

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2017

MARTIN LIŠKA

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



Agronomická
fakulta

Mendelova
univerzita
v Brně



**Vliv zatížení motoru JOHN DEERE 8320R na výstup-
ní parametry strojů na zpracování půdy**
Diplomová práce

Vedoucí práce:
prof. Ing. František Bauer, CSc.
Brno 2017

Vypracoval:
Bc. Martin Liška

zadání

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Vliv zatížení motoru JOHN DEERE 8320R na výstupní parametry strojů na zpracování půdy 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*.

Uvědomuji si, že na moji práci se 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.

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

V Brně dne _____

Vlastnoruční podpis diplomanta

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce Prof. Ing. Františkovi Bauero-
vi CSc. za odborné vedení závěrečné práce, trpělivost a cenné rady při zpracování práce.
Dále bych chtěl poděkovat majitelům a vedení společnosti Zeas Polešovice a. s. za za-
půjčení traktoru a strojů na přípravu půdy a uskutečnění terénního měření na obhospo-
dařovaných dílčích půdních blocích. V poslední řadě patří poděkování mé rodině za
podporu a pomoc.

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá konstrukcemi traktorů vyšších výkonových tříd. Teoretická část diplomové práce poukazuje na problematiku emisí spalovacích motorů. Z konstrukčních prvků je probrán vznětový motor, vstřikovací systém Common Rail, současný trend v konstrukci převodovek mechanických, hydromechanických a hydrodynamických. Další problematika se zabývá konstrukcí podvozků, a to především konstrukcí přední nápravy kolového traktoru. Poslední problematikou popsanou v teoretické části je regulační hydraulika traktorů a její systémy regulace. Praktická část diplomové práce obsahuje terénní měření kolového traktoru John Deere 8320R v agrotechnických operacích se stroji značky Köckerling a Lemken v zemědělském podniku Zeas Polešovice a.s. V terénním měření byly sledovány dvě oblasti práce motoru. První oblast práce motoru se pohybovala v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$, druhá oblast práce motoru se pohybovala v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Mezi měřené parametry patřila spotřeba paliva, celkový čas, čas na otáčení, otáčky motoru, šířka záběru a hloubka zpracování půdy. Z naměřených hodnot byla vypočítána efektivní spotřeba paliva, operativní spotřeba, efektivní výkonnost, operativní výkonnost a pracovní rychlost souprav.

Klíčová slova

Motor, Emise traktoru, Převodovky traktoru, Podvozek traktoru, Regulační hydraulika, Otáčky motoru, Spotřeba paliva, Výkonnost

Abstract

This thesis deals with construction of higher output tractors. The theoretic part is divided into three main parts. The first part of this thesis is about emissions of internal combustion engine and element of construction as are compression ignition engine and Common rail fuel injection. The second part is about constructions of undercarriage primarily about front axle of tractor. The last part deals with tractor hydraulic system and its control systems. The practical part of this thesis is about John Deere 8320 R. All measurements have been provided in agriculture operations with machines of Köckerling and Lemken in Zeas Polešovice a. s. The field measurements are divided into two parts of engine work. In the first part of work, the engine has the revolution 1500-1800 min⁻¹, in the second part of work, the engine has the revolution 1800-2100 min⁻¹. Fuel Consumption, total time, revolution, time for rotation, width and depth of the harrow were included. The measured values were calculated effective fuel consumption, operational consumption, efficient performance, operational efficiency and working speed trains.

Keywords

engine, emmissions, gear, undercarriage, revolutin of engine, fuel consumption, performance

OBSAH

1	ÚVOD.....	10
2	CÍL PRÁCE.....	10
3	SOUČASNÝ STAV V KONSTRUKCI TRAKTORŮ VYŠŠÍCH VÝKONOVÝCH TRÍD.....	11
3.1	Konstrukce traktorů	11
3.2	Motor.....	11
3.3	Palivová soustava vznětového motoru	12
3.3.1	Vstříkovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail	13
3.4	Emise traktorových motorů.....	14
3.4.1	Emisní předpisy	15
3.4.2	Zařízení ke snížení škodlivin ve výfukových plynech.....	16
3.4.2.1	Recirkulace výfukových plynů	16
3.4.2.2	Filtr pevných částic	16
3.4.2.3	Oxidační katalyzátor	17
3.4.2.4	Selektivní katalýza.....	17
3.5	Převodovky traktorů.....	18
3.5.1	Mechanické převodovky.....	18
3.5.2	Hydrodynamické převodovky.....	19
3.5.3	Hydromechanické převodovky	20
3.6	Podvozky traktorů	20
3.6.1	Odpružení přední hnací nápravy.....	21
3.6.2	Nezávisle odpružená přední hnací náprava	21
3.6.3	Speciální konstrukce přední nápravy	22
3.7	Regulační hydraulika traktorů.....	22
4	TERÉNNÍ MĚŘENÍ KOLOVÉHO TRAKTORU JOHN DEERE 8320R VE VYBRANÝCH AGROTECHNICKÝCH OPERACÍCH.....	24
4.1	Metodika měření	24
4.1.1	Sledované parametry.....	26
4.1.2	Výpočtové vztahy	27
4.2	Technická charakteristika pracovních souprav	29
4.2.1	Technické parametry měřeného traktoru	29

4.2.2	Technické parametry univerzálního kombinátoru Köckerling Allrounder profiline	31
4.2.3	Technické parametry hloubkového kypřiče Köckerling Vector.....	32
4.2.4	Technické parametry diskového podmítače Lemken Heliodor	33
4.3	Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline.....	34
4.3.1	Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline.....	35
4.4	Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R a hloubkového kypřiče Köckerling Vector.....	40
4.4.1	Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	41
4.5	Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	46
4.5.1	Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	47
5	CELKOVÉ HODNOCENÍ MĚŘENÝCH SOUPRAV NA ZPRACOVÁNÍ PŮDY A ZÁVĚR.....	52
5.1	Doporučení pro praxi	54
5.1.1	Spotřeba motorové nafty na hektar dané agrotechnické operace ve společnosti Zeas Polešovice a. s.	54
5.1.2	Hodnocení výkonnostních parametrů sledovaných souprav	55
6	POUŽITÁ LITERATURA.....	56
7	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	57
8	SEZNAM TABULEK.....	59

1 ÚVOD

Na přelomu 20. a 21. století dochází k rozvoji v konstrukci traktorů. Se zvyšujícími se požadavky na výkon a spotřebu paliva docházelo k vývoji spalovacích motorů pro traktory. Na traktory jsou kladeny další požadavky, mezi které řadíme spolehlivost, přesnost a v poslední řadě komfort pro obsluhu traktorů. Do traktorů jsou instalovány různé elektrotechnické prvky. Největší nároky v konstrukci traktorů jsou kladeny na zařízení snižující emise spalovacích motorů. Evropská hospodářská komise stanovuje v určitých časových intervalech nové emisní předpisy, které musejí výrobci spalovacích motorů dodržovat. V dnešní době se vyrábějí traktory na pásovém podvozku dosahující výkonu až 690 koní (509 kW). Důvodem aplikace pásového podvozku na traktor je váha traktoru a přenos výkonu na podložku. Nedochází k takovému utužení půdy jako u kolového traktoru a díky větší styčné ploše pásů dochází k lepšímu přenosu výkonu na podložku. Pásové traktory slouží především k tahovým pracím v agrotechnických operacích jako je příprava půdy a setí. Kolové traktory mají všestranné využití v zemědělství. Můžou pracovat jak v přípravě půdy tak i v dopravě. Převodová ústrojí prošla největším rozvojem v konstrukci traktorů díky automatizaci. Automatizace převodového ústrojí zlepšuje výkonnostní a ekonomické parametry, umožňuje měnit převodový poměr v závislosti na zatížení motoru. Diplomová práce se zabývá konstrukcí traktorů vyšších výkonových tříd. Praktická část diplomové práce obsahuje terénní měření kolového traktoru John Deere 8320R v agrotechnických operacích se stroji značky Köckerling a Lemken. Naměřené parametry byly tabulkově a graficky zpracovány.

2 CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce „Vliv zatížení motoru JOHN DEERE 8320R na výstupní parametry strojů na zpracování půdy“ je uvést současný stav v konstrukci traktorů vyšších výkonových tříd. Dále vypracovat metodiku terénního měření vybraných agrotechnických operací. Naměřené a vypočítané hodnoty tabulkově zpracovat. Získané hodnoty analyzovat s cílem vyhodnotit energetické a výkonové parametry jednotlivých traktorových souprav. Formulovat závěry pro praxi.

3 SOUČASNÝ STAV V KONSTRUKCI TRAKTORŮ VYŠŠÍCH VÝKONOVÝCH TŘÍD

3.1 Konstrukce traktorů

Traktory vyšších výkonových tříd zabezpečují agrotechnické operace v rostlinné výrobě. Nejčastěji jsou využívány při zpracování půdy, setí, výjimečně i při dopravě. Současným trendem u traktorů je snižování spotřeby paliva, zvyšování výkonnosti, přesnosti a spolehlivosti. Při dosahování těchto cílů se do konstrukce traktorů aplikují různé elektrotechnické a softwarové systémy.

3.2 Motor

Traktory jsou vybavovány čtyřdobými vznětovými motory s vnitřním spalováním s přenosem energie přes píst a ojnici na klikový hřídel. Konstrukce motoru je přizpůsobována novým nárokům na provoz v zemědělství. Při ovládání a řízení motoru se využívá elektrotechniky. Elektronika provádí stálou kontrolu a regulaci motoru a zároveň spojuje motor s ostatními konstrukčními skupinami, jako jsou převodové ústrojí, podvozek a další. Nové motory využívané v traktorech jsou převzaty z vývoje motorů využívaných v nákladních automobilech.

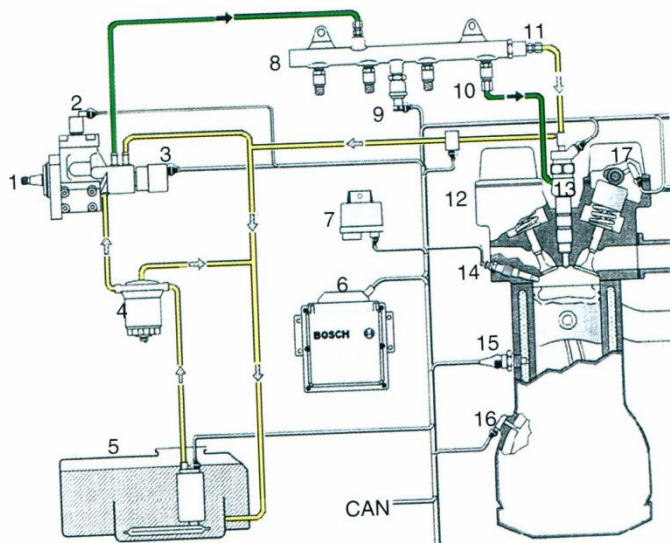


Obr. 1 Moderní traktorový motor (1)

Na traktorový motor jsou kladeny obecné a speciální požadavky z důvodu všestrannosti použití traktoru. Mezi tyto požadavky řadíme trvalý provoz při maximálním výkonu, vysoké převýšení točivého momentu motoru, provoz při velkém kolísání zatížení, nízká spotřeba paliva v provozní oblasti motoru, práce motoru v širokém rozmezí otáček s konstantním výkonem, start při nízkých teplotách, spolehlivost, vysoká životnost motoru, plnění emisních předpisů a další. (1),(7),(2)

3.3 Palivová soustava vznětového motoru

Palivová soustava zajišťuje dodávku paliva do všech válců. Dodávka musí obsahovat stanovené množství paliva ve stanoveném okamžiku, musí odpovídat požadovanému průběhu točivého momentu motoru a musí se regulovat plynule a snadně. Soustava je tvořena nízkotlakou a vysokotlakou částí. V nízkotlaké části je palivo dopravováno z nádrže přes čistič do vysokotlaké části, kde za pomoci vysokého tlaku je dopravováno ke vstřikovačům a dále dávkováno tryskou do spalovacího prostoru.



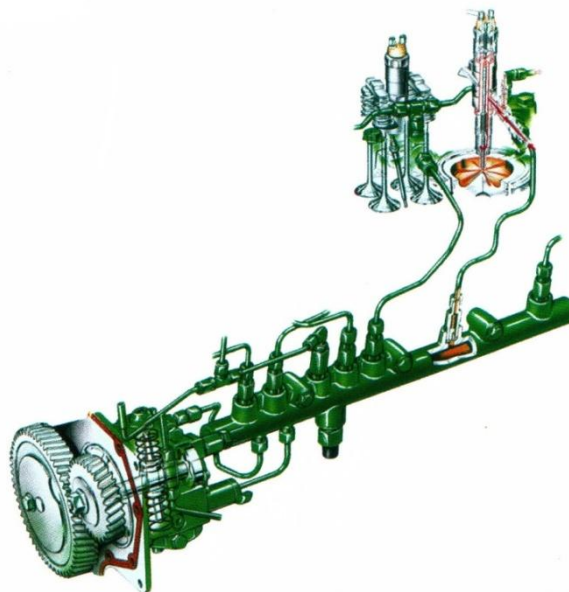
Obr. 2 Schéma vstřikovacího systému Common Rail (1)

(1-vysokotlaké čerpadlo, 2-odpojovací ventil elementu, 3-regulační ventil tlaku, 4-čistič paliva, 5-nádrž, 6-řídicí jednotka, 7-napájení žhavicí svíčky, 8-vysokotlaký zásobník, 9-snímač tlaku v zásobníku, 10-omezovač průtoku, 11-pojistný ventil, 12-snímač teploty paliva, 13-vstřikovač, 14-žhavicí svíčka, 15-snímač teploty chladicí kapaliny, 16-snímač otáček motoru, 17-snímač otáček vačkového hřídele

U traktorového motoru se využívá několika druhů palivových soustav. Mezi tyto druhy řadíme palivovou soustavu s řadovým vstřikovacím čerpadlem, s rotačním vstřikovacím čerpadlem, se sdruženou vstřikovací jednotkou, se sdruženým vstřikovacím systémem a s tlakovým zásobníkem. U traktorů vyšších výkonových tříd se používá nejčastěji palivová soustava s tlakovým zásobníkem Common Rail.

3.3.1 Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail

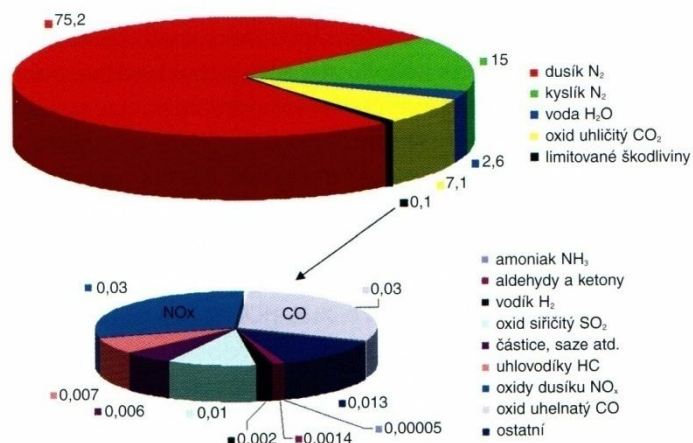
Ve vstřikovacím systému Common Rail se vytváří tlak a dochází ke vstřikování paliva. Vstřikovací tlak vytváří vysokotlaké čerpadlo, které není závislé na otáčkách motoru a na dávce paliva. Vstřikované palivo se připravuje ve vysokotlakém zásobníku. Vstřikovanou dávku paliva určuje řidič polohou pedálu. Okamžik vstřiku a vstřikovaný tlak určuje řídicí jednotka. Elektromagneticky řízený ventil se vstřikovačem na každém válci realizuje vstřikování paliva. Systém Common Rail se skládá z podávacího čerpadla, palivového filtru, vysokotlakého čerpadla, vysokotlakého potrubí, tlakového akumulátoru, vstřikovače a řídicí jednotky. Vysokotlaké čerpadlo vytlačuje palivo do tlakového akumulátoru, kde se udržuje stálý tlak paliva, který se pohybuje mezi 40 až 135 MPa. Z tlakového akumulátoru putuje palivo vysokotlakým potrubím k jednotlivým elektromagnetickým vstřikovačům. Vstřikovač ovládá řídicí jednotka, která vyhodnocuje okamžik vstřiku a množství vstřikovaného paliva. (1),(7)



Obr. 3 Konstrukční řešení vstřikovacího systému Common Rail (1)

3.4 Emise traktorových motorů

Při hoření ve válci motoru dochází ke spalování paliva za účasti kyslíku obsaženého ve vzduchu za měnících se teplot a tlaků. Ke spalování dochází za oxidačních a redukčních reakcí. Na průběh spalování paliva mají vliv některé vlastnosti spalovacího prostoru vírové, tvarové, tepelné a způsob a kvalita vstřikování paliva.



Obr. 4 Složení výfukových plynů vznětového motoru v % (1)

Výfukové plyny obsahují okolo 160 složek. Tyto složky se dělí na škodné a neškodné látky. Mezi škodné látky zahrnujeme oxid uhelnatý CO, oxid dusíku NO_x, nespálené uhlovodíky HC, oxid siřičitý SO₂ a pevné částice. Neškodné látky jsou dusík N₂, kyslík O₂, vodní páry H₂O, a inertní plyny jako jsou argon, oxid uhličitý CO₂.

- **Oxid uhelnatý CO** - Vzniká nedokonalým spalováním pro nedostatek kyslíku ve spalované směsi. Je to bezbarvý plyn bez chuti a zápachu, vysoce toxický. V atmosféře oxiduje na oxid uhličitý.
- **Nespálené uhlovodíky HC** - Jsou tvořeny nenasycenými, nasycenými, polycyklickými a aromatickými uhlovodíky. Vytváří se při nedokonalé oxidaci paliva. Vznikají v oblasti chudých směsí, tím dochází k výpadkům zapalování a ke zpožděnému spalování
- **Oxidy dusíku NO_x** - Oxidy dusíku tvoří oxid dusnatý (NO), oxid dusičitý (NO₂), oxid dusný (N₂O), a oxid dusičný (N₂O₅). Jejich tvorba závisí na bohatosti směsi a koncentraci kyslíku. Podporují tvorbu smogu, ozónu a kyselých dešťů. Vznikají při vysokých teplotách v oblasti chudých směsí a při vysokých tlacích ve spalovacím prostoru

- **Pevné částice PM** - Vznikají při nedokonalém spalování bohatých směsí při lokálním nedostatku kyslíku nebo při rychlém ochlazení spalin. U vznětových motorů je produkce pevných částic třikrát vyšší než u zážehových motorů, z důvodů kratší doby pro přípravu směsi. Do pevných částic řadíme saze, uhlovodíky, sulfáty, produkty tepelné degradace oleje, pope a prach, částice koroze a ořevé částice.
- **Oxidy síry SO_x** - Podíl oxidů síry v emisích spalovacích motorů jsou zanedbatelné. Produkují je především vznětové motory. (1)

3.4.1 Emisní předpisy

V Kalifornii v roce 1968 vznikla první norma, která řešila množství výfukových zplodin. V roce 1971 vešla v platnost také první norma v Evropě. V roce 1992 vzniklo označení emisní normy EURO. Současná emisní norma vešla v platnost v roce 2014 a má označení EURO 6. Emisní předpisy stanovují organizace jako Evropská hospodářská komora (EHK OSN), EU a EPA. Emise spalovacích motorů upravuje v Evropské unii několik směrnic, a to směrnice č. 97/68/EC, která vešla v platnost v roce 1997 a byla novelizována směrnicí č. 2004/26 EC. Současná směrnice upravující emisní předpisy pro traktory je č. 2005/13/EC. Výrobci motorů musí kromě emisních předpisů plnit také tzv. emisní životnost, to znamená, že traktor bude splňovat emisní limity po dobu stanovenou směrnicí č. 97/68/EC. Tato doba u traktorů je stanovena na 8000 hodin v provozu s výkonem motoru nad 37 kW.(1),(5)

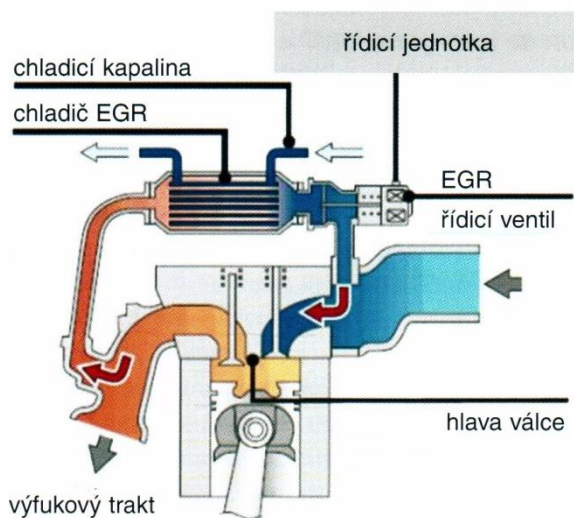
Tab. 1 Emisní limity (1)

Efektivní výkon Pe (kW)	Oxid uhelnatý CO (g.kWh ⁻¹)	Nespálené uhlovodíky HC (g.kWh ⁻¹)	Oxidy dusíku NO _x (g.kWh ⁻¹)	Pevné částice PM (g.kWh ⁻¹)	Platnost
130 - 560	3,5	0,19	0,4	0,025	31.12.2013
56 - 130	5,0	0,19	0,4	0,025	20.9.2014

3.4.2 Zařízení ke snížení škodlivin ve výfukových plynech

3.4.2.1 Recirkulace výfukových plynů

Zpět do spalovacího prostoru se přivádí část výfukových plynů, tím se snižuje množství přivedeného vzduchu. Množství přivedeného vzduchu musí být dostatečné pro dokonalé shoření paliva. Vzduch má menší tepelnou kapacitu než spaliny. Spaliny přijímají více tepla, které má největší vliv na tvorbu NO_x . Traktorové motory mají dvě konstrukční uspořádání recirkulace. Je to vnitřní a vnější recirkulace. Vnitřní recirkulace pracuje s časováním ventilů při výfukovém zdvihu pístu. Část spalin vniká do sacího kanálu při pootevření sacího ventilu, kde se mísí s čerstvým vzduchem a přecházejí do spalovacího prostoru. Vnější recirkulace odvádí spaliny přes EGR ventil a spaliny jdou zpět do sání motoru. Recirkulace má tři konstrukční řešení, a to bez ochlazování výfukových plynů, s plným chlazením a s částečným ochlazením výfukových plynů. (1)



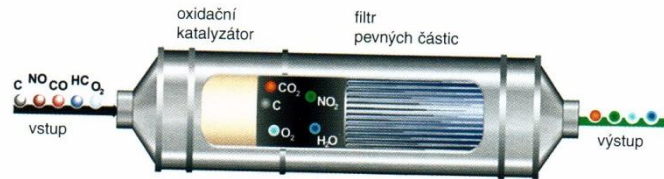
Obr. 5 Vnější recirkulace výfukových plynů (1)

3.4.2.2 Filtr pevných částic

Jejich úkolem je zachytit pevné částice ve výfukových plynech. Jsou umístěny ve výfukovém potrubí, nebo jsou součástí katalyzátoru. Vyrábí se ze silikátů, hliníku a spékaných kovů. Výfukové plyny jsou ve filtru děleny do několika komor, které jsou odděleny porézními stěnami. Na tyto stěny se usazují pevné částice.(1)

3.4.2.3 Oxidační katalyzátor

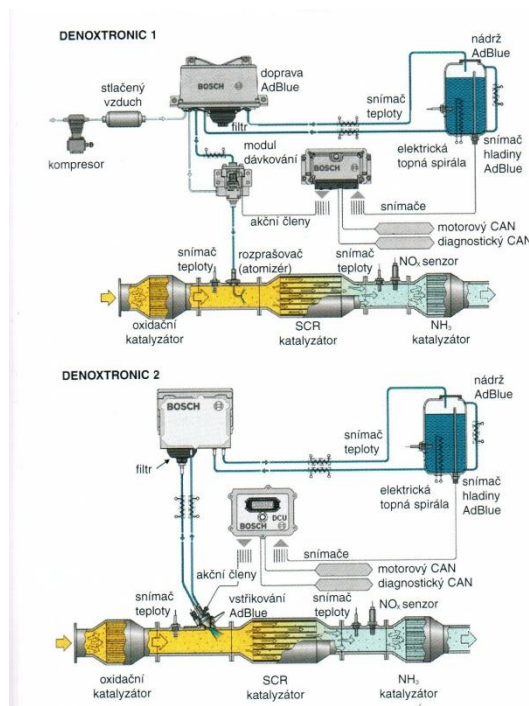
Snižuje plynné emise CO a HC až o 90 %. Zařizuje regeneraci filtru při nízkých teplotách. Teplota musí být nižší než teplota vznícení sazí. Skládá se z nerezového obalu kovového nebo keramického nosiče s aktivní vrstvou, kterou tvoří tenkostěnné axiálně řezané kanálky o velikosti 0,15 až 0,3 mm. Těmito kanálky proudí výfukové plyny.



Obr. 6 Kombinace oxidačního katalyzátoru a filtru pevných částic (1)

3.4.2.4 Selektivní katalýza

Snižuje produkci NO_x ve výfukových plynech. V SCR katalyzátoru dochází pomocí amoniaku k reakci s oxidy dusíku, které se přeměňují na dusík a vodní páru. Amoniak se získává chemickou reakcí pomocí kapaliny AdBlue. Kapalina je vstříkována do výfukového potrubí. Kapalina AdBlue se skládá z demineralizované vody (67,5 %) a močoviny (32,5 %). (1)



Obr. 7 SCR systém od společnosti Bosch (1)

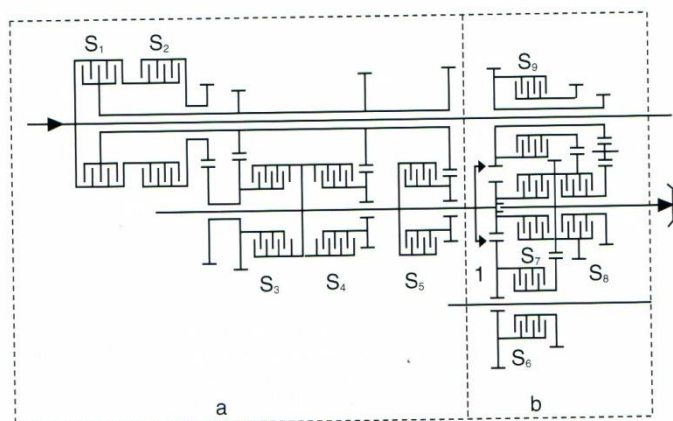
3.5 Převodovky traktorů

Traktory pracují v různých podmínkách, při kterých musí měnit jezdovou rychlost a tahovou sílu. Parametry jezdové rychlosti a tahové síly mají vliv na výkonnostní a energetické parametry. V převodových ústrojích se používají převodovky, které umožní změnou převodového poměru větší využití vlastností motoru. Převodovky přenášejí točivý moment pro pohon přední nápravy a vývodového hřídele. Do traktorových převodovek se aplikují elektronické systémy, které umožňují automatické řazení a změny převodového poměru. Traktorové převodovky dělíme do několika skupin, a to mechanické převodovky, hydrodynamické převodovky, hydromechanické převodovky.(1)

3.5.1 Mechanické převodovky

Mezi mechanické převodovky, které se nejčastěji používají u traktorů vyšších výkonových tříd, řadíme převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením.

- **Převodovka Full PowerShift 18/6** - disponuje 18 stupni řazenými pod zatížením vpřed a 6 stupni řazenými pod zatížením vzad. Převodové stupně jsou řazeny pomocí lamelových spojek. Převodovka se dělí na hlavní a skupinovou. Ke každému převodovému stupni patří dvojice spojek.



Obr. 8 Schéma převodovky Full PowerShift 18/6 (1)

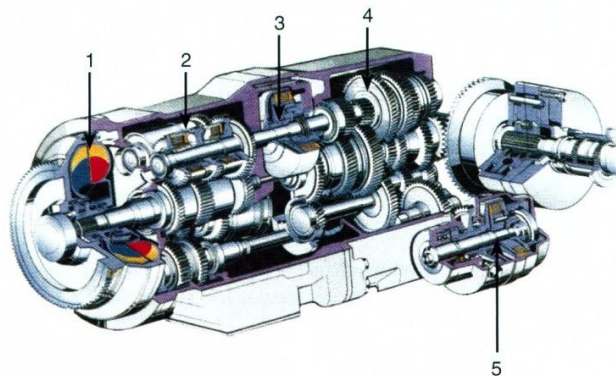
- **Převodovka traktoru Steiger 16/4** - Využívá se u traktorů s pásovým podvozkem. Je to pětihřídelová převodovka, která má tři předloňové hřídele, devět lamelových spojek. Pro každý převodový stupeň se spínají tři lamelové spojky. (1)



Obr. 9 Umístění převodovky v traktoru Steiger (1)

3.5.2 Hydrodynamické převodovky

Největší rozvoj hydrodynamické převodovky byl v 80. letech 20. století. V převodkách se začal používat určitý stupeň automatizace. Hydrodynamická převodovka spojuje hydrodynamickou spojku nebo hydrodynamický měnič a mechanickou převodovku. Hlavní výhoda hydrodynamického měniče je možnost zvýšení točivého momentu s rostoucím zatížením. Je uložen mezi motorem a mechanickou částí převodovky. Mezi nejznámější hydrodynamické převodovky patří převodovka Turbomatik od výrobce traktorů Fendt. (1),(8)

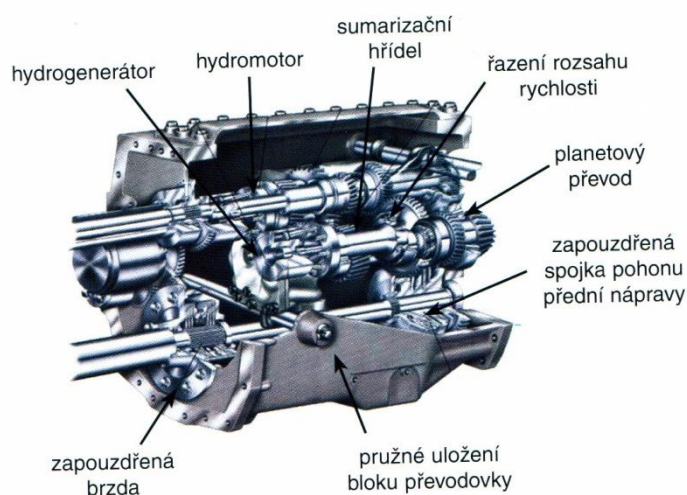


Obr. 10 Schéma převodovky Fendt Turbomatik (1-hydrodynamická spojka, 2-násobič točivého momentu, 3-hlavní pojezdová spojka, 4- skupinová a hlavní převodovka, 5-pohon přední nápravy)

(1)

3.5.3 Hydromechanické převodovky

Umožňují plynulou změnu jezdové rychlosti. První použití bylo zaznamenáno v roce 1942 v podobě elektronického pohonu. Mají několik konstrukčních řešení, např. s hydrostatickým převodníkem, elektrickým pohonem, řemenovým variátorem, diferenciální hydrostatickou převodovkou. (1)



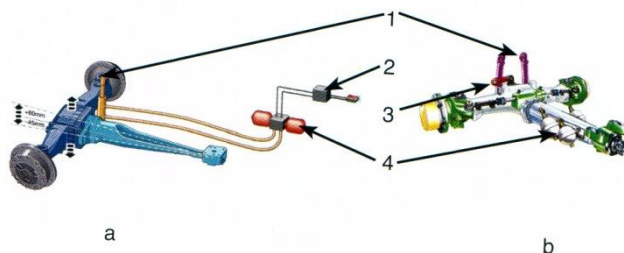
Obr. 11 Převodovka Vario (1)

3.6 Podvozky traktorů

Podvozek tvoří nosnou část traktoru. Součásti podvozku jsou všechny mechanismy, které umožňují jízdu, řízení traktoru, musí nést pracovní nářadí. Některé druhy podvozků umožňují změnu rozchodu kol i změnu světlé výšky traktoru. Mezi konstrukce podvozku traktorů řadíme bezrámové konstrukce, polorámové konstrukce a rámové konstrukce. U kolových traktorů se používá rámová konstrukce podvozku. Z důvodů zvyšující se pracovní rychlosti traktorů se výrobci snaží odpružit některé konstrukční uzly traktorů, jako kabinu, přední nápravu nebo celý rám. (1)

3.6.1 Odpružení přední hnací nápravy

Zvyšující se pracovní rychlost traktorových souprav vede výrobce k aplikaci odpružených náprav do konstrukce traktorů. Při odpružení přední hnací nápravy se udržuje kontakt s podložkou a tím se zvyšují tahové vlastnosti traktoru. Při jízdě s odpruženou přední nápravou je také pohodlnější obsluha traktoru. (1)



Obr. 12 Hydropneumatický systém odpružení nápravy (a-označení Terraglide, b-označení Triple Link)(1)

3.6.2 Nezávisle odpružená přední hnací náprava

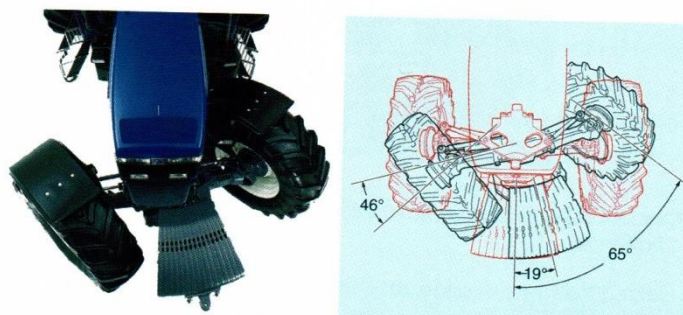
Je to odpružení jednotlivých kol přední nápravy. Kola jsou zavěšena pomocí čtyř kyvných pák. Konstrukce tohoto typu odpružené nápravy umožňuje zvýšení dynamického přenosu výkonu motoru na podložku a současně skýtá zlepšení jízdního komfortu. Konstrukční díly pro pravé a levé kolo pracují nezávisle. (1)



Obr. 13 Nezávisle odpružená přední náprava John Deere 8000 (1)

3.6.3 Speciální konstrukce přední nápravy

Systém uchycení kol a nápravy umožňuje natočení až o 65° . Při natočení náboje vůči nápravě o 46° se začne natáčet i celá přední náprava o dalších 19° . Tento typ uchycení nápravy používá výrobce značky New Holland a vyrábí se pod názvem SuperSteer. Přední náprava je uchycena k tělu traktoru pomocí dvou řídicích přímočarých hydromotorů a dvou táhel. Závaží traktoru musí být uchycena na přední nápravě z důvodů větší možnosti natočení. (1)



Obr. 14 Speciální konstrukce přední nápravy SuperSteer (1)

3.7 Regulační hydraulika traktorů

V roce 1920 byla poprvé použita regulační hydraulika u traktoru od výrobce Massey Ferguson. Regulační hydraulika se používá pro regulaci a ovládání třibodového závěsu traktoru. V současné době plní regulační hydraulika několik funkcí. Mezi tyto funkce řadíme spouštění a zvedání strojů a ovlivňování pracovní činnosti strojů, které jsou připojeny do třibodového závěsu.

Regulační hydraulika má vliv na tahové vlastnosti traktorů, kvalitu prováděné práce, na výkonnost traktoru a spotřebu pohonných hmot. Na činnost regulační hydrauliky má vliv správnost zapojení nářadí do třibodového závěsu, jedná se především o nastavení horního táhla do otvorů na stojánku nářadí. U traktorů vyšších výkonových tříd je konstrukce regulačního systému závislá na vstupních hodnotách z dolních táhel. Změna síly mechanického pákového převodu v dolních táhlech je přenášena na rozvaděč vnitřního okruhu. Rozvaděč slouží ke zvedání a spouštění třibodového závěsu. Činnost rozvaděče je rozdílná u každého regulačního systému. Mezi regulační systémy řadíme:

- **silový systém regulace** - reguluje na konstantní sílu. Při zapojení pluhu do tříbodového závěsu silová regulace udržuje odpor pluhu na konstantní hodnotě. Při udržování konstantní hodnoty může silová regulace pluh vyhloubit nebo zahloubit.
- **polohový systém regulace** - reguluje na konstantní polohu. Polohová regulace automaticky udržuje polohu tříbodového závěsu, kterou zvolila obsluha.
- **smíšený systém regulace** - je to kombinace polohového a silového systému regulace. Při zvětšení odporu silová regulace začne stroj vyhlubovat, ale její činnost koriguje polohová regulace.
- **tlakový systém regulace** - používá se u strojů s opěrnými koly. Opěrná kola zachycují vertikální síly, které vytvářejí valivý odpor a ten traktor musí překonávat. Jelikož jsou vertikální síly přeneseny na opěrná kola, nejsou využity na do-tížení traktoru. Při použití tlakové regulace můžeme část vertikálních sil přenést na traktor a tím zvýšit jeho tahový výkon. (1),(3),(2)



Obr. 15 Regulační hydraulika traktorů

4 TERÉNNÍ MĚŘENÍ KOLOVÉHO TRAKTORU JOHN DEERE 8320R VE VYBRANÝCH AGROTECHNICKÝCH OPERACÍCH

Pro měření agrotechnických operací byly použity stroje na hloubkové kypření půdy, zpracování secího lože a zpracování strniště. Sledované stroje na zpracování půdy byly v agregaci s kolovým traktorem JOHN DEERE 8320R. Vybrané stroje jsou majetkem zemědělské společnosti ZEAS Polešovice a. s. Společnost hospodaří na 1470 orné půdy a 100 ha TTP. Veškerá měření proběhla na půdních blocích společnosti v kalendářním roce 2016.

4.1 Metodika měření

Při měřeních byly použity tři stroje na zpracování půdy od výrobců Köckerling a Lemken. Měření probíhalo na dvou dílčích půdních blocích. Dílčí půdní bloky byly předem rozděleny do šesti stejných částí pomocí mobilní GPS navigace a souvratě jednotlivých částí byly podmíněny. Při příjezdu na půdní blok byl traktor dotankován. Tankování probíhalo pomocí přívěsného vozíku za automobil na převoz pohonných hmot, který je vybavený průtokoměrem a výdejní pistolí. Palivová nádrž traktoru byla doplněna po horní okraj. Doplnění paliva probíhalo na předem vytyčeném místě (viz obr 16) Před začátkem vlastního měření byla nastavena teoretická hloubka stroje dle návodu výrobce a pokynů technika pro rostlinnou výrobu.

Po rozjezdu měřené soupravy na úseku ošetřeného podmínkou byl stroj zahlouben do země a současně byl spuštěn odpočet času na stopkách. Traktor pracoval ve dvou oblastech práce motoru. V první oblasti značené **A** pracoval motor v rozsahu otáček 1500 - 1800 min⁻¹. Tato oblast byla omezena v horní hranici otáček tempomatem na 1800 min⁻¹. V druhé oblasti značené **B** pracoval motor v rozsahu otáček 1800 - 2100 min⁻¹. Tato oblast byla omezena v horní hranici otáček tempomatem na 2100 min⁻¹.



Obr. 16 Doplnění paliva při terénním měření

V prvním měřeném úseku pracoval motor v oblasti **A** v rozsahu otáček 1500 - 1800 min^{-1} , otáčky motoru byly udržovány pomocí řazení převodových stupňů ve vymezené oblasti a zároveň byla dodržována pracovní rychlost stroje na zpracování půdy, která byla stanovena výrobcem. Po projetí měřeného úseku a protnutí druhých souvratí byl stroj vyhlouben a spuštěn odpočet času otočení na souvrati, než byl stroj opět zahlouben. Po poslední pracovní jízdě byla souprava odstavena a doplněna palivová nádrž po horní okraj, a tím bylo zjištěno celkové množství spotřebovaného paliva na první měřený úsek.

Při druhém měřeném úseku byly nastaveny otáčky motoru v oblasti **B**, tzn. v rozsahu 1800 - 2100 min^{-1} . Série měření se takto opakovala třikrát. Po ukončení všech měření byla změřena na předem stanovených oblastech hloubka zpracování půdy, která se v průběhu měření neměnila. Oblasti práce motoru se při každém měření měnily, aby se předešlo vlivu různých půdních podmínek na měřenou energetickou náročnost. (4)



Obr. 17 Měření hloubky zpracování půdy



Obr. 18 Přečerpávací zařízení přívěsného vozíku

4.1.1 Sledované parametry

Při měření byly sledovány tyto parametry:

- **Pracovní záběr** - pracovní záběr jízdní soupravy byl seřízen na konstantní hodnotu a během měření byl kontrolován.
- **Otáčky motoru** - otáčky motoru byly odečítány z digitálního displeje traktoru.
- **Množství spotřebovaného paliva** - pomocí přívěsného vozíku na převoz pohonných hmot vybaveným výdejní pistolí a průtokoměrem.
- **Hloubka zpracování půdy** - na předem stanovených místech byla změřena hloubka zpracování půdy. Z naměřených hodnot byla vypočítána průměrná hodnota. Hloubka zpracování se během všech měření neměnila.
- **Měřené časy** - mezi měřené časy byly zahrnuty celkový čas každého měření $[T_1]$ a čas každého otočení na souvrati $[T_{21}]$ s přesností na 0,01 s.

4.1.2 Výpočtové vztahy

- Čas operativní

$$T_{02} = T_1 - T_{21} \quad [\text{h}] \quad \{4.1\}$$

T_1 - čas hlavní [h]

T_{21} - čas otočení na souvrati [h]

- Spotřeba paliva otáčení na souvrati

$$Q_{ot} = Q_{h,o} \times T_{21} \quad [\text{l}] \quad \{4.2\}$$

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

Byla určena samostatným měřením při jízdě soupravy se zdviženým nářadím

T_{21} - čas otáčení na souvrati [h]

- Pracovní rychlost

$$v = \frac{l}{T_1} \quad [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad \{4.3\}$$

l - délka měření [km]

T_1 - čas hlavní [h]

- Efektivní spotřeba

$$Q_{ha,e} = \frac{Q_{celk} - Q_{ot}}{S} \quad [\text{l} \cdot \text{ha}^{-1}] \quad \{4.4\}$$

Q_{celk} - celkové množství paliva spotřebovaného za dobu jednoho měření [l]

Q_{ot} - spotřeba paliva otáčení na souvrati [l]

S - zpracovaná plocha [ha]

- **Operativní spotřeba**

$$Q_{ha,o} = \frac{Q_{celk}}{S} \quad [l \cdot ha^{-1}] \quad \{4.5\}$$

Q_{celk} - celkové množství paliva spotřebovaného za dobu jednoho měření [l]

S - zpracovaná plocha [ha]

- **Efektivní výkonnost**

$$W_1 = \frac{S}{T_1} \quad [ha \cdot h^{-1}] \quad \{4.6\}$$

S - zpracovaná plocha [ha]

T_1 - čas hlavní [h]

- **Operativní výkonnost**

$$W_{02} = \frac{S}{T_{02}} \quad [ha \cdot h^{-1}] \quad \{4.7\}$$

S - zpracovaná plocha [ha]

T_{02} - čas operativní [h]

- **Zpracovaná plocha**

$$S = l \times B \quad [m^2] \quad \{4.8\}$$

l - délka měření [m]

B - šířka záběru pracovního nářadí [m]

- **Hmotnostní vlhkost**

$$w = \frac{m_1 - m_2}{m_2} \quad [\%] \quad \{4.9\}$$

m_1 - hmotnost po odebrání vzorku [g]

m_2 - hmotnost po odebrání vzorku [g]

4.2 Technická charakteristika pracovních souprav

Mezi sledované stroje v agregaci s traktorem JOHN DEERE 8320R byly zahrnuty stroje značky KÖCKERLING ALLROUNDER, KÖCKERLING VECTOR a LEMKEN HELIODOR. U jednotlivých pracovních souprav byly hodnoceny energetické náročnosti práce stroje při odlišných otáčkách motoru.

4.2.1 Technické parametry měřeného traktoru



Obr. 19 Měřený traktor John Deere 8320R

Tab. 2 Technické parametry měřeného traktoru John Deere 8320R (6)

Parametr	Hodnota
Motor	
Číslo traktoru	1RW8320REAP012582
Rok výroby	2011
Počet motohodin	3843,2
Jmenovitý výkon	239/320 [kW/koní]
Maximální výkon bez navýšení	255/347 [kW/koní]
Jmenovitý výkon s navýšením	261/355 [kW/koní]
Jmenovité otáčky	2100 ot/min
Maximální točivý moment	1419 N.m při 1500 ot/min
Počet válců	6
Počet ventilů	24
Vrtání	118,4 [mm]
Zdvih	136 [mm]
Objem motoru	9000 cm ³
Pohon ventilátoru	Varicool - systém s proměnlivými otáčkami ventilátoru chlazení
Přepíňování	Turbodmychadlo
Vstřikovací systém	Vysokotlaký Common Rail s plně elektronickým řízením

Tab. 3 Technické parametry měřeného traktoru John Deere 8320R (6)

Převodovka	
Typ	Powershift
Počet převodových stupňů	16F/5R
Pojzdové ústrojí	
Rozměr přední pneumatiky	600/70 R30
Rozměr zadní pneumatiky	650/85 R38
Hmotnost	
Na přední nápravě	5 275 kg
Na zadní nápravě	10 239 kg
Celkem	15 540 kg
Rozměry	
Rozchod na přední nápravě	1300 [mm]
Rozchod na zadní nápravě	1390 [mm]
Rozvor	2990 [mm]

4.2.2 Technické parametry univerzálního kombinátoru Köckerling Allrounder profiline



Obr. 20 Univerzální kombinátor Köckerling Allrounder profiline

Tab. 4 Technické parametry kombinátoru Köckerling Allrounder profiline (9)

Parametr	Hodnota
Sériové číslo	305 747
Rok výroby	2014
Pracovní šířka	9 000 [mm]
Přepravní šířka	3 000 [mm]
Počet slupic	54
Vzdálenost brázdiček	167 [mm]
Průchod rámů	600 [mm]
Hmotnost	7 000 kg
Konstrukční délka	8 500 [mm]
Válec	Dvojitý válec STS 530 [mm]
Zarovnění	Hydraulický crossboard, jednoduchý nivelátor
Zavlačovač	13 [mm]
Potřebný výkon	min. 250 [koní]

4.2.3 Technické parametry hloubkového kypříče Köckerling Vector



Obr. 21 Hloubkový kypříč Köckerling Vector

Tab. 5 Technické parametry kypříče Köckerling Vector (9)

Parametr	Hodnota
Sériové číslo	303 482
Rok výroby	2013
Označení	Vector 620
Šířka záběru	6 200 [mm]
Transportní šířka	3 000 [mm]
Počet pracovních orgánů	23
Boční vzdálenost pracovních orgánů	270 [mm]
Potřebný výkon	min. 240 koní
Hmotnost	7 400 kg
Celková délka	9 200 [mm]
Výška rámu	850 [mm]
Dláta/Radličky	TOPMIX dláta široká 80 mm s výměnnou špičkou a šípová radlička 310 mm nebo varianta ploché radličky 310 mm
Nivelátory	odpružené nivelátory, výškově nastavitelné s výsuvným bočním dílem pro rovnání vnější brázdy, masivní rovnací deska před dvojitým STS válcem

4.2.4 Technické parametry diskového podmítače Lemken Heliodor



Obr. 22 Diskový podmítač Lemken Heliodor

Tab. 6 Technické parametry diskového podmítače Lemken Heliodor (10)

Parametr	Hodnota
Rok výroby	2007
Počet disků	48
Průměr disků	465 [mm]
Rozteč disků	125[mm]
Pracovní šířka	6 000 [mm]
Transportní šířka	3 000 [mm]
Hmotnost bez válců	2 110 [kg]
Výkon traktoru	110-176/150-240 [kW]

4.3 Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline

Měření se uskutečnilo dne 19. 3. 2016 v katastrálním území obce Polešovice na půdním bloku Nivky Horní, který má rozlohu 48 ha. Příprava půdy probíhala po podzimním hloubkovém kypření půdy. Délka přejezdu ze střediska společnosti činila 3,6 km se spotřebou 1,7 l. Délka měření byla 730 m, záběr kombinátoru byl 9 m s průměrnou hloubkou zpracování 80 mm. Teplota vzduchu byla 4 °C. Průměrná hmotnostní vlhkost půdy činila 13,5 %. Naměřené parametry byly zapsány do tabulky. Z těchto hodnot byly dle výpočtových vztahů (viz kapitola 4.1.2) dopočítány energetické a výkonové parametry pracovní soupravy.

Tab. 7 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline při mělkém zpracování půdy [h=80 mm]

Číslo měření	Čas			Zpracovaná plocha	Spotřeba	Oblast práce motoru
	Operativní	Otáčení	Hlavní			
	T ₀₂ [min]	T ₂₁ [min]	T ₁ [min]	S [ha]	Q _{celk} [l]	n [min ⁻¹]
1	47	2,75	44,25	6,57	28	A 1500 - 1800
2	44	2,24	41,76	6,57	31	B 1800 - 2100
3	47	2,24	44,76	6,57	28.5	A 1500 - 1800
4	43	2,23	40,77	6,57	31.5	B 1800 - 2100
5	46	2,25	43,75	6,57	29	A 1500 - 1800
6	45	2,24	42,76	6,57	32	B 1800 - 2100

Tab. 8 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder Profiline při mělkém zpracování půdy [h=80 mm]

Oblast práce motoru	Efektivní spotřeba	Efektivní výkonnost	Operativní spotřeba	Operativní výkonnost	Pracovní rychlost
	Q _{ha,e} [l.ha ⁻¹]	W ₁ [ha.h ⁻¹]	Q _{ha,o} [l.ha ⁻¹]	W ₀₂ [ha.h ⁻¹]	v [km.h ⁻¹]
A 1500 - 1800 min ⁻¹	3,83	8,91	4,26	8,39	9,91
	3,99	8,8	4,33	8,39	9,79
	4,06	9,01	4,41	8,57	10,01
Průměr	3,96	8,91	4,33	8,45	9,9
B 1800 - 2100 min ⁻¹	4,37	9,43	4,72	8,96	10,49
	4,45	9,67	4,79	9,16	10,75
	4,52	9,21	4,87	8,76	10,24
Průměr	4,45	9,44	4,79	8,96	10,49

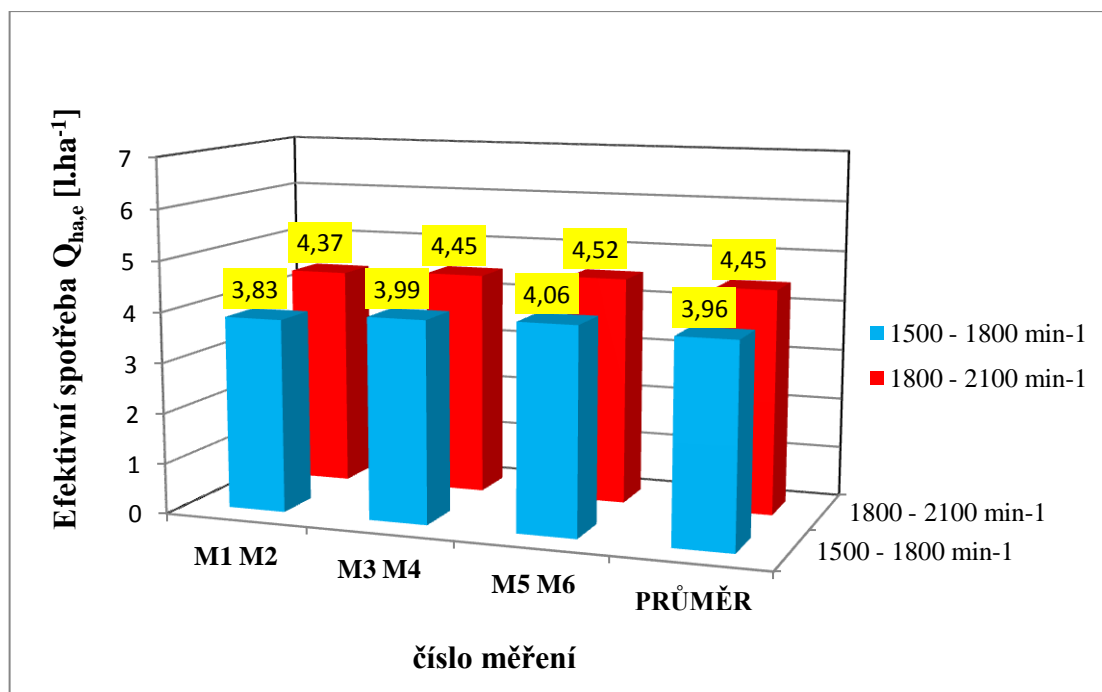
4.3.1 Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline



Obr. 23 Pracovní souprava John Deere 8320R a univerzální kombinátor Köckerling Allrounder profiline

Sledovaným parametrem byla efektivní spotřeba nafty [$Q_{ha,e}$]. Z naměřených a vypočítaných parametrů můžeme vidět rozdílné hodnoty obou režimů práce motoru. Vypočítané parametry efektivní spotřeby jsou graficky znázorněny na obr. 24. Nejnižší efektivní spotřeba byla naměřena v prvním měření a činila $3,83 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Motor pracoval v oblasti práce motoru **A** s rozsahem otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$.

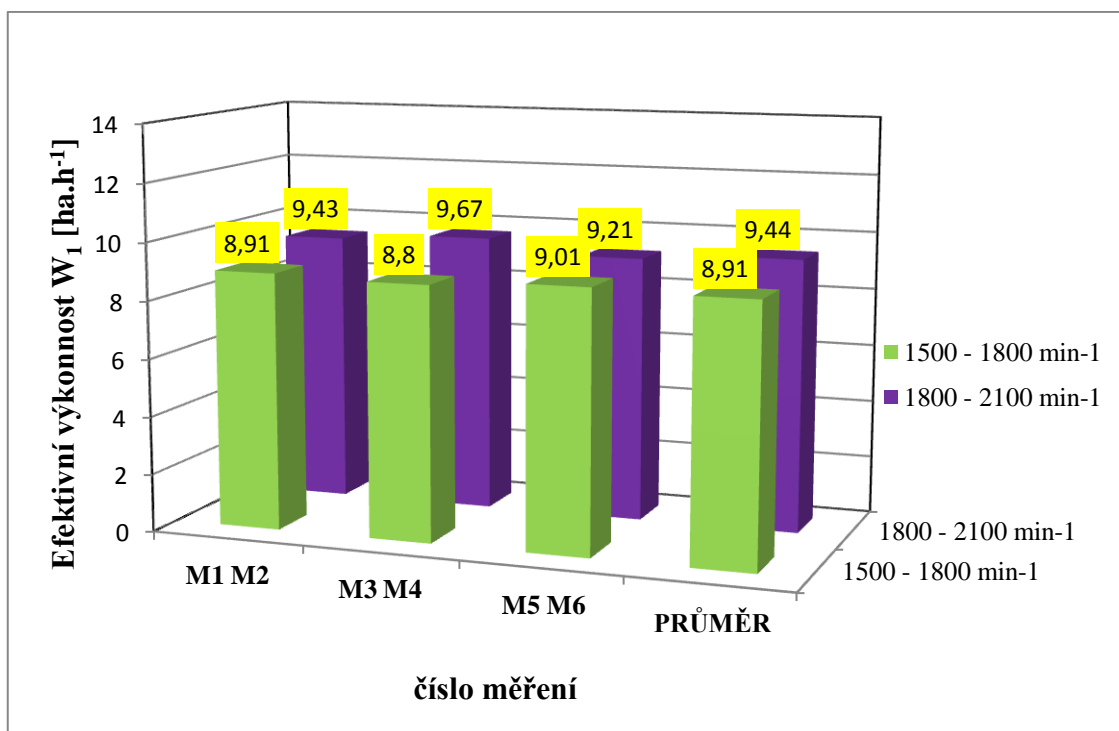
Nejvyšší efektivní spotřeba byla naměřena v měření č. 6 a činila $4,52 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná efektivní spotřeba v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $3,96 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, pro rozsah otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $4,45 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot efektivní spotřeby činí $0,49 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o 12,5 % nižší efektivní spotřeba, než při práci motoru v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 24 Grafické znázornění efektivní spotřeby paliva [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline

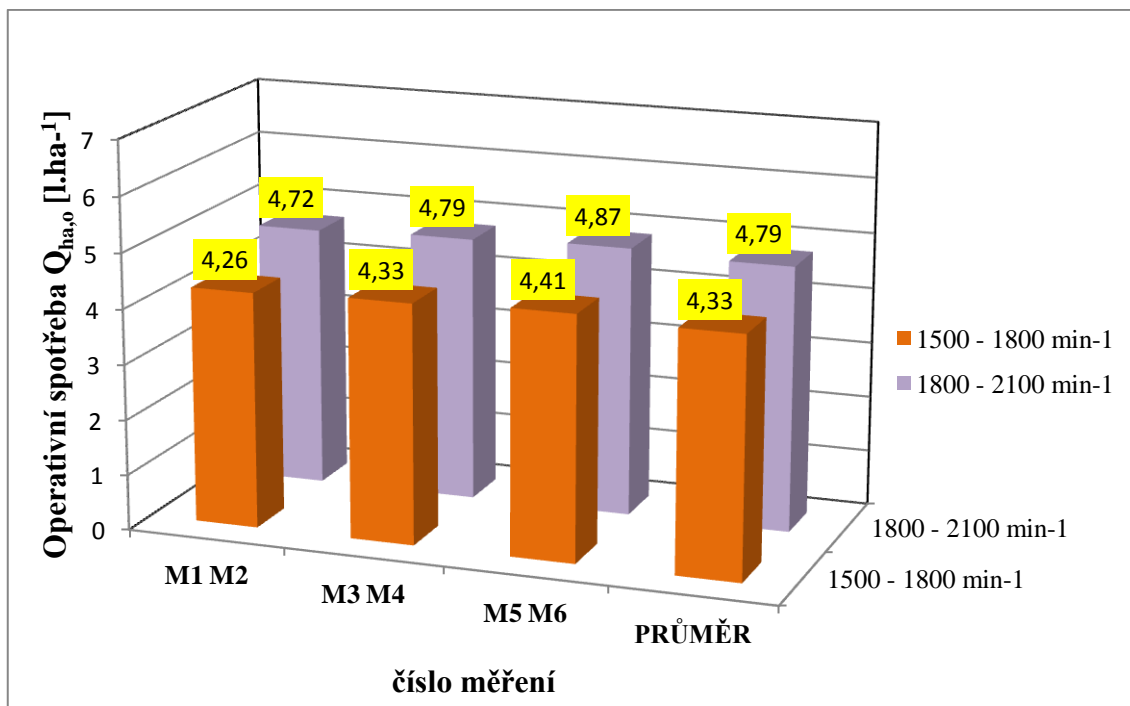
Naměřené a vypočítané parametry efektivní výkonnosti [W_1] jsou graficky znázorněny na obr. 25. Nejnižší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 3 a činila 8,8 ha.h⁻¹. Motor pracoval v oblasti práce motoru **A** s rozsahem otáček 1500 - 1800 min⁻¹. Nejvyšší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 4 a činila 9,67 ha.h⁻¹ v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček 1800 - 2100 min⁻¹.

Průměrná efektivní výkonnost v rozsahu otáček 1500 - 1800 min⁻¹ činila 8,91 ha.h⁻¹, pro rozsah otáček 1800 - 2100 min⁻¹ činila 9,44 ha.h⁻¹. Rozdíl průměrných hodnot efektivní výkonnosti činí 0,53 ha.h⁻¹. Při práci v rozsahu otáček 1800 - 2100 min⁻¹ byla naměřena o 5,94 % vyšší efektivní výkonnost než v rozsahu otáček 1500 - 1800 min⁻¹. Důvodem naměření nižší efektivní výkonnosti v oblasti práce motoru **A** bylo omezení horní hranice otáček tempomatem na 1800 min⁻¹.



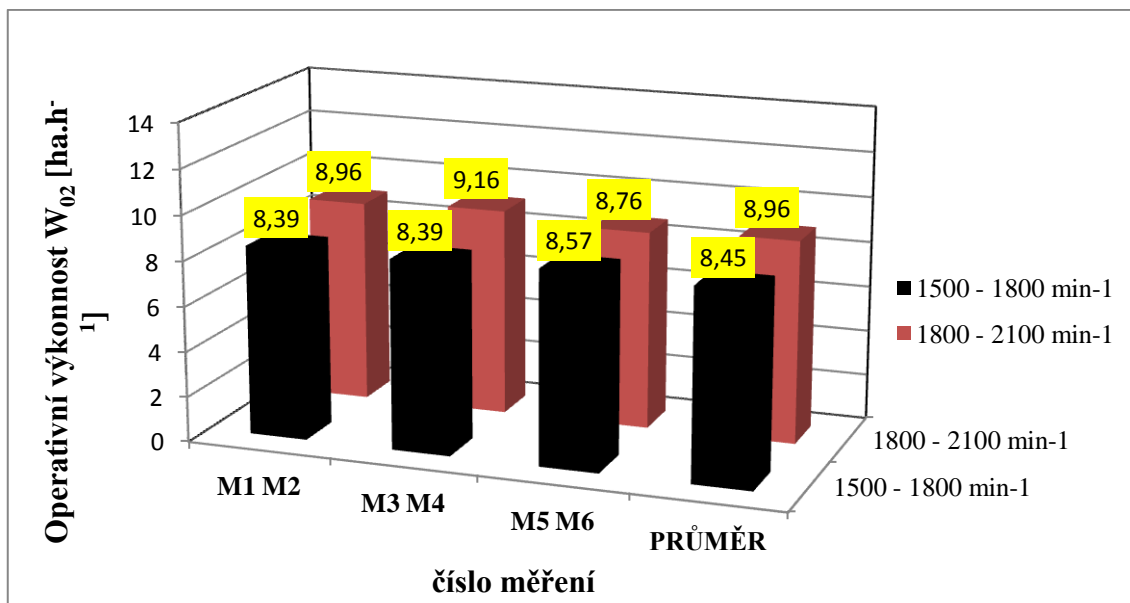
Obr. 25 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline

Naměřené a vypočítané parametry operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] jsou graficky znázorněny na obr. 26. Nejnižší operativní spotřeba byla naměřena v měření č. 3 a činila $4,33 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Motor pracoval v oblasti práce **A** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní spotřeba byla naměřena v měření č.4 a činila $4,79 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Motor pracoval v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná operativní spotřeba pro rozsah otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $4,33 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, pro rozsah otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $4,79 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot operativní spotřeby činí $0,46 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena operativní spotřeba o $10,6 \%$ nižší než v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



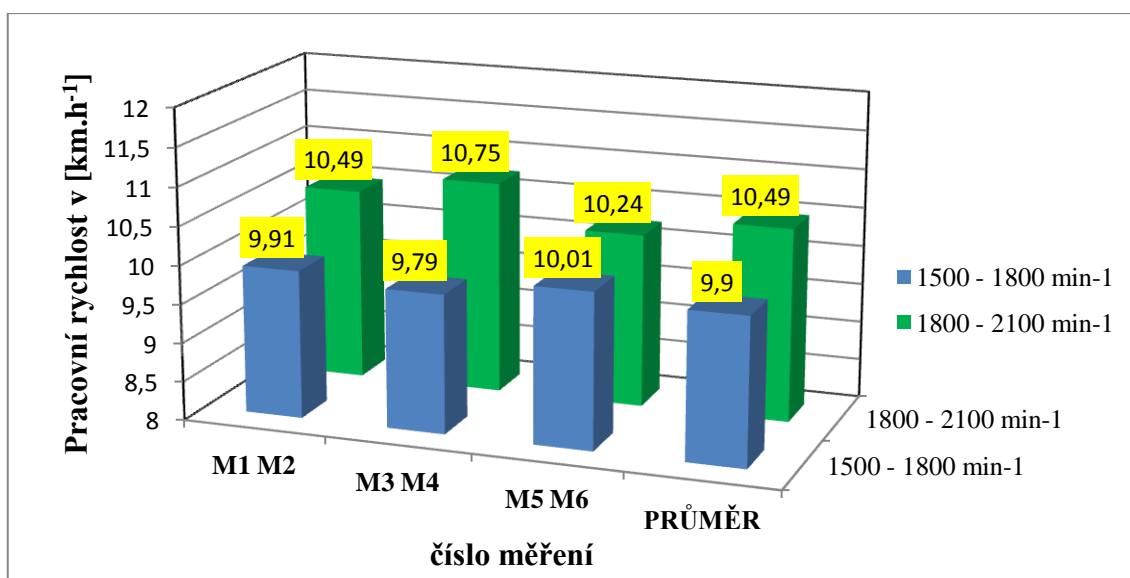
Obr. 26 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy John deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profilne

Naměřené a vypočítané parametry operativní výkonnosti [W_{02}] jsou graficky znázorněny na obr. 27. Nejnižší operativní výkonnost byla naměřena v prvním a třetím měření a činila $8,39 \text{ ha.h}^{-1}$. Motor pracoval u obou měření v oblasti práce motoru **A** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní výkonnost byla naměřena v měření č. 4 a činila $9,16 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $8,45 \text{ ha.h}^{-1}$, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $8,96 \text{ ha.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činí $0,51 \text{ ha.h}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o $6,03 \%$ vyšší výkonnost než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ z důvodu omezení horní hranice otáček na 1800 min^{-1} .



Obr. 27 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy John Deere 8320R s kombinátorem Köckerling Allrounder profiline

Naměřené a vypočítané hodnoty pracovní rychlosti [v] jsou graficky znázorněny na obr. 28. Nejvyšší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 4 a činila $10,57 \text{ km.h}^{-1}$ v rozsahu otáček motoru $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Nejnižší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 3 a činila $9,79 \text{ km.h}^{-1}$ v rozsahu otáček motoru $1500 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota oblasti A činí $9,9 \text{ km.h}^{-1}$ a v oblasti B $10,49 \text{ km.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činí $0,59 \text{ km.h}^{-1}$. V rozsahu otáček motoru $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena vyšší pracovní rychlost o $5,95 \%$ než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 28 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy traktoru John deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder Profiline

4.4 Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R a hloubkového kypřiče Köckerling Vector

Měření se uskutečnilo dne 9. 8. 2016 v katastrálním území obce Polešovice na půdním bloku Nivky Horní, který má rozlohu 48 ha. Kypření probíhalo na strništi po sklizni ozimého ječmene. Délka přejezdu ze střediska společnosti činila 2,6 km se spotřebou 1,6 l. Délka měření byla 730 m, záběr hloubkového kypřiče byl 6,2 m s průměrnou hloubkou zpracování 130 mm. Teplota vzduchu byla 25 °C. Průměrná hmotnostní vlhkost půdy činila 13,8 %. Naměřené parametry byly zapsány do tabulky. Z těchto hodnot byly dle výpočtových vztahů (viz kapitola 4.1.2) dopočítány energetické a výkonové parametry pracovní soupravy.

Tab. 9 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector [h=130 mm]

Číslo měření	Čas			Zpracovaná plocha	Spotřeba	Oblast práce motoru
	Operativní	Otáčení	Hlavní			
	T ₀₂	T ₂₁	T ₁	S	Q _{celk}	n
	[min]	[min]	[min]	[ha]	[l]	[min ⁻¹]
1	94	3,75	90,25	6,33	76	A 1500 - 1800
2	93	3,75	89,25	6,33	89	B 1800 - 2100
3	87	3,55	83,45	6,33	76	A 1500 - 1800
4	89	3,60	85,40	6,33	88	B 1800 - 2100
5	90	3,75	86,25	6,33	77	A 1500 - 1800
6	88	3,64	84,36	6,33	90	B 1800 - 2100

Tab. 10 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector [h=130 mm]

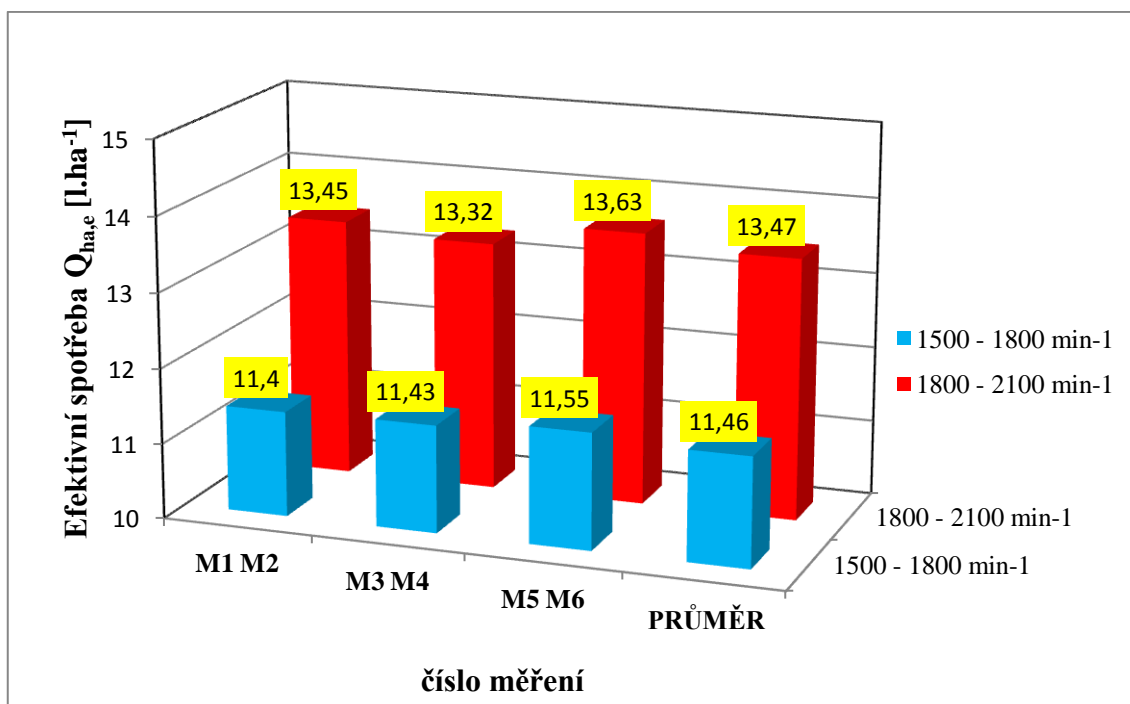
Oblast práce motoru	Efektivní spotřeba	Efektivní výkonnost	Operativní spotřeba	Operativní výkonnost	Pracovní rychlost
	Q _{ha,e}	W ₁	Q _{ha,o}	W ₀₂	v
	[l.ha ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]	[l.ha ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]	[km.h ⁻¹]
A 1500 - 1800 min ⁻¹	11,4	4,22	12	4,04	6,81
	11,43	4,55	12	4,37	7,35
	11,55	4,4	12,6	4,22	7,08
Průměr	11,46	4,39	12,2	4,21	7,08
B 1800 - 2100 min ⁻¹	13,45	4,24	14,06	4,08	6,86
	13,32	4,45	13,9	4,27	7,2
	13,63	4,5	14,21	4,31	7,25
Průměr	13,47	4,4	14,06	4,22	7,1

4.4.1 Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypříčem Köckerling Vector



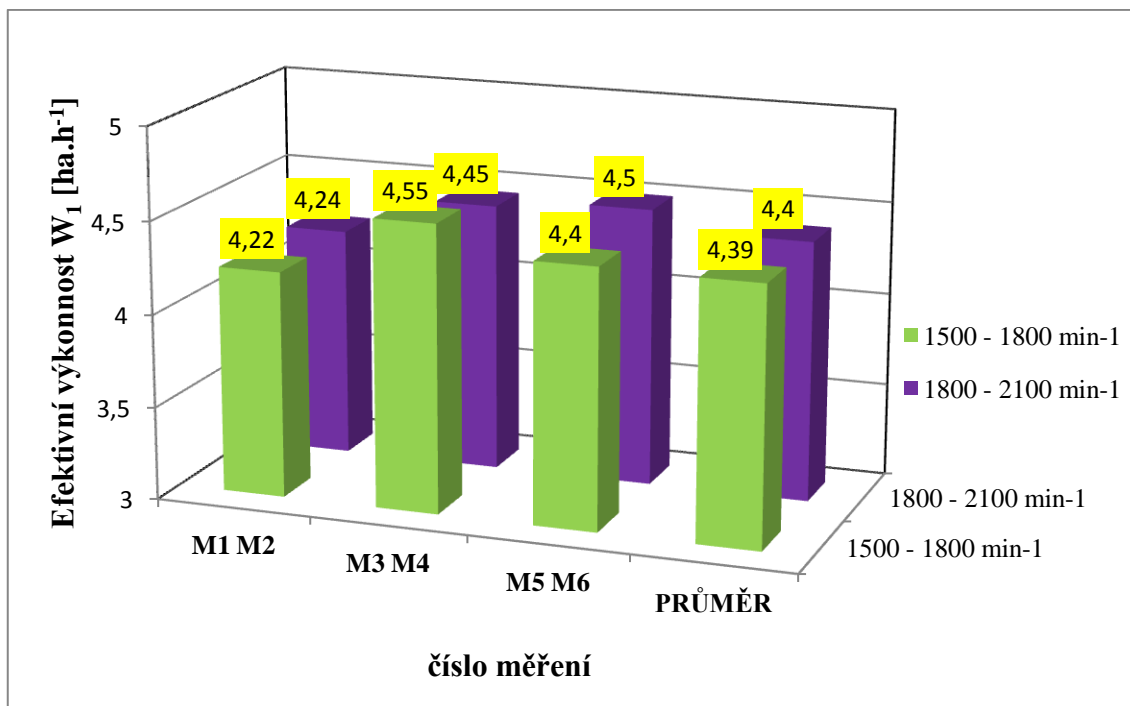
Obr. 29 Pracovní souprava John Deere 8320R a hloubkový kypříč Köckerling Vector

Jako u prvního terénního měření prvním porovnaným vypočítaným parametrem byla efektivní spotřeba nafty [$Q_{ha,e}$]. Vypočítané parametry efektivní spotřeby jsou znázorněny na obr. 30. Nejnižší efektivní spotřeba byla naměřena ve třetím měření a činila $11,4 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Motor pracoval v oblasti práce motoru **A** s rozsahem otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší efektivní spotřeba byla naměřena v měření č.4 a činila $13,32 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná efektivní spotřeba v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $11,46 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, pro rozsah otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $13,47 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot efektivní spotřeby činí $2,01 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o 17,5 % nižší efektivní spotřeba nafty než při práci motoru v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



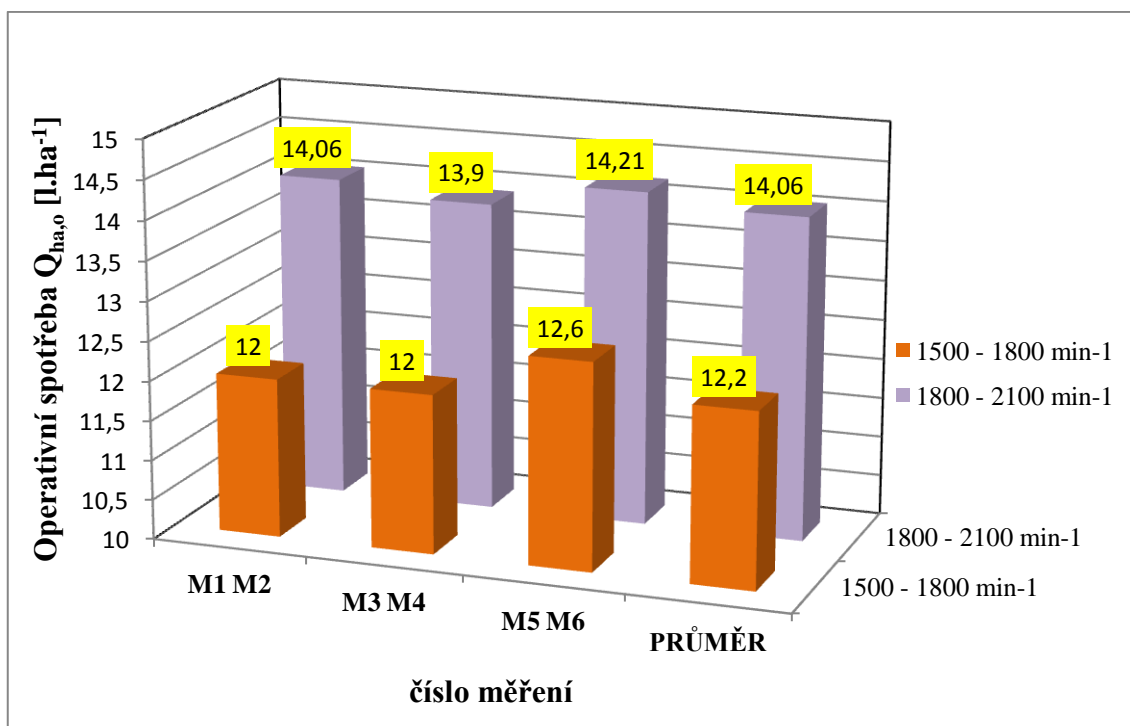
Obr. 30 Grafické znázornění efektivní spotřeby [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypříčem Köckerling Vector

Naměřené a vypočítané parametry efektivní výkonnosti [W_1] jsou graficky znázorněny na obr. 31. Nejnižší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 1 a činila $4,22 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 3 a činila $4,55 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Průměrná efektivní výkonnost v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $4,39 \text{ ha.h}^{-1}$, pro rozsah otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $4,4 \text{ ha.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot efektivní výkonnosti činí $0,01 \text{ ha.h}^{-1}$. Při práci v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o $0,22 \%$ vyšší efektivní spotřeba než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Při zhodnocení efektivní výkonnosti při hloubkovém kypření můžeme vidět, že efektivní výkonnosti se v průměrných hodnotách skoro shodují. Traktor byl dostatečně vytížen. Pokud bychom neomezili otáčky motoru v oblasti práce motoru **A** na horní hranici 1800 min^{-1} , efektivní výkonnost by byla větší než v oblasti práce motoru **B**.



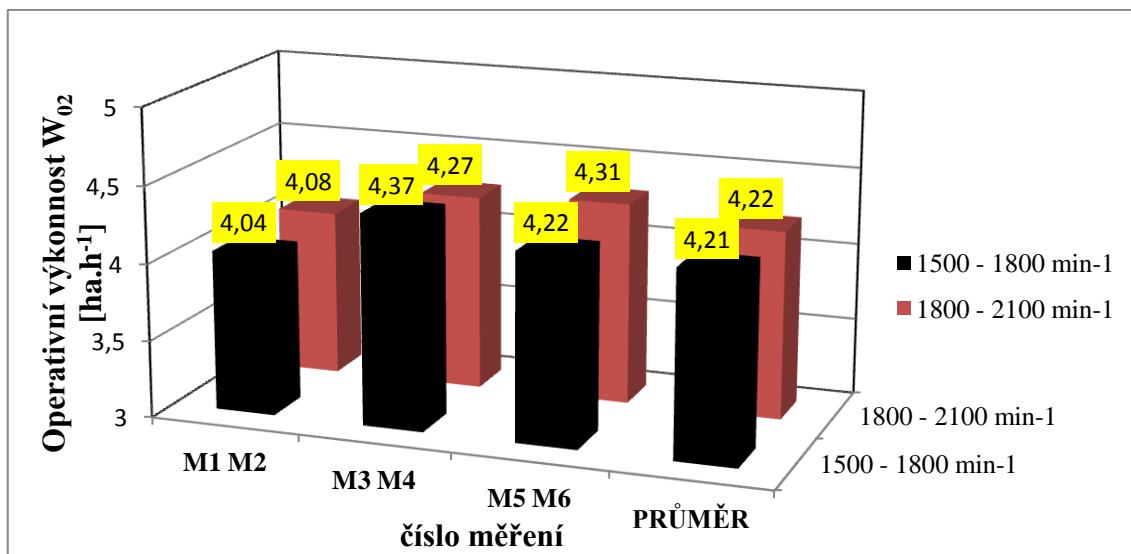
Obr. 31 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector

Naměřené a vypočítané parametry operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] jsou graficky znázorněny na obr. 32. Nejnižší operativní spotřeba byla naměřena v měřeních č. 1 a 3, které činily $12 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní spotřeba byla naměřena v měření č. 6 a činila $14,21 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná operativní spotřeba v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $12,2 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $14,06 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot operativní spotřeby činí $1,86 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o 15,2 % nižší operativní spotřeba než v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



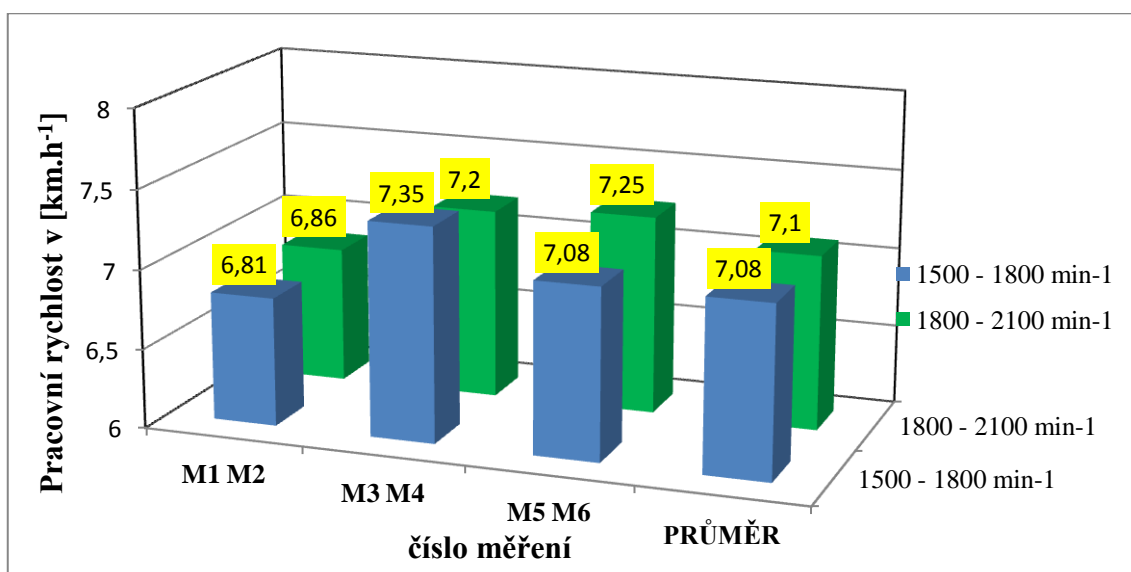
Obr. 32 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypříčem Kockerling Vector

Naměřené a vypočítané parametry operativní výkonnosti [W_{02}] jsou graficky znázorněny na obr. 33. Nejnižší operativní výkonnost byla naměřena v měření č. 1 a činila $4,04 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček motoru $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní výkonnost byla naměřena v měření č 3 a činila $4,37 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček motoru $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $4,21 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, průměrná hodnota v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $4,22 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činí $0,01 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o $0,23 \%$ vyšší operativní výkonnost než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$, z důvodu omezení horní hranice otáček na 1800 min^{-1} .



Obr. 33 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector

Naměřené a vypočítané hodnoty pracovní rychlosti jsou graficky znázorněny na obr. 34. Nejvyšší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 3 a činila $7,35 \text{ km.h}^{-1}$, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejnižší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 1 a činila $6,81 \text{ km.h}^{-1}$, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota oblasti práce motoru **A** činila $7,08 \text{ km.h}^{-1}$, průměrná hodnota oblasti práce motoru **B** činila $7,1 \text{ km.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činí $0,02 \text{ km.h}^{-1}$. V rozsahu otáček motoru $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena vyšší pracovní rychlost o $0,28 \%$ než v rozsahu $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 34 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector

4.5 Terénní měření pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor

Měření se uskutečnilo dne 28. 8. 2016 v katastrálním území obce Vážany na půdním bloku Horní Vranovy, který má rozlohu 50 ha. Podmítka probíhala na strništi po sklizni máku setého. Délka přejezdu ze střediska společnosti činila 5,8 km se spotřebou 11 l. Délka měření byla 530 m, záběr diskového podmítače byl 6 m s průměrnou hloubkou zpracování 80 mm. Teplota vzduchu byla 27 °C. Průměrná hmotnostní vlhkost půdy byla 9,6 %. Naměřené parametry byly zapsány do tabulky. Z těchto hodnot byly dle výpočtových vztahů (viz kapitola 4.1.2) dopočítány energetické a výkonové parametry pracovní soupravy.

Tab. 11 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor [h=80 mm]

Číslo měření	Čas			Zpracovaná plocha	Spotřeba	Oblast práce motoru
	Operativní	Otáčení	Hlavní			
	T ₀₂ [min]	T ₂₁ [min]	T ₁ [min]	S [ha]	Q _{celk} [l]	n [min ⁻¹]
1	70	5,67	64,33	7,63	37,5	A 1500 - 1800
2	64	5,64	58,36	7,63	39,5	B 1800 - 2100
3	69	5,64	63,36	7,63	38	A 1500 - 1800
4	65	5,71	59,29	7,63	39	B 1800 - 2100
5	68	5,79	62,21	7,63	37	A 1500 - 1800
6	66	5,75	60,25	7,63	39,5	B 1800 - 2100

Tab. 12 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor[h=80 mm]

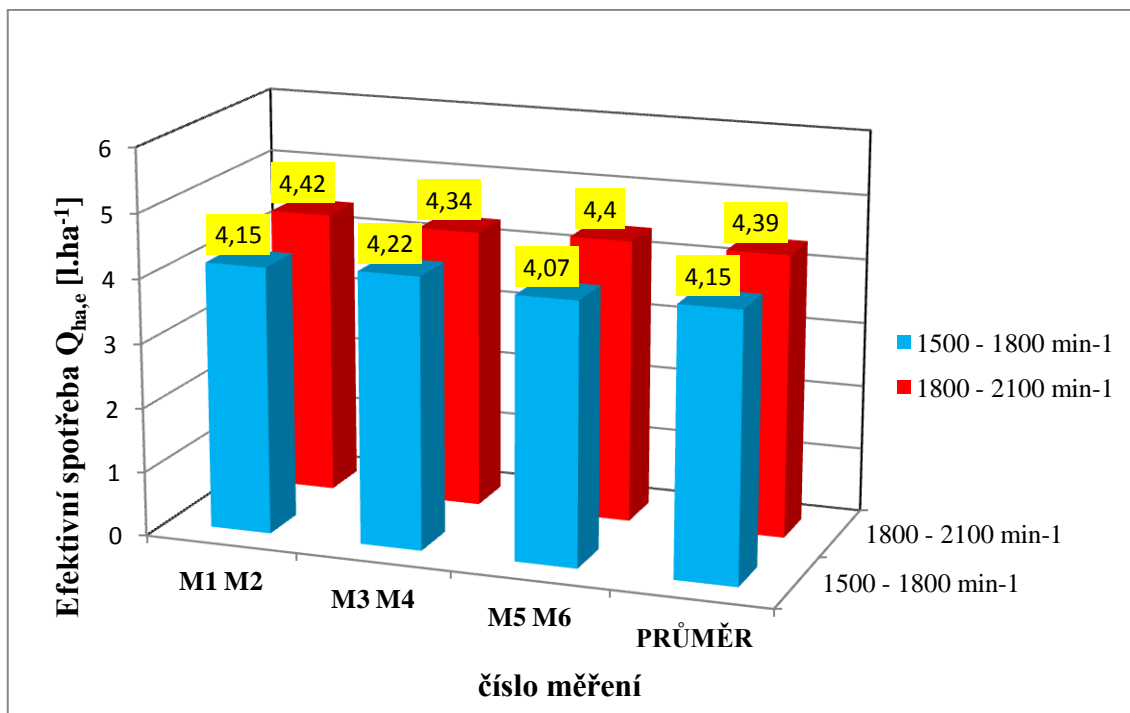
Oblast práce motoru	Efektivní spotřeba	Efektivní výkonnost	Operativní spotřeba	Operativní výkonnost	Pracovní rychlost
	Q _{ha,e}	W ₁	Q _{ha,o}	W ₀₂	v
	[l.ha ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]	[l.ha ⁻¹]	[ha.h ⁻¹]	[km.h ⁻¹]
A 1500 - 1800 min ⁻¹	4,15	7,13	4,91	6,54	11,89
	4,22	7,2	4,98	6,63	12
	4,07	7,4	4,85	6,73	12,35
Průměr	4,15	7,24	4,91	6,63	12,08
B 1800 - 2100 min ⁻¹	4,42	7,87	5,18	7,15	13,11
	4,34	7,71	5,11	7,05	12,85
	4,4	7,63	5,18	6,94	12,72
Průměr	4,39	7,74	5,16	7,04	12,89

4.5.1 Hodnocení měřené pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor



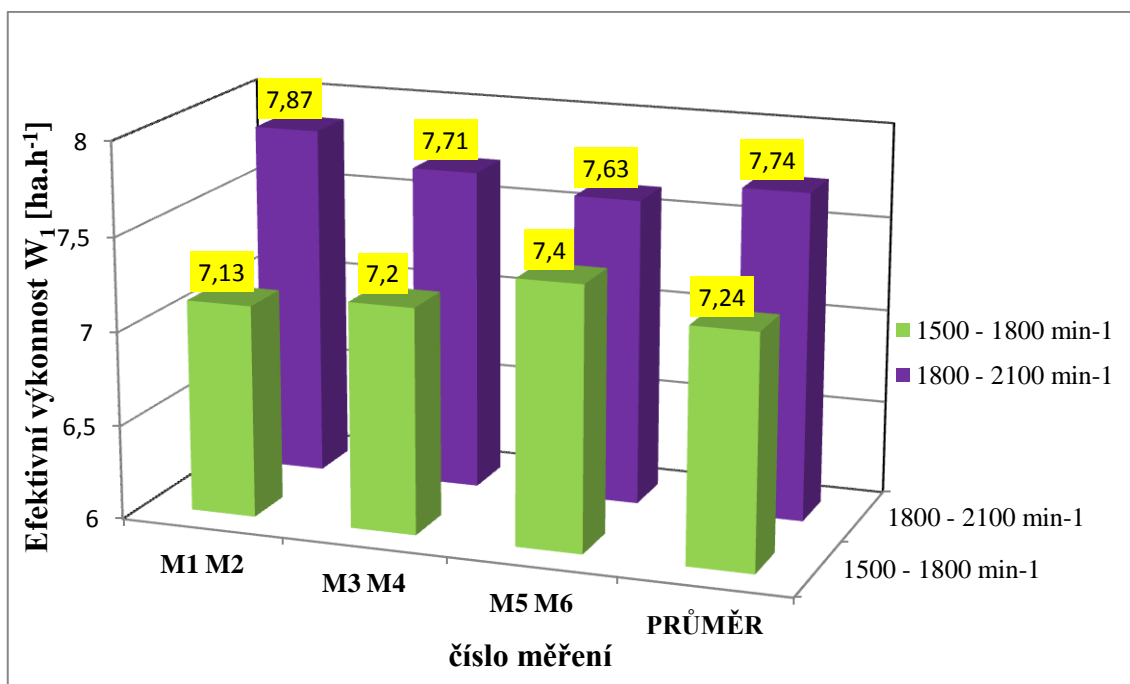
Obr. 35 Pracovní souprava John Deere 8320R a diskový podmítač Lemken Heliodor

Prvním vypočítaným parametrem byla efektivní spotřeba nafty [$Q_{ha,e}$]. Vypočítané parametry efektivní spotřeby jsou graficky znázorněny na obr. 36. Nejnižší efektivní spotřeba byla naměřena v měření č. 5 a činila $4,07 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, motor pracoval v oblasti práce motoru **A** s rozsahem otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší efektivní spotřeba byla naměřena v měření č. 2 a činila $4,42 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, motor pracoval v oblasti práce motoru **B** s rozsahem otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná efektivní spotřeba v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $4,15 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $4,39 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činil $0,24 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o 5,7 % nižší efektivní spotřeba než v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



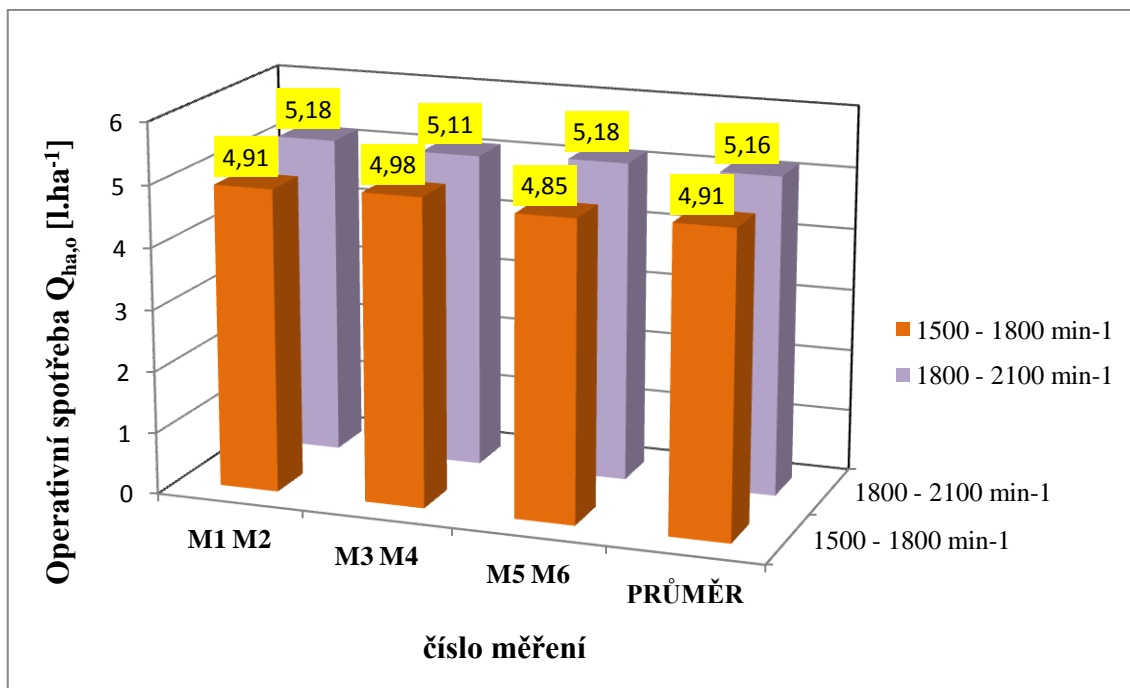
Obr. 36 Grafické znázornění efektivní spotřeby [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmiítačem Lemken Heliodor

Naměřené a vypočítané parametry efektivní výkonnosti [W_1] jsou graficky znázorněny na obr. 37. Nejvyšší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 2 a činila $7,87 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček motoru $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Nejnižší efektivní výkonnost byla naměřena v měření č. 3 a činila $7,2 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $7,24 \text{ ha.h}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $7,74 \text{ ha.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činil $0,5 \text{ ha.h}^{-1}$. Při práci v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o $6,9 \%$ vyšší výkonnost než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$.



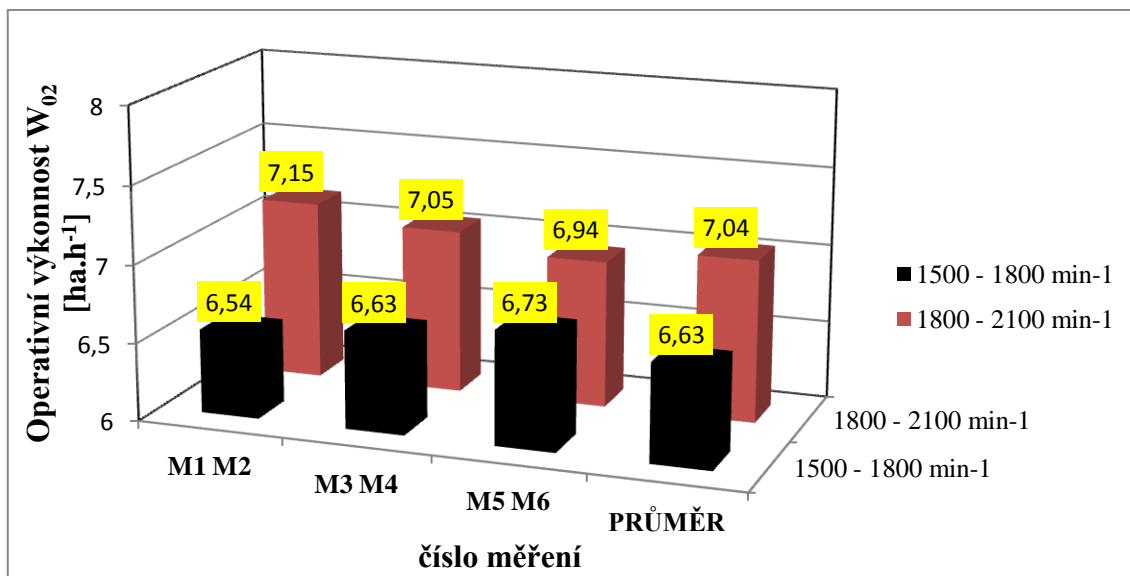
Obr. 37 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor

Vypočítané parametry operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] jsou graficky znázorněny na obr. 38. Nejnižší operativní spotřeba byla naměřena v měření č. 5 a činila $4,85 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní spotřeba pracovní soupravy byla naměřena v měření č. 2 a 6 a činila $5,18 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná operativní spotřeba v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $4,91 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $5,16 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot operativní spotřeby činil $0,25 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o $5,09 \%$ nižší operativní spotřeba než v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.



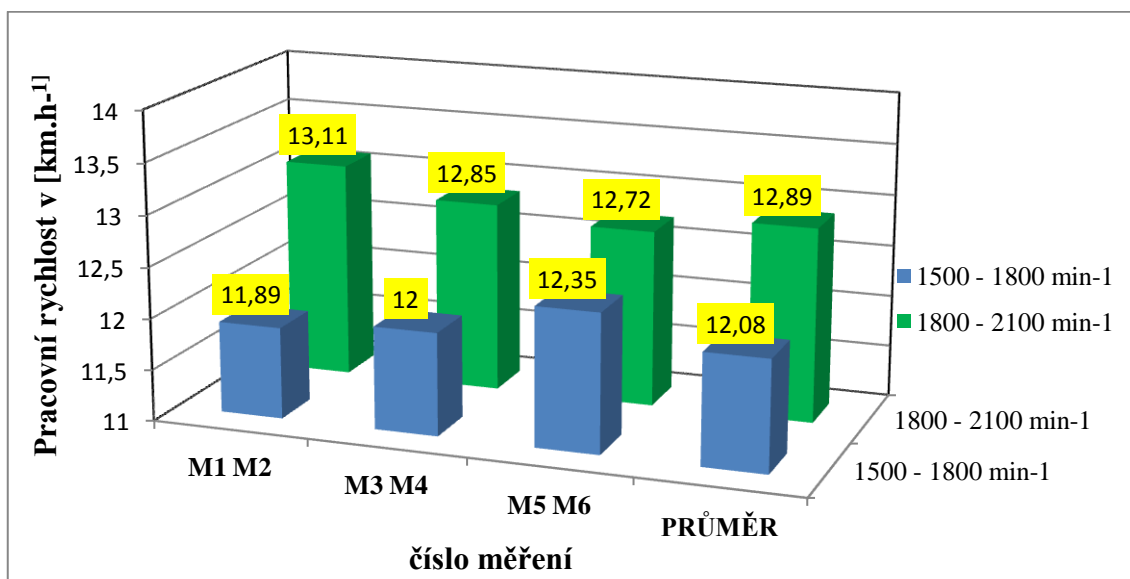
Obr. 38 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmiťáčem Lemken Heliodor

Vypočítané parametry operativní výkonnosti [W_{02}] jsou graficky znázorněny na obr 39. Nejnižší operativní výkonnost byla naměřena v měření č. 1 a činila $6,54 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**, v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší operativní výkonnost byla naměřena v měření č. 2 a činila $7,15 \text{ ha.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ činila $6,63 \text{ ha.h}^{-1}$. Průměrná hodnota v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ činila $7,04 \text{ ha.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činil $0,41 \text{ ha.h}^{-1}$. Při práci motoru v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena o 6,1 % vyšší operativní výkonnost než v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$.



Obr. 39 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor

Vypočítané parametry pracovní rychlosti [v] jsou graficky znázorněny na obr. 40. Nejvyšší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 2 a činila $13,11 \text{ km.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **B**. Nejnižší pracovní rychlost byla naměřena v měření č. 1 a činila $11,89 \text{ km.h}^{-1}$, v oblasti práce motoru **A**. Průměrná hodnota oblasti práce motoru **A** činila $12,08 \text{ km.h}^{-1}$. Průměrná hodnota v oblasti práce motoru **B** činila $12,89 \text{ km.h}^{-1}$. Rozdíl průměrných hodnot činil $0,81 \text{ km.h}^{-1}$. Při práci motoru v oblasti **B** byla naměřena o 6,7 % vyšší pracovní rychlost než v oblasti práce motoru **A**.



Obr. 40 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor

5 CELKOVÉ HODNOCENÍ MĚŘENÝCH SOUPRAV NA ZPRACOVÁNÍ PŮDY A ZÁVĚR

Společnost Zeas Polešovice a.s. hospodaří na 1470 ha orné půdy. Jednotlivé pracovní soupravy jsou využívány k pěstování plodin řepky ozimé, pšenice ozimé, ječmene jarního, máku setého a kukuřice. Při přípravě půdy pro tyto plodiny se půda zpracovává několika operacemi. Roční využití jednotlivých pracovních souprav je uvedeno v tab. 13. Průměrná cena motorové nafty za rok 2016, kterou společnost odebírala činila 21,47 Kč bez DPH

Tab. 13 Roční využití pracovních souprav ve společnosti Zeas Polešovice a.s.

Plodina	Köckerling Vector	Köckerling Allrounder	Lemken Heliodor
	ha.rok ⁻¹	ha.rok ⁻¹	ha.rok ⁻¹
Řepka ozimá	400	200	100
Pšenice ozimá	750	250	100
Ječmen jarní	120	120	100
Mák setý	100	100	100
Kukuřice	200	260	100
Celkem	1 570	930	500

1. Pracovní souprava John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline

Oblast práce motoru **A** s rozsahem otáček 1500 - 1800 min⁻¹, $Q_{ha,e} = 3,96 \text{ l. ha}^{-1}$

Oblast práce motoru **B** s rozsahem otáček 1800 - 2100 min⁻¹, $Q_{ha,e} = 4,45 \text{ l. ha}^{-1}$ Rozdíl oblasti **A** a **B** je $0,49 \text{ l. ha}^{-1}$, při ceně nafty 1 l = 24,47 Kč bez DPH

$0,49 \times 21,47 = 10,52 \text{ Kč. ha}^{-1}$ bez DPH, z tab. 13 vyplývá, že společnost sledovanou soupravou za rok obdělá 930 ha.

Výpočet ušetřených finančních prostředků: $10,52 \times 930 = 9\,783,6 \text{ Kč}$ bez DPH

2. Pracovní souprava John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector

Oblast práce motoru **A** s rozsahem otáček 1500 - 1800 min⁻¹, $Q_{ha,e} = 11,46 \text{ l. ha}^{-1}$

Oblast práce motoru **B** s rozsahem otáček 1800 - 2100 min⁻¹, $Q_{ha,e} = 13,47 \text{ l. ha}^{-1}$

Rozdíl oblasti **A** a **B** je $2,01 \text{ l. ha}^{-1}$, při ceně nafty 1 l = 21,47 Kč bez DPH

$2,01 \times 21,47 = 43,15 \text{ Kč. ha}^{-1}$ bez DPH, z tab. 13 vyplývá, že společnost sledovanou soupravou za rok obdělá 1 570 ha

Výpočet ušetřených finančních prostředků: $43,15 \times 1\,570 = 67\,745,5 \text{ Kč}$ bez DPH

3. Pracovní souprava John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor

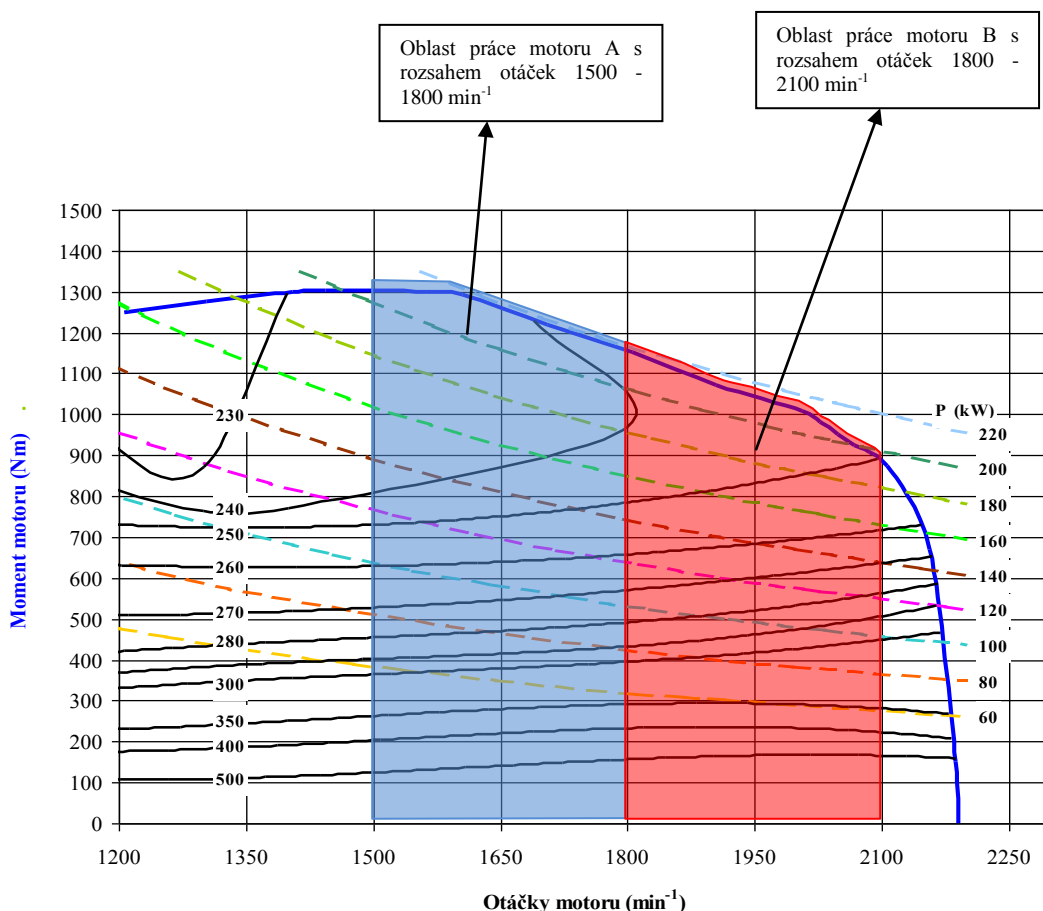
Oblast práce motoru **A** s rozsahem otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$, $Q_{\text{ha,e}} = 4,15 \text{ l.ha}^{-1}$

Oblast práce motoru **B** s rozsahem otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$, $Q_{\text{ha,e}} = 4,39 \text{ l.ha}^{-1}$

Rozdíl oblasti **A** a **B** je $0,24 \text{ l.ha}^{-1}$, při ceně nafty $1 \text{ l} = 21,47 \text{ Kč bez DPH}$

$0,24 \times 21,47 = 5,15 \text{ Kč.ha}^{-1}$ bez DPH, z tab. 13 vyplývá, že společnost sledovanou soupravou za rok obdělá $1\,570 \text{ ha}$

Výpočet ušetřených finančních prostředků: $5,15 \times 500 = 2\,575 \text{ Kč bez DPH}$,



Obr. 41 Úplná otáčková charakteristika traktoru John Deere 8320R

Při terénním měření se pohyboval traktor John Deere 8320R ve dvou oblastech práce motoru. V oblasti práce motoru **A** pracoval motor v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$. V oblasti práce motoru **B** pracoval motor v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Oblast **A** byla omezena v horní hranici otáček tempomatem na 1800 min^{-1} . Z tohoto důvodu byly vypočítané výkonnostní parametry nižší než u oblasti **B**. Na obr. 41 jsou vyznačeny obě oblasti práce motoru v úplné otáčkové charakteristice motoru traktoru John Deere 8320R. Z charakteristiky je patrné, že motor pracuje s rozdílným výkonem, měrnou

spotřebou a momentem motoru. Výkon motoru při otáčkách 1800 min^{-1} činí 220 kW, při otáčkách 2100 min^{-1} činí 200 kW. V oblasti práce motoru **A** pracuje motor o 10 % vyšším výkonem než oblasti práce motoru **B**. Měrná spotřeba paliva při otáčkách 1800 min^{-1} činí 240 g.kW^{-1} , při otáčkách 2100 min^{-1} činí 250 g.kW^{-1} . V oblasti práce motoru **A** je měrná spotřeba paliva nižší o 4,1 % než v oblasti práce motoru **B**. Moment motoru při otáčkách 1800 min^{-1} činí 1150 Nm, při otáčkách 2100 min^{-1} činí 900 Nm. V oblasti práce motoru **A** je o 27,7 % vyšší moment motoru než v oblasti práce **B**.

5.1 Doporučení pro praxi

5.1.1 Spotřeba motorové nafty na hektar dané agrotechnické operace ve společnosti Zeas Polešovice a. s.

Pracovní souprava John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline ročně připravuje 930 ha orné půdy. Porovnáním měřených oblastí bylo zjištěno, že při práci motoru v oblasti **A** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena efektivní spotřeba [$Q_{\text{ha,e}}$] o 12,5 % nižší než při práci motoru v oblasti **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Celková úspora nákladů na spotřebu nafty za jeden rok by ve společnosti činila **9 783,6 Kč bez DPH**.

Pracovní souprava John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector ročně připravuje 1 570 ha orné půdy. Porovnáním měřených oblastí bylo zjištěno, že při práci motoru v oblasti **A** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena efektivní spotřeba [$Q_{\text{ha,e}}$] o 17,5 % nižší než při práci motoru v oblasti **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Celková úspora nákladů na spotřebu nafty za jeden rok by ve společnosti činila **67 745,5 Kč bez DPH**.

Pracovní souprava John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor ročně připravuje 500 ha orné půdy. Porovnáním měřených oblastí bylo zjištěno, že při práci motoru v oblasti **A** v rozsahu otáček $1500 - 1800 \text{ min}^{-1}$ byla naměřena efektivní spotřeba [$Q_{\text{ha,e}}$] o 2,7 % nižší než při práci motoru v oblasti **B** v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Celková úspora nákladů na spotřebu nafty za jeden rok by ve společnosti činila **2 575 Kč bez DPH**.

5.1.2 Hodnocení výkonnostních parametrů sledovaných souprav

Pracovní souprava John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profilne ročně připravuje 930 ha orné půdy. Souprava se využívá v přípravě seťového lůžka. Traktor měl dostatečný výkon pro udržování doporučené pracovní rychlosti kombinátoru a mohl pracovat v ekonomické oblasti práce motoru. Omezením otáček motoru tempomatem v 1800 min^{-1} se snížila efektivní výkonnost pracovní soupravy o 5,94 %, bereme-li za základ efektivní výkonnost v oblasti práce motoru **B**, v rozsahu otáček $1800 - 2100 \text{ min}^{-1}$.

Pracovní souprava John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector ročně připravuje 1 570 ha orné půdy. Souprava se využívá při hloubkovém zpracování půdy. Traktor byl plně vytížen v obou pracovních oblastech. Výkonnost soupravy v obou pracovních režimech byla srovnatelná. Při větším zahloubení stroje by traktor měl nedostatečný výkon pro dodržení požadované pracovní rychlosti, z tohoto důvodu můžeme upravit pracovní šířku stroje z 6,2 m na 4,6 m. Upravením pracovní šířky stroje může traktor pracovat v ekonomických otáčkách a dodrží požadovanou pracovní rychlost.

Pracovní souprava John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor ročně připravuje 500 ha orné půdy. Souprava se využívá při podmítce strniště po sklizni a při jarní přípravě půdy po orbě. Rozdíl v energetických a výkonnostních parametrech se zásadně neliší z důvodu nedostatečného zatížení motoru. Tento typ diskového podmítače je konstruován pro traktory nižších výkonových tříd.

6 POUŽITÁ LITERATURA

- (1) Bauer F. a kol.: *Traktory a jejich využití*, Nakladatelství Profi Press s. r. o., Praha 2013, ISBN 80-86726-52-6
- (2) Semetko J. a kol.: *Mobilné energetické prostriedky*, Nakladatelství Priroda, Bratislava 1986
- (3) Kulhánek J.: *Traktory*, Státní zemědělské nakladatelství, Praha 1976
- (4) Hůla J., Bauer F., Abrahám Z., *Zpracování půdy*, Nakladatelství Brázda, Praha 1997
- (5) <http://cs.autolexicon.net/articles/emisni-norma-euro/>
- (6) <http://www.stromzapad.cz/>
- (7) Šťastný M.: *Nové trendy v zemědělské technice*, (Část 1 -Mechanizace rostlinné výroby) Praha 1997, ISBN 80-86153-32-0
- (8) Šmerda T., Čupera J., Bauer F., Sedlák P.: *Časopis Mechanizace zemědělství* 2008 č. 7 ISSN 1210-3926000
- (9) <http://www.koeckerling.de/>
- (10) <http://www.lemken.de/>

7 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Moderní traktorový motor (1).....	11	
Obr. 2 Schéma vstřikovacího systému Common Rail (1)	12	
Obr. 3 Konstrukční řešení vstřikovacího systému Common Rail (1).....	13	
Obr. 4 Složení výfukových plynů vznětového motoru v % (1)	14	
Obr. 5 Vnější recirkulace výfukových plynů (1)	16	
Obr. 6 Kombinace oxidačního katalyzátoru a filtru pevných částic (1)	17	
Obr. 7 SCR systém od společnosti Bosch (1).....	17	
Obr. 8 Schéma převodovky Full PowerShift 18/6 (1)	18	
Obr. 9 Umístění převodovky v traktoru Steiger (1).....	19	
Obr. 10 Schéma převodovky Fendt Turbomatik (1-hydrodynamická spojka, 2-násobič točivého momentu, 3-hlavní pojezdová spojka, 4- skupinová a hlavní převodovka, 5-pohon přední nápravy) (1)	19	
Obr. 11 Převodovka Vario (1)	20	
Obr. 12 Hydropneumatický systém odpružení nápravy (a-označení Terraglide, b-označení Triple Link)(1).....	21	
Obr. 13 Nezávisle odpružená přední náprava John Deere 8000 (1)	21	
Obr. 14 Speciální konstrukce přední nápravy SuperSteer (1)	22	
Obr. 15 Regulační hydraulika traktorů	23	
Obr. 16 Doplnění paliva při terénním měření.....	25	
Obr. 17 Měření hloubky zpracování půdy	Obr. 18 Přečerpávací zařízení přívěsného vozíku	26
Obr. 19 Měřený traktor John Deere 8320R	29	
Obr. 20 Univerzální kombinátor Köckerling Allrounder profiline.....	31	
Obr. 21 Hloubkový kypřič Köckerling Vector	32	
Obr. 22 Diskový podmítač Lemken Heliodor	33	
Obr. 23 Pracovní souprava John Deere 8320R a univerzální kombinátor Köckerling Allrounder profiline	35	
Obr. 24 Grafické znázornění efektivní spotřeby paliva [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline	36	
Obr. 25 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline	37	

Obr. 26 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy John deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline	38
Obr. 27 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy John Deere 8320R s kombinátorem Köckerling Allrounder profiline.....	39
Obr. 28 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy traktoru John deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder Profiline.....	39
Obr. 29 Pracovní souprava John Deere 8320R a hloubkový kypřič Köckerling Vector	41
Obr. 30 Grafické znázornění efektivní spotřeby [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	42
Obr. 31 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	43
Obr. 32 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	44
Obr. 33 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy traktoru John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	45
Obr. 34 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector	45
Obr. 35 Pracovní souprava John Deere 8320R a diskový podmítač Lemken Heliodor .	47
Obr. 36 Grafické znázornění efektivní spotřeby [$Q_{ha,e}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	48
Obr. 37 Grafické znázornění efektivní výkonnosti [W_1] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	49
Obr. 38 Grafické znázornění operativní spotřeby [$Q_{ha,o}$] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	50
Obr. 39 Grafické znázornění operativní výkonnosti [W_{02}] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	51
Obr. 40 Grafické znázornění pracovní rychlosti [v] pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor	51
Obr. 41 Úplná otáčková charakteristika traktoru John Deere 8320R	53

8 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Emisní limity (1).....	15
Tab. 2 Technické parametry měřeného traktoru John Deere 8320R	30
Tab. 3 Technické parametry měřeného traktoru John Deere 8320R	30
Tab. 4 Technické parametry kombinátoru Köckerling Allrounder profiline.....	31
Tab. 5 Technické parametry kypřiče Köckerling Vector	32
Tab. 6 Technické parametry diskového podmítače Lemken Heliodor.....	33
Tab. 7 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder profiline při mělkém zpracování půdy [h=80 mm]	34
Tab. 8 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s univerzálním kombinátorem Köckerling Allrounder Profiline při mělkém zpracování půdy [h=80 mm].....	34
Tab. 9 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector [h=130 mm]	40
Tab. 10 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s hloubkovým kypřičem Köckerling Vector [h=130 mm]	40
Tab. 11 Naměřené hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor [h=80 mm]	46
Tab. 12 Vypočítané hodnoty pracovní soupravy John Deere 8320R s diskovým podmítačem Lemken Heliodor[h=80 mm]	46
Tab. 13 Roční využití pracovních souprav ve společnosti Zeas Polešovice a.s.	52