové převodovky lze rozdělit do tří skupin:

- Mechanické převodovky
- Hydrodynamické převodovky
- Hydromechanické převodovky

5 MECHANICKÉ PŘEVODY

Tyto převodovky se používají pro svoji vysokou účinnost, jednoduchost, vysokou spolehlivost a nízkou cenu. Největší negativum těchto převodovek spočívá v omezených možnostech využití výkonu motoru. Jsou složeny ze tří základních druhů: základní, skupinové a reverzační převodovky doplněné násobičem točivého momentu, který dovoluje řazení při zatížení. Převodovky také mohou využívat řazení všech stupňů řazených při zatížení [1].

Mechanické převodovky lze rozdělit na :

- Převodovky, které nemají žádný ze stupňů řazených při zatížení
- Převodovky s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení
- Převodovky se všemi stupni řazenými při zatížení

5.1 Mechanické převody – bez možnosti řazení při zatížení

Převodovky bez možností řazení při zatížení se dnes vyskytují pouze u traktorů základních modelových řad v nižší, nižší střední třídě nebo u speciálních typů traktorů např. viničních, komunálních [1].

5.2 Mechanické převody – s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení

Převodovky v této skupině patří ke skupině nejrozšířenějších mechanických převodovek. Tyto převodovky se dají použít do všech výkonových tříd traktorů. Při využití čtyřstupňového násobiče a skupinové převodovky se dvěma stupni řazení pod zátěží je nejvyšší možný počet řazených stupňů pod zátěží osm [1].

Násobiče točivého momentu

Traktorová souprava je nucena při práci překonávat různé pracovní odpory, které nejsou stálé, tato skutečnost soupravě nedovoluje jízdu, při které by nedošlo ke změně převodového stupně. Při nárůstu pracovního odporu, dojde u spalovacího motoru ke snížení otáček a zvýšení točivého momentu. Pokud se zatížení stále zvyšuje, dojde k podřazení převodového stupně. Jestliže se bude řadit při těžké tahové práci, musí dojít k sešlápnutí spojkového pedálu, tím se přeruší točivý moment a dojde k zastavení soupravy. Po tomto úkonu dojde k rozjezdu při plném zatížení, tento úkon klade velmi

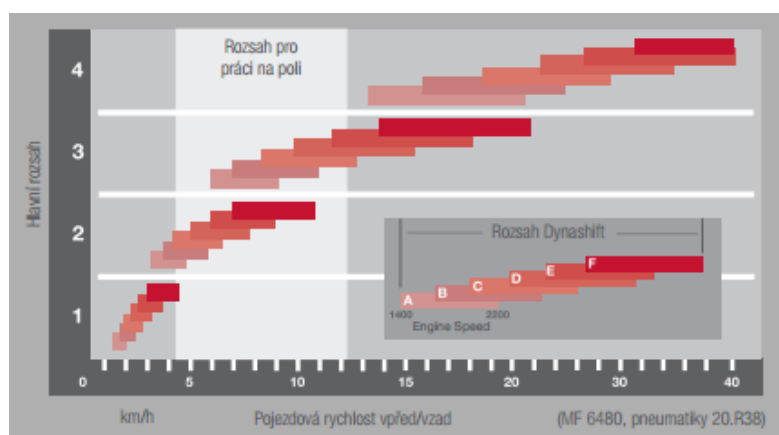
vysoké nároky na dimenzování spojek a převodů. Násobič umožňuje měnit velikost převodového poměru i točivého momentu při zatížení. Násobič zařadí požadovaný převod, při kterém se zvyšuje převodový poměr, což vede k působení vyšší hnací síly na obvodu kola traktoru. Násobiče mohou být ovládány elektrohydraulicky, mechanicko-hydraulicky nebo elektropneumaticky. Po odbrzdění jsou vráceny do výchozí polohy pružinami. Ovládání násobičů může být na řadicí páce, opěrci sedačky nebo pomocí páčky pod volantem [1].

5.2.1 Dyna-6 - Massey Ferguson

Převodovka Dyna-6 nabízí šest rychlostních stupňů Dynashift v každém ze čtyř rychlostních rozsahů pro celkový počet převodových stupňů 24 pro jízdu vpřed a 24 pro jízdu vzad. Celkem devět převodových stupňů je určeno pro práci na poli v rozsahu pojezdových rychlostí od 4 do 12 km/h. Maximální pojezdová rychlost 40 km/h nebo 50 km/h při nízkých otáčkách motoru (funkce Eco). V režimu Eco převodovka snižuje otáčky motoru při maximálních pojezdových rychlostech pro tišší jízdu a nižší spotřebu paliva. Převodovka je ovládána pomocí páky Power Control, která má tři funkce – volba směru jízdy vpřed/vzad, vypnutí spojky, řazení nahoru a dolů. Na páce je možné také nastavit limit pro přepínání mezi regulovatelnými otáčkami (SV1 a SV2) [19].



Obr. 12 Páka Power Control [19]



Obr. 13 Překrývání převodových stupňů [19]

5.2.2 Electro Command - New Holland

Jedná se o převodovku částečně řazenou pod zatížením. Obsluha může řídit až 8 rychlostních stupňů pouze pomocí elektrohydraulicky ovládaných tlačítek na řadící páce nebo napravo pod monitorem. Převodovka může být vybavena sedmnáctým rychlostním stupněm (17x16), který umožňuje přepravní rychlost 40 km/h při nižších otáčkách motoru. Tato převodovka obsahuje užitečný prvek, paměť při reverzaci, který zrychlí práci s častou změnou směru jízdy. Stačí si vybrat převodový stupeň na jízdu vpřed a následně přeřadit a vybrat si rychlostní stupeň na jízdu vzad. Systém si bude automaticky řídit na zadaný převod pro jízdu vpřed/vzad. Převodovka se ovládá pomocí páky reverzace, řazení a monitoru rychlosti. Převodovka ve spolupráci se systémem Auto Transport hladce přeřazuje rychlostní stupně jako automatická převodovka v automobilu, systém pozná i situaci, pokud je traktor tlačeny naloženým přívěsem z kopce, v tomto případě ponechá zařazený rychlostní stupeň a bude brzdit motorem [7].



Obr. 14 Levý reverzor [7]



Obr. 15 Ovládání převodovky [7]

5.3 Mechanické převody – se všemi stupni řazenými při zatížení

Převodovky umožňují řadit v hlavní i skupinové převodovce při zatížení. Z tohoto důvodu nedojde při řazení k poklesu rychlosti traktoru v důsledku uskutečnění řazení, při kterém dochází k přesunu synchronizační spojky. Tyto převodovky jsou využívány u traktorů s vyšší výkonovou třídou, protože přeřazením stupně při přenosu vysokého točivého momentu by došlo nejenom k zastavení traktoru, ale také i k vysokému tepelnému zatěžování spojkových kotoučů. V případě opakovaného řazení by mohlo dojít ke skluzu spojkového kotouče z důvodu poklesu součinitele tření. Lamelové spojky a brzdy jsou ovládány hydraulicky s přidavnými elektronickými prvky pro regulaci, které umožňují řazení bez rázů. Jsou to předloňové převodovky, které jsou reverzované při zatížení. Počet převodových stupňů, které pohybují soupravu vpřed, je od 16 do 26 a počet stupňů vzad je od 4 do 8. Tyto převodovky se obvykle nabízejí s redukční převodovkou, která zvyšuje počet stupňů řazených při zatížení [1].

5.3.1 e23 Powershift - John Deere

Tato převodovka nabízí 23 rychlostí vpřed a 11 rychlostí vzad pro plynulé řazení. Toto řešení maximalizuje účinnost a produktivitu za různorodých podmínek při požadované práci traktoru. Převodka e23 disponuje třemi provozními režimy: plně automatický, uživatelský a ruční. Ve výbavě převodovky je systém EF (Efficiency Manager), který pracuje na principu samočinného řazení podle momentálního zatížení traktoru, tak aby při minimálních otáčkách byla dosažena požadovaná rychlost, kterou nastaví řidič. Ovládání je pomocí reverzoru [20].



Obr. 16 Převodovka e23 [9]

Reverzor, který je umístěn na pravé straně v multifunkční opěrce, kombinuje možnost regulaci otáček a řízení směru do jedné multifunkční páky. Tato volba umístění reverzoru je vhodná pro většinu polních prací, kdy si řidič neustále hlídá rychlost a směr [18].



Obr. 17 Reverzor na pravé straně [18]

Reverzor, umístěný na levé straně, neumožňuje kombinaci regulace směru a otáček. Volba je vhodná pro operace, které vyžadují neustálé změny směru jako např. práce s čelním nakladačem [18].



Obr. 18 Pravá převodová páka [18]



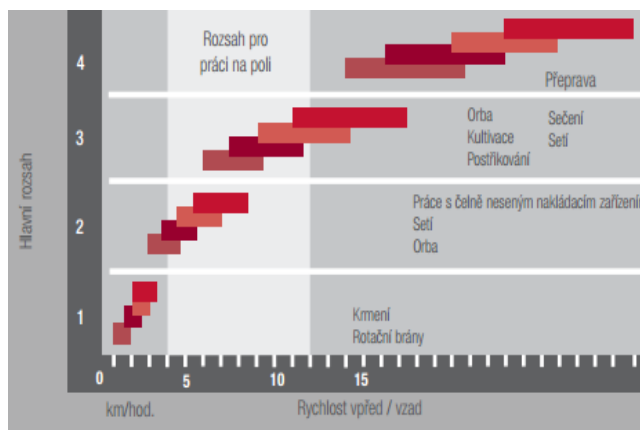
Obr. 19 Levý reverzor [18]

5.3.2 Dyna 4 - Massey Ferguson

Charakteristické pro tuto převodovku je optimální výkonnost, rychlostní stupně ve 4 rozsazích poskytují celkem 16 převodových stupňů pro jízdu vpřed a 16 pro jízdu vzad, bez nutnosti použít spojkový pedál. Převodovka vyniká přesnou kontrolou při speciálních pracích, které vyžadují nízké pojezdové rychlosti.

To je zajištěno přidáním dalších

16 převodových stupňů (superplazivé rychlosti). Tato převodovka může být ovládána pákou Power Control, která umožňuje změnu směru jízdy vpřed/vzad, řazení rychlostních stupňů pod zatížením. Další způsob ovládací páka ve tvaru „T“ pro jízdu vpřed/vzad, řazení nahoru a dolů mezi čtyřmi rychlostními stupni Dynashift a čtyřmi rozsahy převodů. Pro změnu rozsahu převodů se využívá funkce Speedmatching, která automaticky zařadí správný rychlostní stupeň podle pojezdové rychlosti [19].



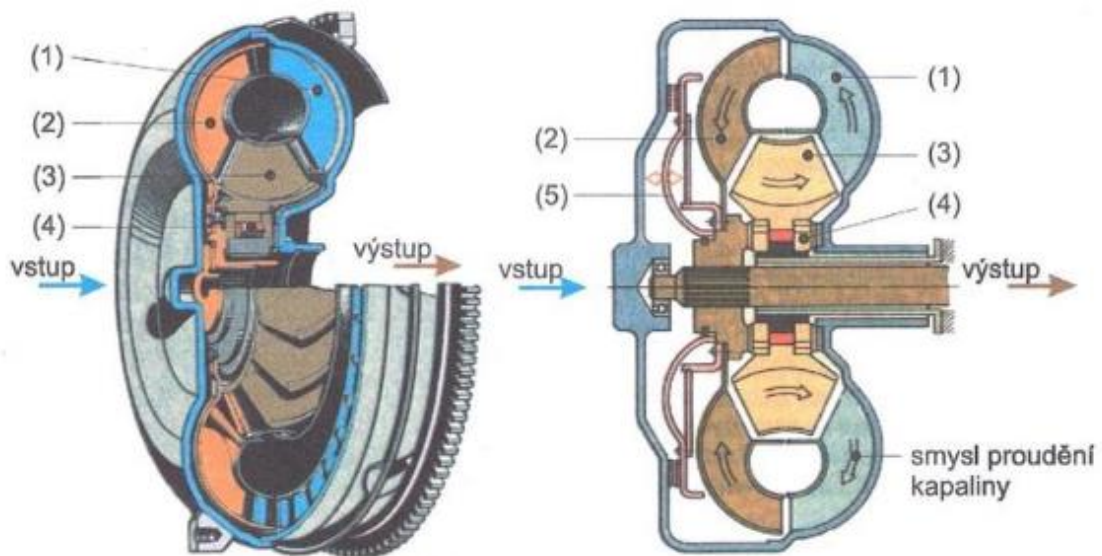
Obr. 20 Překrývání převodových stupňů Dyna 4 [19]



Obr. 21 Páka T [19]

6 HYDRODYNAMICKÁ PŘEVODOVKA

Hydrodynamická převodovka kombinuje spojení hydrodynamické spojky nebo hydrodynamického měniče a mechanické převodovky. Hydrodynamický mechanismus využívá dynamického účinku kapaliny. Pomocí měniče lze plynule měnit velikost přenášeného točivého momentu prostřednictvím trojice lopatkových kol. Čerpadlové kolo (poháněno od motoru), turbínové kolo (spojené s převodovkou) a reaktor, který může být pevně spojen se skříní převodovky, nebo je blokován v jednom směru otáčení. Při práci měniče dochází pomocí čerpadlového kola k uvádění kapaliny, která je uzavřena v měniči do pohybu. Z čerpadlového kola je pak vlivem tvarování lopatek unášena na lopatky turbínového kola, kde předává část své energie a vystupuje dále do reaktoru. Výhoda měniče spočívá v plynulém rozjezdu i pod velkým zatížením, lepším ovládním a také snížení namáhání převodů. V dnešní době se již hydrodynamický měnič využívá velmi zřídka z důvodu nízké účinnosti a trvalého skluzu [6].



Obr. 22 Princip činnosti Hydrodynamického měniče [14]

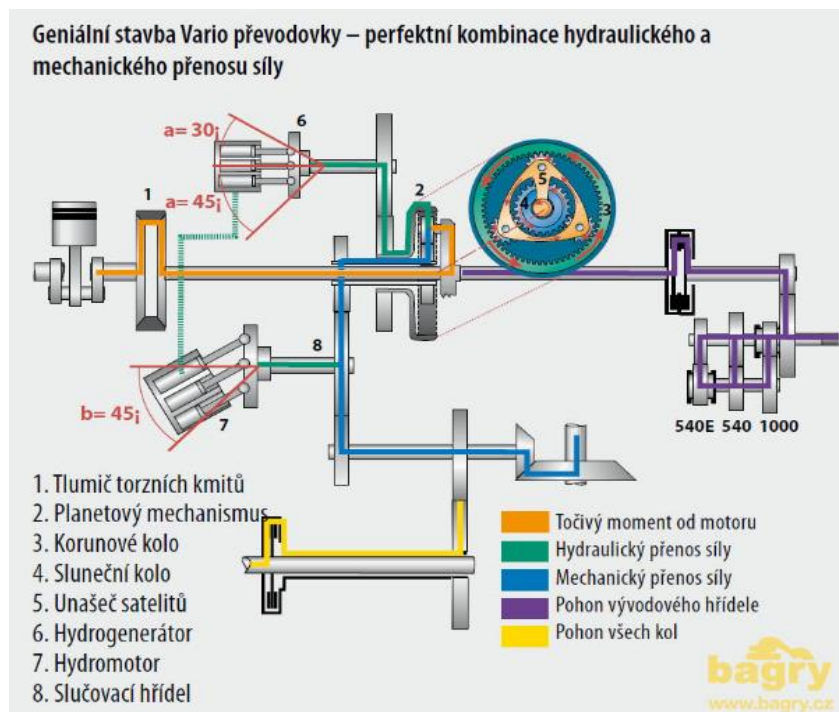
(1)- čerpadlové kolo, (2)- turbínové kolo, (3) – reakční kolo (reaktor), (4)- volnoběžka, (5)- třecí blokovací spojka měniče

7 DIFERENCIÁLNÍ HYDROSTATICKÉ PŘEVODOVKY

Tyto převodovky využívají diferenciální hydrostatickou převodovku založenou na kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu. Jedná se o nejrozšířenější řešení plynulé změny převodového poměru, pomocí změny vytlačovaného objemu kapaliny v některé části hydraulické soustavy, hydrogenerátoru nebo hydromotoru. Změna vytlačovaného objemu kapaliny je prováděná regulací sklonu bloku s písty nebo desky, o kterou se písty opírají. Velikost výkonu přenášeného hydrostatickou je pak rovna součinu tlaku a průtoku kapaliny. V současné době se používá hydrostatika spojená s mechanickým převodem u traktorů s nízkými výkony motoru do 40 koní [6].

7.1 Vario - Fendt

Tato převodovka se někdy také označuje CVT = převodovka s plynule měnitelným převodem, kombinuje hydrostatický a mechanický pohon. Při rozjíždění zabírá hydrostatika, kterou při zvyšování jezdové rychlosti postupně zcela nahradí mechanický pohon [16].

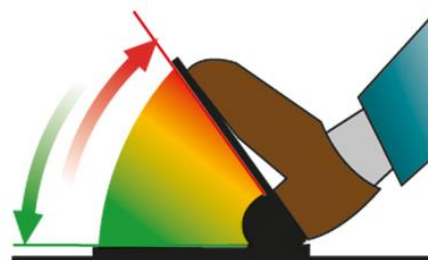


Obr. 23 Princip činnosti převodovky Vario [16]

Výkonem motoru se pohání unášeč satelitů v planetovém mechanismu. Korunovým kolem se pohání hydrogenerátor. Planetové kolo je spojeno s převodovkou přes ozubené kolo. Převodovka je tvořena dvěma hlavními částmi. Hydrostatickým převodníkem zahrnujícím axiální pístový hydromotor, s regulačním rozsahem 0° až 45° a regulačním pístovým hydrogenerátorem, který má rozsah -30° až 45° . Mechanická část převodovky je tvořena planetovým soukolím a skupinovou dvoustupňovou převodovkou. Pomocí ovládací páky nebo pedálem pojezdu je ovládán pojezd traktoru. S pákou (joystickem) se může pohybovat ve čtyřech směrech. Při pohybu vpřed traktor akceleruje, pohybem páky zpět zpomaluje. Pohybem joysticku doleva se aktivuje reverzace, pohybem doprava se aktivuje tempomat. Traktory Fendt využívají systém TMS (Tractor Management System), který umožňuje ovládání převodovky společně s motorem [1].



Obr. 24 Ovládání pomocí páky [12]



Obr. 25 Ovládání pomocí pedálu [12]

7.2 Direct Drive - John Deere

Tento typ převodovek je již řadu let využíván v automobilovém průmyslu např: DSG z koncernu VW. Převodovka nemá žádnou hydrostatickou část pro přenos výkonu, a proto je její účinnost stejně vysoká jako u mechanické převodovky. Dvojspojková převodovka nabízí řazení 24 stupňů, řadí plynule rychlostní stupně bez nutnosti aktivace spojkového pedálu. Řazení je ovládáno buď manuálně pomocí snímačů a malé řadicí páčky, nebo automaticky. Jestliže se páčka stlačí vpravo, rychlostní stupně jsou řazeny automaticky. Nejvyšší rychlost je nastavitelná malým černým točítkem v hlavici řadicí páčky. Převodovka nabízí tři skupiny rychlostí aktivované elektronickým tlačítkem, kdy každá skupina obsahuje osm rychlostních stupňů. Každá z těchto skupin je určena pro specifický typ pracovních operací [13] [21].



Obr. 26 Převodovka DirectDrive [21]



Obr. 27 Ovládání převodovky [13]

Skupina A: Pro těžké práce s pojezdovou rychlostí od 2,7 do 10,8 km/h

Skupina B: Pro práci s vývodovým hřídel. s pojezdovou rychlostí od 5,4 do 21,5 km/h

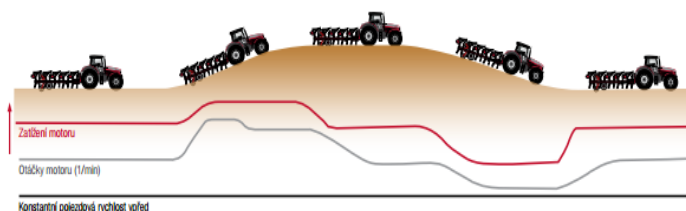
Skupina C: Pro transport s pojezdovou rychlostí od 13,8 do 42 km/h

Pro pohodlnější jízdu po silnici je převodovka vybavena aktivačním tlačítkem označením BC. V tomto režimu pak řadí převodovka nejen rychlosti ve skupině, ale i mezi skupinou B a C. Otáčky motoru při maximální rychlosti 40 km/h jsou pak 1550 min^{-1} [13].

7.3 Dyna-VT - Massey Ferguson

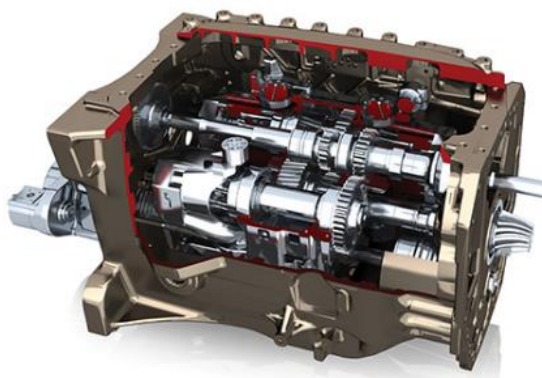
Dyna-VT je jednoduchá na ovládání a snadno zvládá práce při měnících se podmínkách. Není nutné řadit převodové stupně, nedochází k trhavým pohybům, přerušení tahové síly nebo přenosu výkonu. Převodovka Dyna-VT pracuje v režimu ovládání pákou nebo pedálem pro automatickou regulaci otáček motoru podle zatížení traktoru. Ovládání se uskutečňuje pomocí páky Power Control, která zajišťuje přepínání směru jízdy vpřed/vzad i nastavování pojezdové rychlosti. Dynamické řízení traktoru pracuje s převodovkou Dyna-VT v režimu ovládání pákou nebo pedálem pro automatickou regulaci otáček motoru podle zatížení traktoru. Pojezdová rychlost vpřed je udržována při minimálních požadovaných otáčkách motoru. Pracuje v rozsahu otáček $1000 - 2100 \text{ min}^{-1}$ a řidič může upravovat dolní i horní limit v daném rozsahu. Pojezdové rychlosti jsou od 0,03 do 40 km/h. Systém DTM lze aktivovat spouštěcím signálem, například zapnutím vývodového hřídele, aktivováním závěsu nebo hydraulické funkce. Dynamické řízení traktoru (DTM): při měnícím se zatížení

(červená čára) v závislosti na podmínkách bude převodovka Dyna-VT automaticky regulovat otáčky motoru (šedá čára) pro zachování nastavené pojezdové rychlosti vpřed, při minimální spotřebě paliva.



Obr. 28 Diagram funkce DTM systému [19]

Funkce řízení výkonu motoru (EPM) zajišťuje, že traktor bude reagovat automaticky na změnu zatížení a podle toho se bude upravovat dodávka paliva pro získání zvýšeného výkonu tehdy, kdy je zapotřebí. Důmyslný elektronický systém řízení motoru a převodovky je navržen pro obtížné přepravní práce a náročné práce s vývodovým hřídelem [19].



Obr. 29 Převodovka Dyna-VT [19]

8 ELEKTROHYDRAULICKÉ SYSTÉMY (EHS) TRAKTORŮ

Moderní traktory jsou obvykle vybaveny hydraulickými systémy, ovládanými pomocí elektronického zařízení. Hydraulické systémy se rozdělují na dva okruhy vnější a vnitřní. Vnitřní okruh je určen pro ovládání tříbodového závěsu, tento okruh se také označuje jako regulační hydraulika. Vnější okruh pohání hydraulické systémy na připojených strojích. V zadní části traktoru případně v přední části jsou umístěné rychlospojky sloužící k připojení vnějších hydraulických okruhů. Mechanicky ovládaný systém tříbodového závěsu (TBZ), je dnes nahrazen elektrohydraulickým regulačním systémem (EHR). Funkce systému EHR má za úkol ovládání funkcí (změna výškové polohy na souvrati, nastavení maximální výšky zdvihu, rychlost zahloubení), dále slouží i k automatickému ovládání tříbodového závěsu při práci soupravy. Tato regulace se provádí na základě údajů z příslušných snímačů. Traktory jsou vybavenými různými druhy regulací:

- Polohová regulace – udržuje konstantní polohu nářadí
- Silová regulace – cílem silové regulace je dosáhnout konstantní síly mezi traktorem a připojeným strojem
- Smíšená regulace – současně je v činnosti silová i polohová regulace
- Regulace mezního prokluzu – při překročení nastavené meze prokluzu dojde k přizvednutí nářadí
- Tlaková regulace – ve zvedacích válcích ramen zvedacího ústrojí je udržován obsluhou nastavený tlak

Traktory jsou vybaveny základními druhy regulace, jako je polohová, silová a smíšená regulace. Způsob ovládání elektrohydraulické regulace má výrazný vliv na tahové vlastnosti traktoru, množství spotřebovaného paliva, výkonnost soupravy a kvalitu vykonané práce. Pro snižování energetické náročnosti pracovní soupravy je nutné využívat potenciálu nastavení regulační hydrauliky pro daný typ traktoru a druh práce [4] [1].

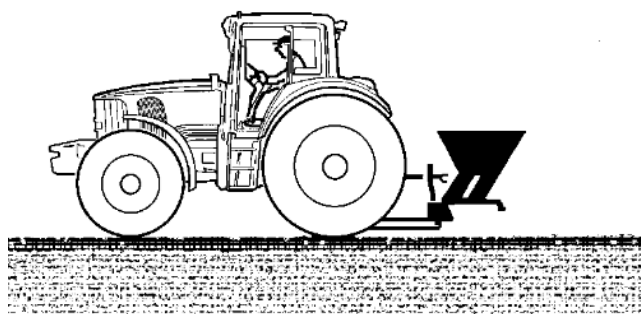


Obr. 30 Ovládání regulační hydrauliky od firmy Bosch [1]:

a) 100% silová regulace, b) 50% silová regulace, 50% polohová regulace, c) 100% polohová regulace

8.1 Polohová regulace

V případě použití systému polohové regulace EHR, se spustí příslušný snímač k určení polohy ramene zvedacího ústrojí. Při změně nastavení polohy ramene, je signál poslán do řídicí jednotky EHR, kde je vyhodnocen. V jednotce je umístěn řízený rozvaděč, který mění polohu ramene v závislosti na poloze nastavené obsluhou. Tato regulace slouží k udržování konstantní polohy ramene, a s tím související výšku neseného stroje nad zemí či konstantní hloubku při orby. Při orbě se může projevit nevýhoda polohové regulace. Při zvýšení tahového odporu soupravy nedojde k přizvednutí pluhu, a tím snížení odporu od pluhu, následnému dotížení kol zadní nápravy traktoru a snížení prokluzu kol [4].

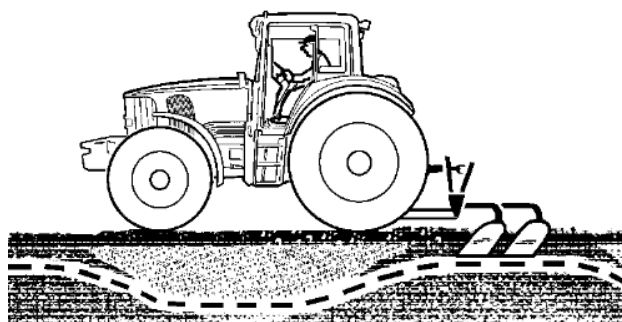


Obr. 31 Polohová regulace [15]

8.2 Silová regulace

Silová regulace má za úkol na rozdíl od polohové regulace udržovat konstantní tahovou sílu pracovní soupravy. Z příslušných snímačů tahové síly je poslán signál do řídicí jednotky EHR. Jednotka signál vyhodnotí a připojený stroj v závislosti na nárůstu či poklesu tahové síly přizvedne nahoru nebo spustí dolů. Tento způsob regulace způsobuje změnu výškové polohy nářadí s proměnlivým odporem. Princip této regulace

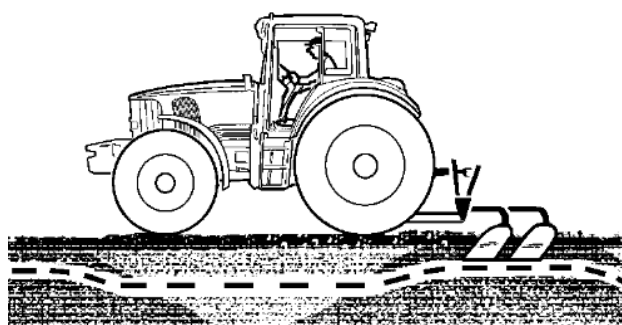
spočívá v neustálé změně polohy přípojného stoje v závislosti udržování stabilního tahového odporu s cílem maximálního využití síly na hnacích kolech. Silová regulace vede tedy ke snížení hodnoty prokluzu a zlepšení tahových vlastností pracovní soupravy [4].



Obr. 32 Silová regulace [15]

8.3 Smíšená regulace

V rámci smíšené regulace jsou současně aktivovány dvě regulace, jedná se o polohovou a silovou. Při aktivaci smíšené regulace může být silová regulace částečně omezována regulací polohovou, což má za následek menší vyhloubení nebo zahloubení při současném odporu půdy. Na panelu regulace může obsluha traktoru ovlivňovat míru nastavení polohy závěsu. U některých traktorů lze nastavit procentuální podíl regulace, např. 50/50 nebo 80/20 (silová/polohová regulace) [4].



Obr. 33 Smíšená regulace [15]

8.4 Regulace mezního prokluzu

Tuto regulaci mají především ve výbavě traktory s vyššími výkony motoru. Hodnotu mezního prokluzu nastaví obsluha na panelu regulací. V případě vyššího prokluzu pracovní soupravy přizvedne řídicí jednotka pomocí rozvaděče náradí. Pokud vykazuje souprava během práce vyšší prokluz, řídicí jednotka EHR pomocí rozvaděče přizvedne náradí. Přizvednutím náradí dojde k zvýšení dotížení traktoru, snížení hodnoty tahového odporu a prokluzu. Tato regulace je ovlivňována změnou trakčních podmínek, změna tahové síly regulaci neovlivňuje. Tímto se zajišťují správné funkce regulace i za působení podmínek, při kterých se hodnota půdního odporu nemění, ale zvyšuje se hodnota prokluzu např. při vlivu velké koncentrace zbytků po sklizni na povrchu půdy. Pro správnou funkci této regulace, musí být na traktoru umístěny senzory pro určení mezního. Pomocí radarových snímačů, lze určit skutečná a teoretická rychlost soupravy. Z radarových snímačů je následně vypočtena hodnota prokluzu [4].

8.5 Tlaková regulace

Největší význam má tato regulace při používání přípojných strojů, které jsou vybaveny opěrnými koly. V tomto případě je traktor méně dotěžován, protože velká část hmotnosti připojeného stroje je přenášena na opěrná kola. Princip činnosti tlakové regulace tedy spočívá v udržování tlaku ve válci třibodového závěsu (TZB). Tímto dochází k přenášení části silových účinků na traktor, tato změna se projevuje snižováním prokluzu a zvyšování tahového výkonu a s tím související snížení tahového výkonu i snížení spotřeby paliva [4].

Mezi nejnáročnější časové a energetické operace patří zpracování půdy, zvláště pak orba. Při orbě se spotřebovává velké množství paliva a také se zvyšují nároky na tahové vlastnosti traktoru. V případě orby má tedy velký vliv nastavení regulací na množství spotřebovaného paliva a výkonnost soupravy [4].

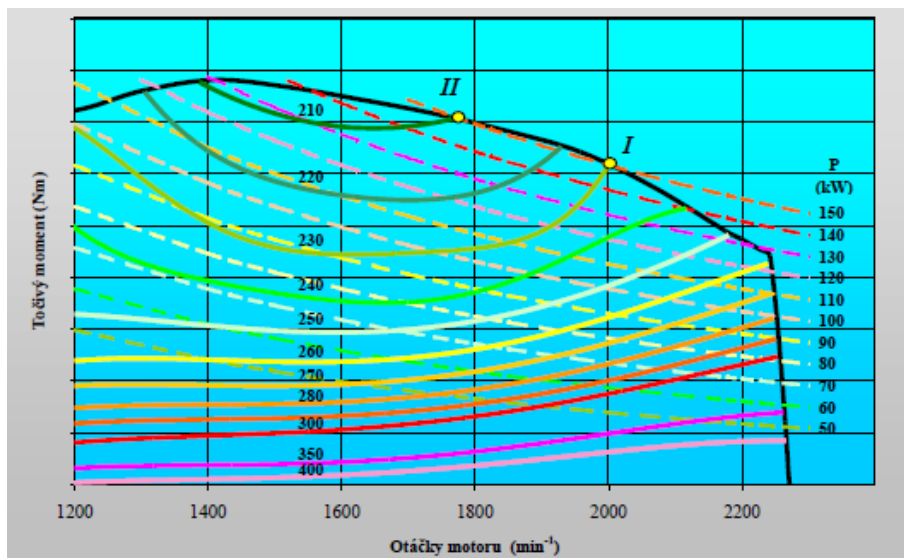
9 EKONOMIKA PRÁCE SPALOVACÍHO MOTORU

Velmi podstatnou částí z celkových provozních nákladů při práci je spotřeba paliva. Traktorové spalovací motory lze snadno regulovat v oblasti režimů s rozdílem otáček, točivého momentu a měrné spotřeby. Výhoda dnešních traktorových motorů spočívá ve vysokém převýšení točivého momentu při širokém spektru otáček, přitom motor stále vykazuje konstantní výkon. Tyto vlastnosti se dají u traktorového spalovacího motoru použít v praxi tak, že obsluha nastaví tzv. ekonomický režim. V tomto režimu motor pracuje s vysokou účinností a s nízkou měrnou spotřebou, aby byla zajištěna ekonomika provozu motoru, musíme znát podrobné informace o provozních režimech spalovacího motoru. Potřebné informace lze získat z úplné otáčkové charakteristiky viz. Obr. 34. Z této charakteristiky lze určit parametry (točivý moment, měrná spotřeba, otáčky a výkon) pro jakýkoliv režim motoru. Tyto hodnoty slouží ke stanovení hodinové spotřeby paliva ze vztahu:

$$M_{ph} = \frac{P_e \cdot m_{pe}}{\rho_p} \cdot 10^{-3} \quad [l \cdot h^{-1}] \quad (9.1)$$

Kde: M_{ph} – hodinová spotřeba paliva [$l \cdot h^{-1}$]
 P_e – efektivní výkon motoru [kW]
 m_{pe} – efektivní měrná spotřeba paliva [$g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$]
 ρ_p – měrná hmotnost paliva [$kg \cdot l^{-1}$]

Pokud známe cenu paliva, potom lze jednoduše z tohoto vztahu vypočítat provozní náklady motoru na spotřebované palivo. S rostoucí tendencí ceny ropy lze do budoucna předpokládat růst ceny motorové nafty. Náklady na nákup pohonných hmot tvoří největší podíl provozních nákladů. V následujícím příkladu je popsána možnost jak, při tahovém výkonu traktorové soupravy snížit spotřebu motorové nafty [5].



Obr. 34 Úplná otáčková charakteristika traktorového motoru [5]

Obr. 34 popisuje křivku točivého momentu s plnou dávkou paliva, na křivce jsou body označené I a II. Z otáčkové charakteristiky lze zjistit, že motor pracuje v těchto bodech se stejným výkonem 150 kW. Měrná spotřeba traktorového spalovacího motoru je rozdílná, v bodě I je $230 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ a v bodě II je měrná spotřeba $210 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$. V bodech I a II spotřebovává motor na hodinu práce následující množství motorové nafty:

I:

$$M_{\text{ph}} = \frac{150 \cdot 230}{0,830} \cdot 10^{-3} = 41,6 \text{ [l.h}^{-1}] \quad (9.2)$$

II:

$$M_{\text{ph}} = \frac{150 \cdot 210}{0,830} \cdot 10^{-3} = 37,9 \text{ [l.h}^{-1}] \quad (9.3)$$

Rozdíl v hodinové spotřebě paliva činí $3,7 \text{ l.h}^{-1}$. Při aktuální ceně nafty 31 Kč za litr je rozdíl v nákladech:

$$N_{\text{ph}} = 3,7 \cdot 31 = 115 \text{ [Kč.h}^{-1}]$$

Uvedený motor v příkladu pracuje v obou režimech s výkonem 150 kW, ale rozdílném režimu otáček. Režimu I, jako neekonomický, s prací motoru při otáčkách 2000 min^{-1} , režim II, jako ekonomický s prací motoru, při otáčkách 1770 min^{-1} [5].

Z uvedeného příkladu vyplývá důležitost dosažení ekonomického režimu motoru v rámci úspory provozních nákladů na traktor. K provozu traktoru v ekonomické oblasti otáček musí být vybaven:

- ▶ motorem s převýšením točivého momentu 40% a více
- ▶ převodovkou s
 - násobičem točivého momentu
 - řazením všech stupňů pod zatížením (Powershift)
 - plynulou změnou převodových poměrů (CVT)

Důležitá podmínka, která musí být splněna pro provozování traktoru v ekonomické oblasti otáček je zatížení motoru. Rychlost traktorové soupravy musí ovšem odpovídat potřebám k provádění agrotechnické operaci.

Při nesplnění některé z podmínek je velmi těžké splnit, aby se motor traktoru dostal nebo pracoval v ekonomické oblasti otáček. Pokud lze obsluha využívat ekonomický potenciál motoru musí se pohybovat v oblasti otáček kolem 1750 min^{-1} . Obsluha musí při tahové práci soupravy nastavit na motoru plnou dávku paliva a řazením převodových stupňů zatížit motor tak, aby jeho otáčky klesly na požadovanou hodnotu. Úprava otáček neprobíhá pomocí změny dodávky paliva, ale nastává nutnost změny zatížení řazením převodových stupňů pod zatížením nebo plynulou změnou převodového poměru. Volba ekonomického režimu otáček souvisí s velikostí a kolísáním pracovního odporu. Při velkém kolísání odporu, se volí otáčky motoru vyšší, tak aby motor mohl pracovat s vyšší rezervou točivého momentu. Nižší rezerva momentu a nižší otáčky se volí v případě práce s nízkým kolísáním odporu [5].

Udržování motoru v oblasti ekonomického režimu, s měnícím se zatížením, klade velký důraz na pozornost obsluhy. Neustálá soustředěnost vede k únavě a obsluha není schopna v ekonomickém režimu pracovat po celou směnu. Z tohoto důvodu jsou moderní traktory vybaveny automatickým řazením, které má možnost nastavení režimu, ve kterém má motor pracovat. Automatické řazení s elektronikou zajistí při měnícím se zatížení práci v ekonomickém režimu motoru.

Maximální otáčky lze u traktorových spalovacích motorů omezovat elektronicky. V tomto případě elektronika motoru nedovoluje překročení hodnoty maximálních otáček, které byly nastaveny. Změna otáček se provádí změnou dodávky paliva. Pokud se sníží zatížení motoru, otáčky narůstají, při dosažení nastavené hodnoty, elektronika sníží množství dávky paliva a nadále udržuje nastavené otáčky [5].

9.1 Vliv zatížení traktoru na ekonomiku práce motoru

Traktorové motory vyšších výkonových tříd mohou dosáhnout převýšení točivého momentu kolem 45 %. Toto převýšení obsluze umožňuje pracovat v širokém rozsahu otáček, při kterých se výkon motoru téměř nemění. Uživatel si může zvolit režim spalovacího motoru, který se blíží jmenovitým otáčkám. Motor má tedy dostatečnou rezervu výkonu, uživatel nemusí soustředit na řazení a nemusí se také zabývat správnou volbou regulačního systému. Práce spalovacího motoru při využívání vyšších otáček je neekonomická a velmi se promítne ve vyšší spotřebě motorové nafty. Uživatel, který využívá technické prostředky, kterými je traktor vybaven, dokáže spalovací motor zatížit i tak, že pracuje v ekonomické oblasti otáček. Toto tvrzení je doloženo u následného praktického měření orební soupravy [5].

10 POLNÍ MĚŘENÍ VYBRANÉ OREBNÍ SOUPRAVY

Orba je způsob úpravy zemědělské půdy taženým pluhem, který svým ostřím odřezává široký pruh zeminy. Tento pruh zeminy tzv. skýba, pak najíždí na spirálové otočenou ohrnovací desku, postupně se staví, až se nakonec obrátí o 180°. Účelem je rozrušit a provzdušnit její povrch do hloubky, zapravit (zaorat) její posklizňové zbytky a zamezit růstu plevelů (Konupčík, 1979).

Pro účely vybrané agrotechnické operace byla použita souprava složená z traktoru John Deere 8220 a sedmiradličného otočného pluhu KVERNELAD PN 100. Měření u této soupravy spočívalo v hodnocení energetické náročnosti stroje při odlišném spektru otáček.



Obr. 35 Pracovní souprava traktoru JD 8220 s sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100

10.1 Technická charakteristika traktorové soupravy

Traktor John Deere 8220



Obr. 36 Traktor John Deere 8220

- Výrobce: JOHN DEERE TRACTOR WORKS, USA
- Motor: řadový šestiválec, přeplňovaný turbodmychadlem o zdvihovém objemu 8,1 litrů, dva ventily na válec, vstřikování paliva je elektronické, vysokotlaké
- Výkon: 164 kW (220 k)/ 2200 ot/min
- Převodové ústrojí: 16+4R řazení pod zatížením s hydraulickým ovládáním spojkových kotoučů
- Přední pneumatiky: MITAS 600/65 R28
- Zadní pneumatiky: MICHELIN 710/70 R38
- Hmotnost: 9800 kg
- Rok výroby: 2004
- Počet motohodin: 7823,3

Sedmiradličný otočný pluh KVERNELAND PN 100

- Výrobce: KVERNELAND KLEPP AS, NORWAY
- Počet orebních těles: 7
- Záběr jedné radlice: 35/40/45 cm
- Max. pracovní hloubka: 28 cm
- Vzdálenost těles: 100 cm
- Světlost rámu: 70/75 cm
- Jištění orebních těles: pružinové
- Hmotnost: 3360 kg
- Rok výroby: 2012



Obr. 37 Sedmiradličný otočný pluh KVERNELAND PN 100

10.2 Podmínky měření

Měření bylo provedeno ve dnech 3.-5. 9. 2016 na pozemcích zemědělského podniku AGRO Záblatí a.s., na parcele „Dlouhé hony“, v katastru obce Osová Bítýška, která je položena v nadmořské výšce cca 530 m. n. m. Na pozemku byl sklizen ozimý ječmen. Měření probíhalo na nepodmítnutém strništi. Druh půdy byl určen jako písčitohlinitá hnědozem, při měření bylo odebráno, každý den šest vzorků půdy pro stanovení hmotnostní vlhkosti. Odebrané vzorky byly zváženy, následně vysušeny při teplotě 105°C do stálé hmotnosti a opět zváženy.

Hmotnostní vlhkost w byla počítána ze vzorce:

$$w = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \times 100 \quad [\%] \quad (10.1)$$

m_1 – hmotnost vzorku před vysušením [kg]

m_2 – hmotnost vzorků po vysušení [kg]

Odebrané vzorky půdy do hloubky 20 cm vykazovaly průměrnou hmotnostní vlhkost 15,4 %. Při měření byla teplota okolního vzduchu průměrně 24 °C.



Obr. 38 Zobrazení místa měřené plochy

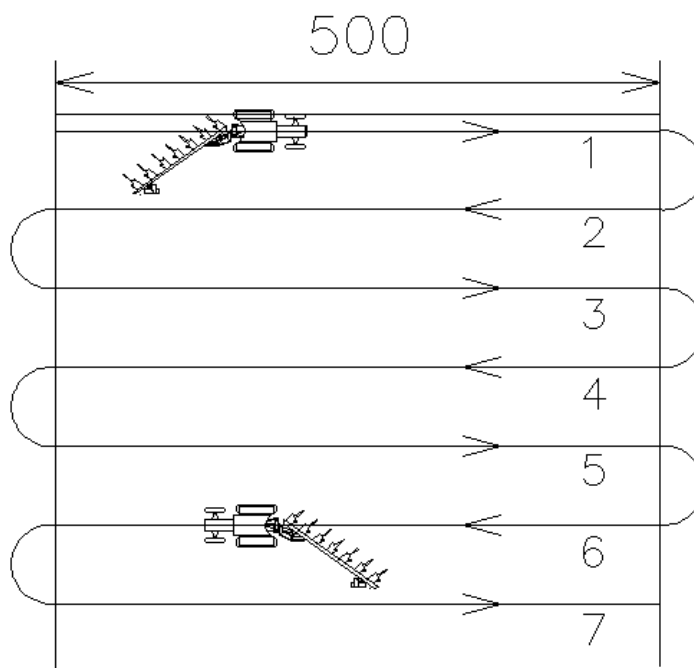
10.3 Metodika měření

Nejprve bylo provedeno vytyčení měřených úseků pomocí kolíků. Po příjezdu pracovní traktorové soupravy na místo byla zorána souvratí podle vytyčené trasy. Vznikly dvě rovnoběžné přímky od sebe vzdálené 500 m, mezi nimiž probíhalo zpracování půdy. Po zorání obou souvratí byla souprava postavena na první souvratě, palivo bylo doplněno po horní okraj palivové nádrže a následně byl pluh seřízen na hloubku orby 18 cm a pracovní záběr pluhu 2,9 metrů, regulační hydraulika traktoru byla nastavena v poměru 70% polohová regulace ku 30% silové regulace. Po rozjetí soupravy (uvedení soupravy do provozu) a protnutí první linie byl sedmiradličný pluh zahlouben do půdy a zároveň byl spuštěn odpočet času na stopkách. Při měření bylo sledováno zatížení motoru na výkonnostní a energetické parametry pracovní soupravy. První soubor měření byl realizován v ekonomickém režimu práce motoru při otáčkách 1600 – 1800 min⁻¹. Po celou dobu měření traktor pracoval na plnou dávku paliva, snížení otáček na požadovanou oblast bylo prováděno včasným řazením převodových stupňů v závislosti na půdních podmínkách. Při protnutí druhé linie byl radličkový pluh vyhlouben z půdy.



Obr. 39 Měření hloubky brázdy

V tomto okamžiku bylo zastaveno odpočítávání času, který měřil orbu ve vzdálenosti 500 m, a bylo aktivováno odpočítávání času potřebného na otočení traktorové soupravy. Čas se odpočítával do doby, kdy došlo k protnutí druhé linie a pluh byl opět zahlouben do půdy, od toho okamžiku začalo znovu měření potřebného času na jízdu soupravy.



Obr. 40 Měření jednoho úseku

Měření jednoho úseku obsahovalo 7 pracovních jízd a 6 otočení traktorové soupravy. Po překročení linie v poslední pracovní jízdě následovalo otočení soupravy a byla postavena znovu před zoranou souvratí. Po vypnutí motoru traktoru, zapsání naměřených jízdních časů a časů otočení do tabulky (tab. 1), proběhlo změření spotřebovaného množství paliva. Toto měření bylo prováděno tak, že z přistaveného sudu se pomocí čerpadla naplnil odměrný válec o objemu 1000 ml, který se nalil do nádrže traktoru a do tabulky byl zapsán údaj o množství nalitého paliva. Tento postup pokračoval do té doby, než byla palivová nádrž plná po horní měřený okraj. V dosažení horního měřeného bodu se s traktorem „cuklo“, díky tomu byly eliminovány vzduchové bubliny v palivové nádrži. Po dolití potřebného množství paliva a jeho zapsání do tabulky následoval druhý soubor měření.

V druhém souboru měření byl motor traktoru udržován v oblasti otáček 1800 – 2100 min⁻¹. Motor, který pracuje v této oblasti otáček, má větší rezervu točivého momentu. Postup druhého měření byl stejný jako v prvním měření.

Po zapsání hodnot proběhlo plnění palivové nádrže pomocí odměrného válce a odměrné konve o objemu 5000 ml.



Obr. 41 Plnění paliva pomocí odměrné konve

V každém rozsahu otáček motoru byly provedeny tři měření, z důvodu předejití vlivu různých půdních podmínek. Po dokončení jednotlivých měřených úseku byla změřená hloubka orby (obr. 39). Nakonec proběhlo odebrání vzorku půdy pro určení hmotnostní vlhkosti na různých místech měřené parcely.



Obr. 42 Pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličním otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

10.4 Použité měřené parametry a výpočetní vztahy

10.4.1 Sledované parametry soupravy

- **Hloubka orby**

Při orbě jednotlivého úseku bylo provedeno měření hloubky zorané brázdy. Vzhledem k různým naměřeným hodnotám hloubky orby ze všech úseku byl vypočten průměr.

- **Pracovní záběr**

Měření šířky záběru pluhu probíhalo při každé orbě jednotlivého úseku. Jeho pracovní záběr byl téměř neměnný, proto nebude ovlivňovat následné výpočty.

- **Jízdní časy**

Časy jednotlivých pracovních jízd a otáčení traktorové soupravy byly měřeny pomocí stopovacího zařízení s přesností 0,01 s.

- **Otáčky motoru**

Zapisování hodnot pracovních otáček motoru probíhalo z digitálního displeje v traktorové kabině.

- **Množství spotřebovaného paliva**

Měřeno pomocí odměrného válce a konve.

10.4.2 Počítané parametry soupravy

- **Operativní čas**

Součet času hlavního (pracovní jízda) a času potřebného k otáčení soupravy na souvratích:

$$T_{02} = T_1 + T_{21} \quad [\text{h}] \quad (10.2)$$

T_1 – hlavní čas [h]

T_{21} – čas otáčení soupravy [h]

- **Množství spotřebovaného paliva na otočení**

Vztah pro výpočet je určen jako součin hodinové spotřeby soupravy a času potřebného na otáčení. Spotřeba soupravy byla určena měřením traktorové soupravy při jízdě bez zapuštěného nářadí (pluhu):

$$Q_{ot.} = Q_{h,o} \times T_{21} \quad [\text{l}] \quad (10.3)$$

$Q_{h,o}$ – hodinová spotřeba soupravy [$\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$]

T_{21} – čas otáčení soupravy [h]

- **Zpracovaná plocha**

Vztah je určen ze součinu celkové vzdálenosti ujetých pracovních jízd a šířky záběru pracovního nářadí:

$$S = s \times B \quad [\text{m}^2] \quad (10.4)$$

s – ujetá vzdálenost [m]

B – šířka záběru pracovního nářadí [m]

- **Operativní výkonnost**

Je dána velikostí zorané plochy za celkový čas soupravy (pracovní jízda a čas otočení). Vypočte se jako podíl zpracované plochy a času operativního.

$$W_{02} = \frac{S}{T_{02}} \quad [\text{ha.h}^{-1}] \quad (10.5)$$

S – zpracovaná plocha [ha]

T₀₂ – čas operativní [h]

- **Efektivní výkonnost**

Velikost zorané plochy a čas pracovní jízdy soupravy. Je dána podílem zpracované plochy a času jízdy bez otáčení.

$$W_1 = \frac{S}{T_1} \quad [\text{ha.h}^{-1}] \quad (10.6)$$

S – zpracovaná plocha [ha]

T₁ – čas hlavní [h]

- **Efektivní spotřeba**

Množství paliva spotřebovaného na zpracování určené plochy bez otáčení soupravy. Je dána podílem spotřebovaného paliva při hlavní práci bez vedlejších operací a zorané plochy.

$$Q_{ha,e} = \frac{Q_{celk.} - Q_{ot.}}{S} \quad [\text{l.ha}^{-1}] \quad (10.7)$$

Q_{celk.} – množství spotřebovaného paliva za celou dobu jednoho měření [l]

Q_{ot.} – množství spotřebovaného paliva při otáčení [l]

S – obdělaná plocha [ha]

- **Operativní spotřeba**

Množství paliva spotřebovaného na zpracování určené plochy včetně otáčení soupravy. Je dána podílem spotřebovaného paliva při celkové práci a zorané plochy.

$$Q_{ha,o} = \frac{Q_{celk.}}{S} \quad [l \cdot ha^{-1}] \quad (10.8)$$

$Q_{celk.}$ – množství spotřebovaného paliva za celou dobu jednoho měření [l]

S – obdělaná plocha [ha]

- **Pracovní rychlost**

Průměrná rychlost traktorové soupravy, kterou má při orbě parcely. Vypočtena ze vztahu, který je dán podílem ujeté vzdálenosti a hlavního času.

$$v = \frac{s}{T_1} \quad [km \cdot h^{-1}] \quad (10.9)$$

s – ujetá vzdálenost [km]

T_1 – čas hlavní [h]

11 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT A VYPOČÍTANÝCH PARAMETRŮ PŘI ORBĚ

11.1 Naměřené hodnoty a vypočítané parametry polního měření

Základní hodnoty, které byly naměřeny při polním měření, jsou zapsány v tabulkách, které jsou v příloze. Vypočítané základní hodnoty jsou uvedené v tabulce (tab. 1), ve které jsou uvedeny naměřené hodnoty operativního času, hlavního času a času potřebného k otáčení dále velikost zpracované plochy, otáčky motoru, spotřeba (pracovní, otáčení). Z naměřených hodnot byly dále vypočítané parametry uvedené v tabulce (tab. 2). V této tabulce je zaznamenána efektivní a operativní spotřeba, efektivní a operativní výkonnost a pracovní rychlost soupravy. Pro větší přehlednost jsou hodnoty vyneseny do sloupcových grafů obr. 43, 44, 45, 46.

Tab. 1 Tabulka naměřených hodnot pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

Číslo měření	Čas			Spotřeba		Otáčky motoru [min ⁻¹]
	Operat	Otáčení	Hlavní	Pracovní	Otačení	
	$\sum T_{o2}$	$\sum T_{21}$	$\sum T_1$	$\sum Q_{celk}$	$\sum Q_{ot.}$	
	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[l]	[l]	
1=A	22:49:00	1:42	21:07:00	13,93	0,41	1600 - 1800
2=B	26:30:00	1:43	24:47:00	14,74	0,41	1800 - 2100
3=A	22:25:00	1:41	20:44:00	13,41	0,40	1600 - 1800
4=B	27:27:00	1:54	25:33:00	15,12	0,45	1800 - 2100
5=A	23:19:00	1:38	21:41:00	14,05	0,39	1600 - 1800
6=B	27:07:00	1:49	25:18:00	14,98	0,43	1800 - 2100

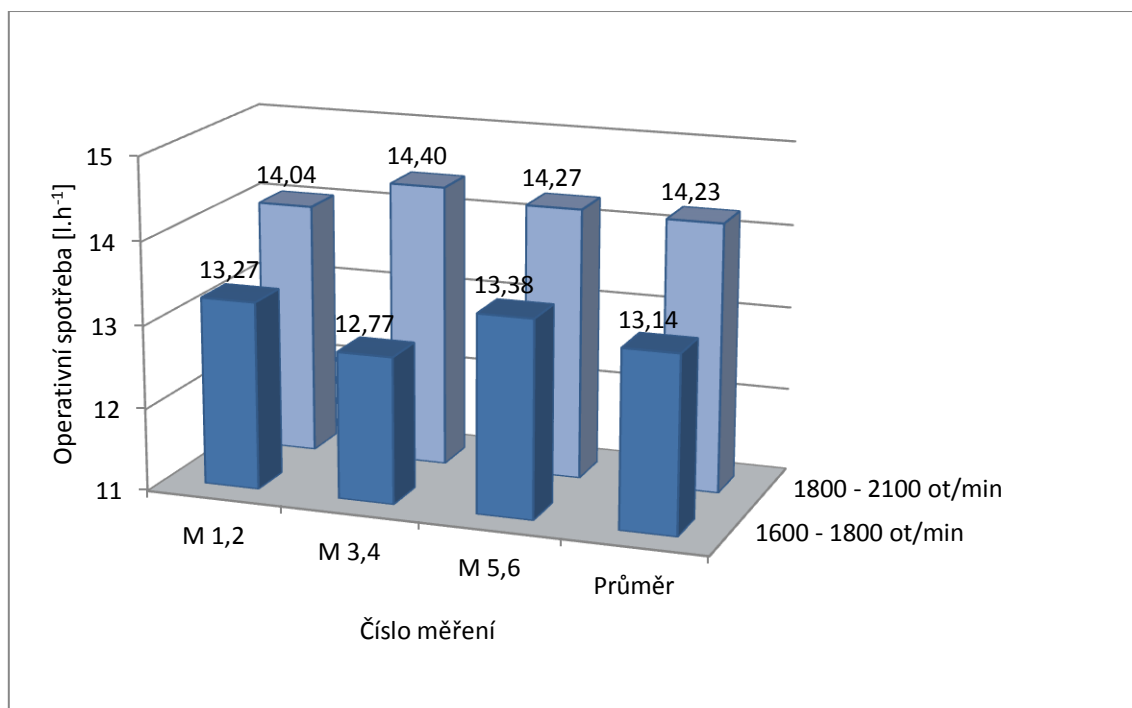
Tab. 2 Tabulka vypočítaných hodnot pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným radličkovým pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

Číslo měření	Spotřeba		Výkonnost		Pracovní rychlost v [km.h ⁻¹]	Otáčky motoru [min ⁻¹]
	efektivní	operativní	efektivní	operativní		
	Q.ha.e	Q.ha.o	W1	W02		
	[l.h ⁻¹]	[l.h ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]		
1=A	12,89	13,27	3,00	2,76	9,99	1600 - 1800
2=B	13,65	14,04	2,54	2,38	8,47	1800 - 2100
3=A	12,39	12,77	3,04	2,81	10,13	1600 - 1800
4=B	13,97	14,40	2,47	2,30	8,22	1800 - 2100
5=A	13,01	13,38	2,91	2,70	9,68	1600 - 1800
6=B	13,86	14,27	2,49	2,32	8,30	1800 - 2100

11.2 Hodnocení energetických parametrů měřené soupravy

Hodnocení operativní spotřeby

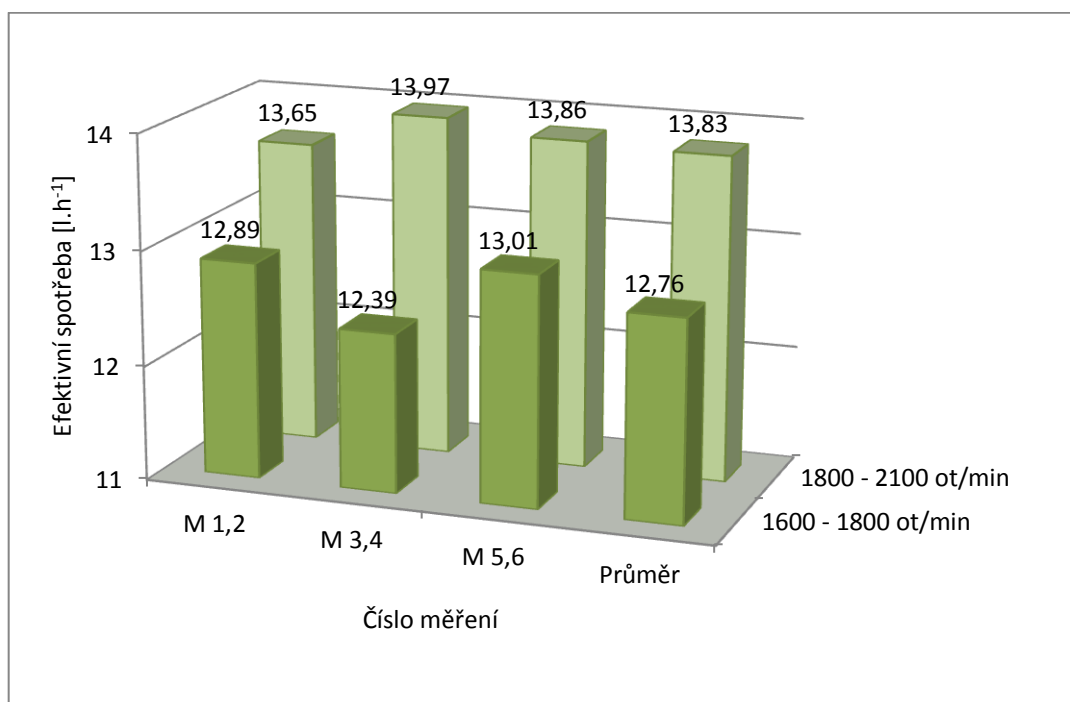
Operativní spotřeba pohonných hmot pracovní soupravy je graficky znázorněna na obr. 43. V grafu jsou zaznamenány pracovní režimy A ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$) a B ($1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$). Nejnižší operativní spotřeba pracovní soupravy byla hodnota $12,77 \text{ l.h}^{-1}$ zaznamenaná v třetím měření, ve kterém motor traktoru pracoval v první oblasti otáček $1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$, tato oblast dosahuje průměrná hodnota spotřeby $13,14 \text{ l.h}^{-1}$. Nejvyšší operativní spotřeba pracovní soupravy byla hodnota $14,40 \text{ l.h}^{-1}$ zaznamenaná ve čtvrtém měření, při tomto měření se otáčky motoru pohybovaly ve druhé oblasti otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$, průměrná hodnota spotřeby v této oblasti otáček byl $14,23 \text{ l.h}^{-1}$. Z průměrných hodnot operativní spotřeby různých pracovních režimů motoru, lze zjistit rozdíl, který činí $1,09 \text{ l.h}^{-1}$, což představuje o 7,6 % menší průměrnou spotřebu v oblasti nižších otáček. V uvedeném měření byla udržována ekonomická oblast práce motoru ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$), režim byl zajišťován manuálním řazením převodových stupňů při plné dávce paliva. Při práci v tomto režimu se zvyšují nároky na pozornost uživatele.



Obr. 43 Grafické znázornění operativní spotřeby pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradičným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

Hodnocení efektivní spotřeby

Efektivní spotřeba pohonných hmot pracovní soupravy je graficky znázorněna na obr. 44. Nejnižší efektivní spotřeba pracovní soupravy byla hodnota $12,39 \text{ l.h}^{-1}$ zaznamenána v třetím měření, ve kterém motor traktoru pracoval v první oblasti otáček $1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$, v této oblasti dosahuje průměrná hodnota spotřeby $12,76 \text{ l.h}^{-1}$. Nejvyšší efektivní spotřeba pracovní soupravy byla hodnota $13,97 \text{ l.h}^{-1}$ zaznamenána ve čtvrtém měření, při tomto měření se otáčky motoru pohybovaly ve druhé oblasti otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$, průměrná hodnota spotřeby v této oblasti otáček byl $13,83 \text{ l.h}^{-1}$. Z průměrných hodnot efektivní spotřeby různých pracovních režimů motoru, lze zjistit rozdíl, který činí $1,07 \text{ l.h}^{-1}$, což představuje o 7,7 % menší průměrnou spotřebu v oblasti nižších otáček.

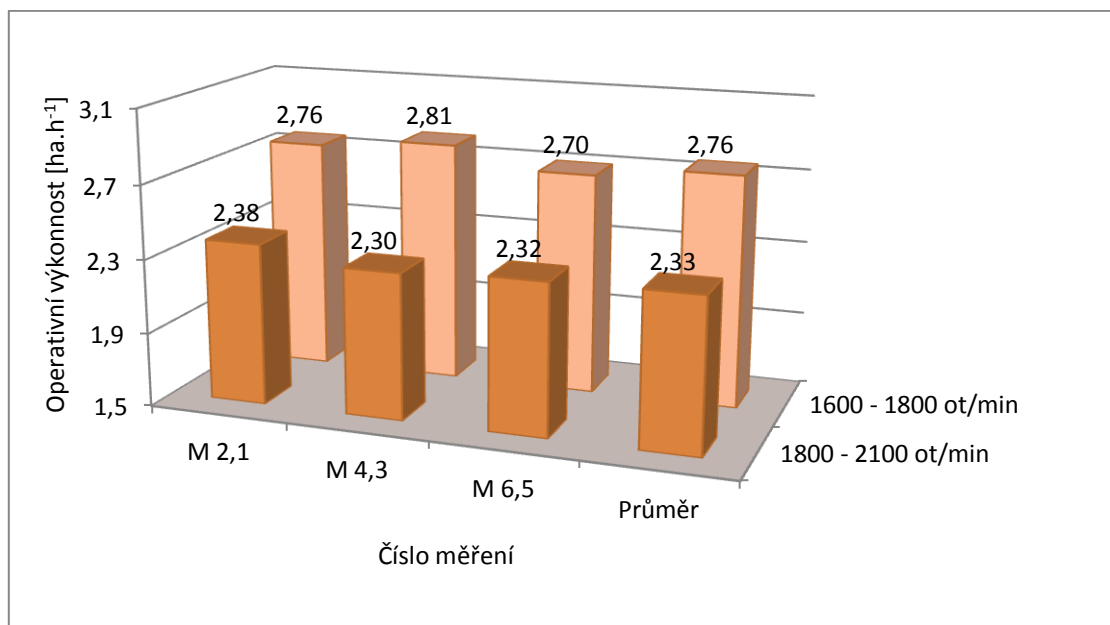


Obr. 44 Grafické znázornění efektivní spotřeby pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

11.3 Hodnocení výkonnostních parametrů měřené soupravy

Hodnocení operativní výkonnosti

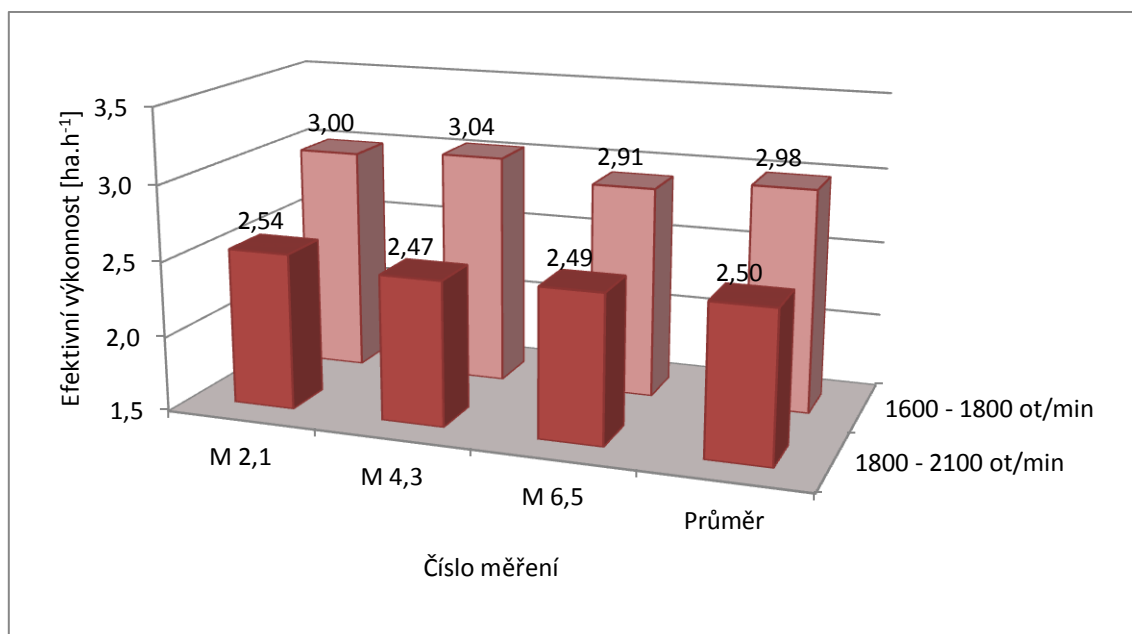
Operativní výkonnost pracovní soupravy je graficky znázorněna na obr. 45. Nejnižší operativní výkonnost pracovní soupravy byla zaznamenána hodnota $2,30 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ v čtvrtém měření, ve kterém motor traktoru pracoval v první oblasti otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$, v této oblasti dosahuje průměrná hodnota výkonnosti $2,33 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Nejvyšší operativní výkonnost pracovní soupravy byla zaznamenána hodnota $2,81 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ ve třetím měření, při tomto měření se otáčky motoru pohybovaly ve druhé oblasti otáček $1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$, průměrná hodnota operativní výkonnosti v této oblasti otáček byla $2,76 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Z průměrných hodnot operativní výkonnosti různých pracovních režimů motoru, lze zjistit rozdíl, který činí $0,43 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, což představuje o 15,5 % větší průměrnou výkonnost než v oblasti vyšších otáček. Tento rozdíl je důsledek řazení vyššího převodového stupně obsluhou, kvůli udržení otáček v ekonomickém režimu motoru. S tímto režimem souvisí vyšší pojezdová rychlost a zvýšení výkonnosti.



Obr. 45 Grafické znázornění operativní výkonnosti pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

Hodnocení efektivní výkonnosti

Efektivní výkonnost pracovní soupravy je graficky znázorněna na obr. 46. Nejnižší efektivní výkonnost pracovní soupravy byla zaznamenána hodnota $2,47 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ v čtvrtém měření, ve kterém motor traktoru pracoval v první oblasti otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$, v této oblasti dosahuje průměrná hodnota výkonnosti $2,50 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Nejvyšší efektivní výkonnost pracovní soupravy byla zaznamenána hodnota $3,04 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ ve třetím měření, při tomto měření se otáčky motoru pohybovaly ve druhé oblasti otáček $1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$, průměrná hodnota výkonnosti v této oblasti otáček byl $2,98 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Z průměrných hodnot efektivní výkonnosti různých pracovních režimů motoru, lze zjistit rozdíl, který činí $0,48 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, což představuje o 16,1 % větší průměrnou výkonnost než v oblasti vyšších otáček. Tento rozdíl je možný důsledek potřeby delšího času k otočení soupravy na souvrati.



Obr. 46 Grafické znázornění efektivní výkonnosti pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličním otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě

12 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo naměřit a analyzovat energetické a výkonnostní parametry orební soupravy ve dvou různých režimech práce motoru, souprava byla tvořena traktorem John Deere 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orební operaci. Měření bylo uskutečněno v podmínkách zemědělského podniku, AGRO Záblatí a.s., který obhospodařuje 1840 ha zemědělské půdy.

Výsledky terénního měření jsou ve prospěch udržování otáček motoru v ekonomickém režimu otáček 1600-1800 min⁻¹ oproti režimu otáček v oblasti 1800 – 2100 min⁻¹ v rámci výkonnosti a spotřeby paliva u pracovní soupravy. V kapitole 11 je hodnocení operativní a efektivní výkonnosti a spotřeba paliva popsáno blíže. V zemědělské praxi při orbě je větší důraz kladen na operativní výkonnost a spotřebu. Z hodnocení operativní výkonnosti pracovní soupravy v ekonomickém režimu otáček lze zjistit rozdíl, který činí 0,43 ha.h⁻¹, což představuje o 15,5 % větší průměrnou výkonnost než v oblasti vyšších otáček. Zvýšená výkonnost je dána vyšší jezdovou rychlostí soupravy. Z průměrných hodnot operativní spotřeby různých pracovních režimů motoru lze zjistit rozdíl, který činí 1,09 l.h⁻¹, což představuje o 7,6 % menší průměrnou spotřebu v oblasti nižších ekonomických otáček.

Tato měření na základě výsledků dokázala, že pokud je motor udržován v režimu ekonomických otáček, snižuje se jeho spotřeba pohonných hmot a zároveň zvyšuje výkonnost. Udržování ekonomického režimu je náročnější, protože zvyšuje nároky na pozornost uživatele. V závislosti na pluhu, musí obsluha zvolit rychlostní stupeň, který zatíží motor traktoru tak, aby byl udržován v ekonomickém režimu otáček. Pokud tedy obsluha soupravy udržuje motor v ekonomickém režimu, dochází k finanční úspoře za spotřebované pohonné hmoty a navýšení výkonnosti.

Měřeními byly také potvrzeny studie a problematika v oblasti spotřeby pohonných hmot u traktorů, kterou se zabývá pan prof. Bauer. Výsledky jeho prací rovněž prokázaly zvýšení výkonnosti a snížení spotřeby paliva pracovní soupravy v oblasti ekonomických otáček při terénním měření. Z výsledných dat vyplývá důležitost provozování traktoru v ekonomickém režimu, který je potřeba sledovat, zvláště v dnešní době, kdy je kladen velký důraz na snižování nákladů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

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. PERNIS, P.: Traktor už není jednoduchým strojem. *Mechanizace zemědělství*. 2009, č.8, s.20-23 ISSN 0373-6776
3. RENČÍN, L., a kol.: Emise traktorových motorů a jejich odbourávání. *Farmář*. 2016, č.11, s. 57-60. ISSN 1210-9789
4. STEHNO, L., a kol.: Jaký vliv má nastavení EHR?. *Mechanizace zemědělství*. 2012, č.4, s. 10-14. ISSN 0373-6776
5. SYROVÝ, O., a kol. *Úspory energie v technologiích*. Praha: Výzkumný ústav zemědělské techniky, 2008 s.101. ISBN 978-80-86726-52-6.
6. ŠMERDA, T., a kol.: Koncepce pohonu traktoru. *Mechanizace zemědělství*. 2007, č.7, s. 42-53. ISSN 0373-6776
7. Agrotechmoravia, s.r.o.: *New Holland T6*, [online], [cit. 2017-02-10]. Dostupné z WWW: <http://www.agrotechmoravia.cz/obrazky-soubory/t6_120911-pro-web-eaf96-c26fd.pdf?redir>
8. Bruno Lopes, *Tipo de motor John Deere*, [online], 2012, [cit. 2017-01-10]. Dostupné z WWW: < <http://brunobonfimlopes.blogspot.cz/2012/04/tipo-de-motor-utilizado-komatsu-e-john.html>>
9. Daňhel Agro, a.s.: *Traktory řady 7R*, [online], [cit. 2017-01-17]. Dostupné z WWW:<<http://www.danhel.cz/files/product/traktory-john-deere-rady-7r-od-2014.pdf>>
10. Diesel Plus, *Čerpadla Common Rail* , [online], [cit. 2017-02-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.dieselplus.sk/sk/cinnost/cerpadla-common-rail.aspx>>
11. Eagrotec, *Clean Energy Leader*, [online], [cit. 2017-01-15]. Dostupné z WWW: < <http://www.eagrotec.cz/o-nas-clean-energy-leader?sid=googlebot>>
12. Fendt,: Vario[online],[cit. 2017-02-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.fendt.com/de/9627.asp> >
13. Horáček Jiří: *Nová převodovka od firmy John Deere*, [online], 2012 [cit. 2017-02-5]. Dostupné z WWW:<<http://www.pekass.eu/o-spolecnosti/magazin/pekass-magazin-podzim-2012-zemedelska-technika.html>>

14. Manual John Deere,: *Fuel injection system* [online], [cit. 2017-02-14]. Dostupné zWWW:<http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2012/feature/engine/6030_7030/7030_engines_extern_effic_performance.html >
15. Manual John Deere,: *Setting the force/position control* [online], [cit. 2017-02 - 9]. Dostupné z WWW: <<http://manuals.deere.com/20080623.html>>
16. Ondřej Hájek: *Z traktorů do nakladačů: Jak funguje plynulá převodovka CVT/Vario*, [online]. 2014[cit.2017-01-31]. Dostupné z WWW: <http://bagry.cz/cze/clanky/technika/z_traktoru_do_nakladacu_jak_funguje_plynula_prevodovka_cvt_vario>
17. Pavel Trojan, a kol. : *Vstřikovací systémy Common Rail*, [online], [cit. 2017-02-20]. Dostupné z WWW: <<https://eluc.kr-olomoucky.cz/>>
18. Precision Agriculture: *John Deere 7250R*, [online], 2014 [cit. 2017-02-5]. Dostupné z WWW: <<http://precisionagriculture.re/john-deere-7250r-2014/>>
19. Rudolf Stárek, s.r.o.: *Prodej a servis zemědělských strojů Massey Ferguson*, [online], 2016 [cit.2017-02-6].Dostupné z WWW:<<http://www.rudolfstarekmf.cz>>
20. STROM Praha: *Nová řada 7R konečně v České republice!*, [online], 2014 [cit. 2017-02-5]. Dostupné z WWW: <<http://www.strompraha.cz/vychod/o-nas/novinky/nova-rada-7r-konecne-v-ceske-republice!>>
21. STROM Praha: *Test vlajkové lodi z Mannheumu*, [online], 2014 [cit. 2017-02-5]. Dostupné z WWW: <<http://www.strompraha.cz/o-nas/novinky/vlajkova-lod-z-mannheimu>>
22. Turbodmyhadla.com, *Vstřikovače BOSCH*, [online], [cit. 2017-01-11]. Dostupné:zWWW:<<http://www.turbodmyhadla.com/turbodmyhadla/eshop/26-1-Vstrikovace-vstrik-trysky>>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Traktorový motor [8]	10
Obr. 2 Konstrukční řešení vstřikovacího zařízení Common Rail [14]	11
Obr. 3 Piezoelektricky ovládaný vstřikovač [22]	12
Obr. 4 Vysokotlakové řadové čerpadlo CR [10]	13
Obr. 5 Vysokotlakové rotační čerpadlo CR [10]	13
Obr. 6 Obsah emisních částic ve výfukových plynech [3]	14
Obr. 7 Popis technologie CEGR + DPF [16]	16
Obr. 8 Popis DOC + DPF [16]	16
Obr. 9 Popis technologie SCR [16]	17
Obr. 10 Popis kombinace CEGR + DPF + SCR [16]	18
Obr. 11 Vývoj emisní normy Tier [11]	18
Obr. 12 Páka Power Control [19]	21
Obr. 13 Překrývání převodových stupňů [19]	21
Obr. 14 Levý reverzor [7]	22
Obr. 15 Ovládání převodovky [7]	22
Obr. 16 Převodovka e23 [9]	23
Obr. 17 Reverzor na pravé straně [18]	23
Obr. 18 Pravá převodová páka [18]	24
Obr. 19 Levý reverzor [18]	24
Obr. 20 Překrývání převodových stupňů Dyna 4 [19]	24
Obr. 21 Páka T [19]	24
Obr. 22 Princip činnosti Hydrodynamického měniče [14]	25
Obr. 23 Princip činnosti převodovky Vario [16]	26
Obr. 24 Ovládání pomocí pedálu [12]	27
Obr. 25 Ovládání pomocí páky [12]	27
Obr. 26 Převodovka DirectDrive [21]	28
Obr. 27 Ovládání převodovky [13]	28
Obr. 28 Diagram funkce DTM systému [19]	29
Obr. 29 Převodovka Dyna-VT [19]	29
Obr. 30 Ovládání regulační hydrauliky od firmy Bosch [1]:	31
Obr. 31 Polohová regulace [15]	31
Obr. 32 Silová regulace [15]	32

Obr. 33 Smíšená regulace [15].....	32
Obr. 34 Úplná otáčková charakteristika traktorového motoru [5].....	35
Obr. 35 Pracovní souprava traktoru JD 8220 s sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100.....	38
Obr. 36 Traktor John Deere 8220	39
Obr. 37 Sedmiradličný otočný pluh KVERNELAND PN 100	40
Obr. 38 Zobrazení místa měřené plochy	41
Obr. 39 Měření hloubky brázdy	41
Obr. 40 Měření jednoho úseku.....	42
Obr. 41 Plnění paliva pomocí odměrné konve.....	43
Obr. 42 Pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě.....	43
Obr. 43 Grafické znázornění operativní spotřeby pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě	49
Obr. 44 Grafické znázornění efektivní spotřeby pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě	50
Obr. 45 Grafické znázornění operativní výkonnosti pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě	51
Obr. 46 Grafické znázornění efektivní výkonnosti pracovní soupravy JD 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orbě	52

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

CR	Common Rail
CEGR	Cooling Exhaust Gas Recirculation
EGR	Exhaust Gas Recirculation
DPF	Diesel Particulate Filter
DOC	Diesel OXidation Catalyst
SCR	Selective Catalytic Reduction
CAN	Control Area Network
EF	Efficiency Manager
CVT	Continuously Variable Transmission
TMS	Tractor Management Systém
DTM	Dynamic Tractor Management
EPM	Engine Power Management
EHS	Electro Hydraulic Regulation
TBZ	Třibodový závěs

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

M_{ph}	$[l.h^{-1}]$	hodinová spotřeba paliva
P_e	$[kW]$	efektivní výkon motoru
m_{pe}	$[g.kW^{-1}.h^{-1}]$	efektivní měrná spotřeba paliva
ρ_p	$[kg.l^{-1}]$	měrná hmotnost paliva
w	$[\%]$	hmotnostní vlhkost
m_1	$[kg]$	hmotnost vzorku před vysušením
m_2	$[kg]$	hmotnost vzorků po vysušení
T_1	$[h]$	hlavní čas
T_{21}	$[h]$	čas otáčení soupravy
T_{02}	$[h]$	čas operativní
$Q_{celk.}$	$[l]$	spotřebované paliva za jedno měření
$Q_{ot.}$	$[l]$	množství spotřebovaného paliva na otočení
$Q_{h,o}$	$[l.h^{-1}]$	hodinová spotřeba soupravy
S	$[m^2]$	zpracovaná plocha
s	$[m]$	ujetá vzdálenost
B	$[m]$	šířka záběru pracovního náradí
W_{02}	$[ha.h^{-1}]$	operativní výkonnost
W_1	$[ha.h^{-1}]$	efektivní výkonnost
$Q_{ha,e.}$	$[l.ha^{-1}]$	efektivní spotřeba paliva
$Q_{ha,o}$	$[l.ha^{-1}]$	operativní spotřeba paliva
v	$[km.h^{-1}]$	pracovní rychlost

PŘÍLOHY

Příloha č.1: Naměřené hodnoty terénního měření pracovní soupravy traktoru John Deere 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orební operaci v oblasti otáček motoru A ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$)

	Otáčky motoru A ($1600 - 1800 \text{ min}^{-1}$)					
	Měření č. 1		Měření č. 3		Měření č. 5	
	Čas průběžný	Čas celkový	Čas průběžný	Čas celkový	Čas průběžný	Čas celkový
Práce	3:02.18	3:02.18	3:06.11	3:06.11	3:05.38	2:57.38
Otáčení	0:23.43	3:25.61	0:24.25	3:30.36	0:23.54	3:18.92
Práce	3:04.50	6:30.11	3:02.78	6:33.14	2:58.50	6:17.42
Otáčení	0:22.54	6:52.65	0:23.74	6:56.88	0:25.54	6:42.96
Práce	2:58.23	9:10.88	3:05.71	10:02.59	3:01.37	9:44.33
Otáčení	0:24.65	9:35.53	0:23.67	10:26.26	0:24.01	10:08.34
Práce	2:57.45	12:32.98	2:58.42	13:24.68	3:00.57	13:08.91
Otáčení	0:23.01	12:55.99	0:21.11	13:45.79	0:22.11	13:31.02
Práce	3:01.25	15:57.24	3:02.27	16:48.06	2:57.54	16:28.56
Otáčení	0:24.69	16:21.96	0:23.70	16:11.76	0:22.02	16:50.58
Práce	2:59.89	19:21.82	2:57.53	19:09.29	3:02.24	19:52.82
Otáčení	0:23.89	19:45.71	0:24.19	19:33.48	0:21.23	20:14.05
Práce	3:03.52	22:49.23	3:01.25	22:24.73	3:05.20	23:19.25

Příloha č 2: Naměřené hodnoty terénního měření pracovní soupravy traktoru John Deere 8220 se sedmiradličným otočným pluhem KVERNELAND PN 100 při orební operaci v oblasti otáček motoru B (1800 – 2100.min⁻¹)

	Otáčky motoru B (1800 - 2100 min-1)					
	Měření č. 2		Měření č. 4		Měření č. 6	
	Čas průběžný	Čas celkový	Čas průběžný	Čas celkový	Čas průběžný	Čas celkový
Práce	3:20.78	3:20.78	3:34.08	3:34.08	3:31.12	3:31.12
Otáčení	0:22.81	3:43.59	0:26.03	4:00.11	0:25.24	3:56.36
Práce	3:22.87	7:06.46	3:31.71	7:31.82	3:28.01	7:24.37
Otáčení	0:24.75	7:31.21	0:26.42	7:58.24	0:26.32	7:50.69
Práce	3:28.46	10:59.67	3:36.03	11:26.27	3:35.16	11:25.85
Otáčení	0:25.16	11:24.83	0:24.82	11:59.09	0:25.62	11:51.47
Práce	3:20.16	14:44.99	3:32.54	15:31.63	3:27.24	15:18.71
Otáčení	0:22.78	15:10.77	0:25.23	15:56.86	0:24.12	15:12.83
Práce	3:32.76	18:43.53	3:35.78	19:32.64	3:34.71	19:17.54
Otáčení	0:23.99	19:07.52	0:25.24	19:57.88	0:23.09	19:40.63
Práce	3:24.64	22:32.16	3:27.86	23:25.74	3:28.04	23:08.67
Otáčení	0:22.96	22:55.12	0:25.87	23:51.61	0:24.91	23:33.58
Práce	3:34.52	26:29.64	3:35.25	27:26.86	3:33.21	27:06.79
Otáčení	0:24.65	26:54.29	0:23.75	27:50.61	0:25.33	27:32.12