

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DISERTAČNÍ PRÁCE

BRNO 2015

PETR VYKYDAL



Vliv podvozku na tahové vlastnosti traktorů
Disertační práce

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

Vypracoval:
Ing. Petr Vykydal

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: *Vliv podvozku na tahové vlastnosti traktorů* 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 *Směrnici o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

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

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

V Brně dne:.....

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu disertační práce panu prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a věcné připomínky, které mi během řešení disertační práce poskytnul. Dále bych chtěl poděkovat pracovníkům Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity za pomoc při přípravě a realizaci laboratorních a terénních měření.

Zpracovaná disertační práce byla finančně podpořena z prostředků specifického vysokoškolského výzkumu prostřednictvím projektu IGA AF č. TP1/2011.

ABSTRAKT

Cílem předložené disertační práce bylo provést analýzu laboratorního a terénního měření traktorů s odlišnou konstrukcí podvozku. K měření byly použity traktory John Deere pod označením 8320R v případě kolového a 8320RT v případě pásového traktoru, disponujícím stejným výkonem motoru. Před terénním měřením byly provedeny laboratorní zkoušky traktorů, jejichž výsledkem bylo sestavení úplné otáčkové charakteristiky. Terénní měření bylo zaměřeno na zjišťování tahových charakteristik zkoušených traktorů. U kolového traktoru byly dále měřeny rozdíly tahové charakteristiky při změně tlaku huštění. Následná ucelená část terénního měření se zabývala analýzou dat, získaných při měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav v závislosti na nastavení pracovního režimu motoru.

Z experimentálního měření vyplývá, že traktor opatřený pásovou konstrukcí podvozku disponuje vyšší tahovou silou a zároveň vykazuje nižší měrnou tahovou spotřebu a prokluz než kolový traktor. Při porovnání naměřených dat kolového traktoru s rozdílným tlakem huštění, zjistíme, že snížení hustícího tlaku má příznivý vliv na změnu tahové charakteristiky. V praktické části měření bylo zjištěno, že pásový traktor dosahuje vyšší výkonnosti a nižší energetické náročnosti než kolový traktor. Dále bylo prokázáno, že nastavením otáček motoru do tzv. ekonomické oblasti, lze zvýšit výkonnost a zároveň snížit efektivní spotřebu paliva traktorových souprav.

Klíčová slova: traktor, tahový výkon, tahová síla, prokluz

ABSTRACT

The aim of this PhD thesis was to analysis laboratory and field measurements tractors with different chassis designs. For the measurements were used John Deere tractors with name 8320R if a wheel and if 8320RT crawler tractor, possessing the same engine power. Before the field measurements were conducted laboratory tests of tractors, which resulted was the compilation of the full speed characteristics. The field measurements were focused on identifying characteristics of tensile test tractors. For wheeled tractor were also measured differences tensile characteristics when changing inflation pressure. Subsequent comprehensive part of a field measurement looked at the analysis of data obtained from measurements of performance and energy parameters of tractor kits depending on the operating mode of the engine.

From the experimental measurements show that the tractor equipped with a belt chassis design has a higher tensile strength and also has a lower specific consumption and slippage than wheeled tractor. When comparing the measured data with different wheeled tractor tire inflation pressure, we find that reducing inflation pressure has a positive effect on the change of the tensile characteristics. In the practical part of the measurements we have identified that tracked tractor achieves higher performance and lower energy intensity than the wheeled tractor. It was also shown that by adjusting the engine speed into so called economic areas can improve performance while reducing fuel consumption tractor sets.

Key words: tractor, tensile strength, tensile power, slip

OBSAH

1 ÚVOD	9
2 CÍL PRÁCE	10
3 SOUČASNÝ STAV POZNATKŮ	11
3.1 Konstrukce podvozků současných traktorů	11
3.1.1 Podvozky kolových traktorů	11
3.1.1.1 Síly působící na kola.....	14
3.1.1.2 Pneumatiky	18
3.1.1.3 Centrální huštění	21
3.1.2 Podvozky pásových traktorů.....	22
3.1.2.1 Traktorové pásy	24
3.2 Zhutnění půdy	26
3.2.1 Měření zhutnění půdy	27
3.2.2 Omezování zhutnění půdy	28
4 MATERIÁL A METODIKA	29
4.1 Metodika měření otáčkových charakteristik.....	30
4.1.1 Specifikace a technické parametry zkoušených traktorů.....	32
4.1.2 Použitá měřicí zařízení.....	34
4.1.2.1 Měření točivého momentu	34
4.1.2.2 Měření spotřeby paliva	35
4.1.2.3 Snímání hodnot z datové sběrnice CAN-Bus	35
4.1.2.4 Měření ostatních parametrů	37
4.1.3 Použité vztahy při vyhodnocení.....	37
4.1.3.1 Výkon motoru naměřený přes vývodový hřídel	37
4.1.3.2 Měrná spotřeba paliva.....	37
4.1.3.3 Převýšení točivého momentu.....	37
4.2 Metodika měření tahových charakteristik.....	38
4.2.1 Použitá měřicí zařízení.....	41
4.2.1.1 Technické parametry brzdícího traktoru John Deere 8400.....	41

4.2.1.2 Měření tahové síly	41
4.2.1.3 Modul GPS	42
4.2.1.4 Reflexní snímač	43
4.2.1.5 Programové prostředí.....	43
4.2.2 Použité vztahy pro vyhodnocení tahových charakteristik	44
4.2.2.1 Tahový výkon	44
4.2.2.2 Prokluz.....	44
4.2.2.3 Měrná tahová spotřeba.....	44
4.2.2.4 Tahová účinnost.....	44
4.2.2.5 Hmotnostní vlhkost půdy.....	45
4.3 Metodika měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav	45
4.3.1 Specifikace a technické parametry radličkového kypřiče.....	47
4.3.2 Použité vztahy pro vyhodnocení výkonnostních a energetických parametrů	49
4.3.2.1 Hlavní čas	49
4.3.2.2 Výkonnost efektivní.....	49
4.3.2.3 Efektivní spotřeba paliva	49
4.3.2.4 Prokluz.....	50
5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	51
5.1 Vyhodnocení laboratorních měření	51
5.1.1 Vyhodnocení laboratorního měření kolového traktoru John Deere 8320R...	51
5.1.2 Vyhodnocení laboratorního měření pásového traktoru John Deere 8320RT	56
5.1.3 Porovnání naměřených parametrů zkoušených traktorů.....	61
5.2 Vyhodnocení tahových zkoušek traktorů	62
5.2.1 Vyhodnocení tahových zkoušek kolového traktoru.....	62
5.2.1.1 Kolový traktor 1,6 bar - přední náprava, 1,4 bar - zadní náprava.....	62
5.2.1.2 Kolový traktor 1,2 bar - přední náprava, 1,0 bar - zadní náprava.....	66
5.2.1.3 Porovnání tahových charakteristik s rozdílným tlakem huštění	69
5.2.2 Vyhodnocení tahových zkoušek pásového traktoru	73

5.2.3 Porovnání tahových charakteristik kolového a pásového traktoru	77
5.3 Vyhodnocení výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav v agregaci s kypřičem Köckerling Vector 800	82
5.3.1 Vyhodnocení parametrů pracovní soupravy kolového traktoru John Deere 8320R a kypřiče Köckerling Vector 800	84
5.3.2 Vyhodnocení parametrů pracovní soupravy pásového traktoru John Deere 8320RT a kypřiče Köckerling Vector 800.....	84
5.3.3 Porovnání parametrů pracovních souprav kolového a pásového traktoru v agregaci s kypřičem Köckerling Vector 800	84
6 ANALÝZA ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ A DISKUSE.....	88
7 ZÁVĚR	93
8 SEZNAM LITERATURY.....	95
9 SEZNAM OBRÁZKŮ	100
10 SEZNAM TABULEK.....	103
11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	104
12 SEZNAM PŘÍLOH.....	106

1 ÚVOD

Zvyšující se nároky na nová konstrukční řešení a nové technologie se netýkají jen automobilového průmyslu. Stejně tak i výrobci traktorů přicházejí na trh s konstrukčními a technologickými novinkami, od kterých se očekává jak snížení provozních nákladů, tak zvýšení komfortu k dosažení co nejefektivnějšího využití daného stroje. Nejmarkantnějších změn dostaly hlavní konstrukční uzly, zejména motory, které musí splňovat nejpřísnější emisní normy, převodovky, ať již s řazením převodových stupňů plně pod zatížením, nebo převodovky s plynulou změnou převodového poměru, elektronické vybavení umožňující nastavení např. ekonomického režimu motoru nebo použití navigace pro precizní zpracování půdy a v neposlední řadě konstrukční provedení podvozků. V současné době jsou běžně používány kolové traktory s výkonem motoru 200 - 300 kW, ať již zemědělskými podniky nebo soukromými zemědělci. Takový traktor můžeme označit jako univerzální, a to jak pro polní práce, tak pro použití v dopravě. Výrobci traktorů se ale snaží uspokojit poptávku i po nejvýkonnějších strojích a tahačích určených pro agregaci s těžkými a velkozáběrovými stroji. Zde se nám nabízí otázka, jak nejlépe zajistit přenos výkonu motoru na podložku s co nejmenšími ztrátami. U kolového traktoru to znamená použití čtyř nebo šesti pneumatik na nápravu, nebo nového konstrukčního řešení v podobě třínápravového podvozku. Další alternativou pro zvýšení přenosu výkonu kolového traktoru je montáž pásových jednotek pod označením SoucyTrack. U pásových traktorů je přenos výkonu na podložku zajištěn velkou styčnou plochou pojezdových ústrojí, což má za následek také nižší nežádoucí zhutnění půdy a nižší prokluz. Určitá výhoda pásových traktorů před kolovými je také dodržení legislativní podmínky maximální povolené šířky vozidla 3 m při přepravě po pozemních komunikacích (341/2002Sb.).

Nynější situace v zemědělství je do značné míry ovlivňována také cenou pohonných hmot, která se mnohdy pohybuje okolo 35 Kč/l. Jelikož výrobci motorů nedoporučují nebo zcela zakazují používání alternativních paliv jako je např. bionafta, a to pod ztrátou záruky, zůstává motorová nafta primární palivo pro použití v zemědělství. Jedna z možností, jak snížit právě spotřebu pohonných hmot, resp. náklady na provoz stroje, je také vhodná volba pracovního režimu motoru, ale v první řadě řádně proškolená obsluha, která by měla znát veškerý potenciál ovládaného stroje spojený s elektronickým řízením jednotlivých funkčních prvků traktoru.

2 CÍL PRÁCE

Cílem práce bylo charakterizovat současný stav a trendy v konstrukci podvozků traktorů, vytvořit metodiku laboratorního měření s cílem exaktního stanovení základních parametrů motorů a vytvořit metodiku terénního měření tahových vlastností kolového a pásového traktoru.

Dalším cílem bylo stanovit metodiku měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav.

Naměřené a vypočtené hodnoty tabulkově zpracovat a ze získaných hodnot provést analýzu se zaměřením na vliv konstrukce podvozku a huštění pneumatik na energetické a výkonnostní parametry traktoru a traktorových souprav.

3 SOUČASNÝ STAV POZNATKŮ

3.1 Konstrukce podvozků současných traktorů

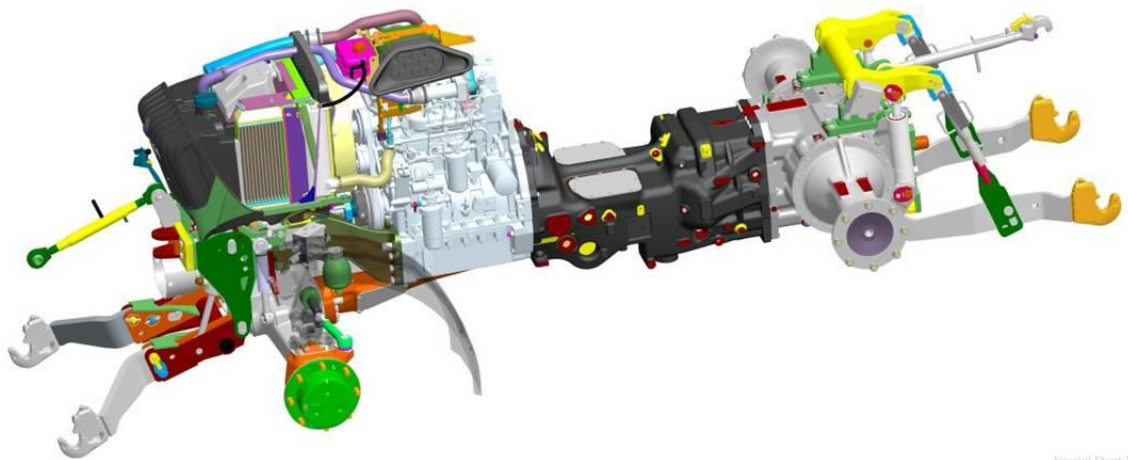
Podvozek je hlavní nosnou částí traktoru. Jeho součástí jsou všechny mechanismy, které umožňují jízdu a řízení traktoru. Některé části podvozku traktoru musí zajišťovat ještě další funkce, jako je nesení pracovního nářadí a strojů, umožňovat změnu rozchodu kol nebo také změnu světlé výšky při zachování optimálních pracovních vlastností, kterými jsou zejména stabilita a říditelnost. (BAUER., 2013)

3.1.1 Podvozky kolových traktorů

Podvozky kolových traktorů se dělí na tři základní konstrukce:

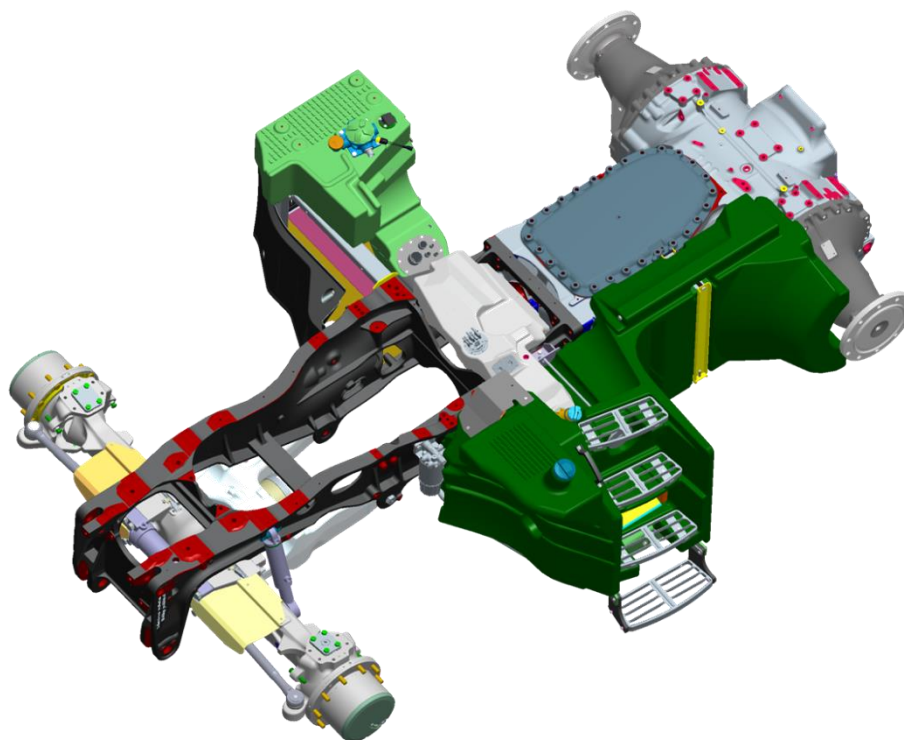
- bezrámová konstrukce
- polorámová konstrukce
- rámová konstrukce

Bezrámová konstrukce podvozku je používána zejména u traktorů nižších výkonových tříd. Zde jsou jednotlivé části (motor, převodovka, skříň koncových převodů) sešroubovány v jeden celek a tvoří tak nosnou konstrukci traktoru (viz obr. 3.1). Jednotlivé části strojních skupin musí být dostatečně dimenzovány vzhledem k velkému namáhání, které na traktor působí při pohybu v nerovném terénu. Nevýhodou této konstrukce je vyšší hmotnost jednotlivých funkčních skupin a často nevyhovující rozložení hmotnosti.



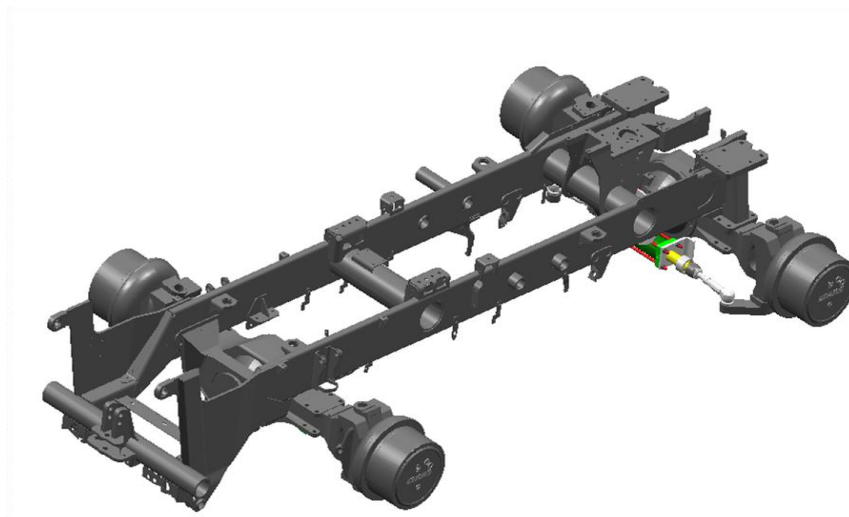
Obr. 3.1 Bezrámová konstrukce podvozku traktoru (Bauer, 2013)

Nedostatky bezrámové konstrukce částečně odstraňuje konstrukce polorámová (viz obr. 3.2). Rám, který nese některé strojní skupiny, většinou motor a převodovku, je přichycen k zadní nápravě s rozvodovkou. Jelikož skříň motoru s převodovkou nemusí plnit nosnou funkci, nemusí být tak dimenzované a sníží se jejich hmotnost. U polorámové konstrukce lze docílit optimálního rozložení hmotnosti, a tím i pozitivně ovlivnit trakční vlastnosti traktoru. V případě volitelné výbavy slouží polorám také pro uchycení tříbodového závěsu s větší nosností, nebo čelního nakladače (informační materiály Fendt).



Obr. 3.2 Polorámová konstrukce podvozku traktoru

Stále rostoucí zatížení nářadím, umístěným v předním a zadním tříbodovém závěsu, způsobilo ve stále větší míře používání rámové konstrukce podvozku traktoru (viz obr. 3.3). Nosnou funkci u rámové konstrukce neplní skříň motoru a převodovky, ale rám, který je nosnou částí pro ostatní mechanismy, tj. motor, převodová ústrojí, koncové převody, ostatní části podvozku, popřípadě kabinu řidiče (SEMETKO., 1985). Umístění motoru a převodovky v rámu tak přispívá k optimálnějšímu rozložení hmotností (BAUER., 2013). Mezi hlavní nevýhodu traktorů s rámovou konstrukcí podvozku patří příliš velký poloměr otáčení. U konceptu traktoru Claas Xerion je tato nevýhoda eliminována díky řízení jak přední, tak také zadní nápravy. V tomto případě se řízení zadní nápravy přidává, je-li rejď předních kol vyšší jak 4° (KOPA., 2009).



Obr. 3.3 Rámová konstrukce podvozku traktoru Claas Xerion (informační materiály Claas)

Rámová konstrukce podvozku byla také použita u konceptu třínápravového traktoru firmy Fendt pod označením Trisix (viz obr. 3.4). Právě konstrukce s třemi nápravami měla zvýšit efektivitu přenosu výkonu motoru na podložku při zachování transportní šířky stroje bez použití doprovodného vozidla. Podobně jako u traktoru Claas Xerion i Fendt má dvě říditelné nápravy, a to přední a zadní, s průměrem otáčení 13,7 m. Úhel natočení přední a zadní nápravy je rozdílný, což je dáno jiným rozvorem od střední nápravy, jelikož mezi přední a střední nápravou je více místa. I přesto je úhel natočení přední a zadní nápravy sladěn tak, aby kola při zatáčení jela v jedné stopě (STEHNO., 2009).

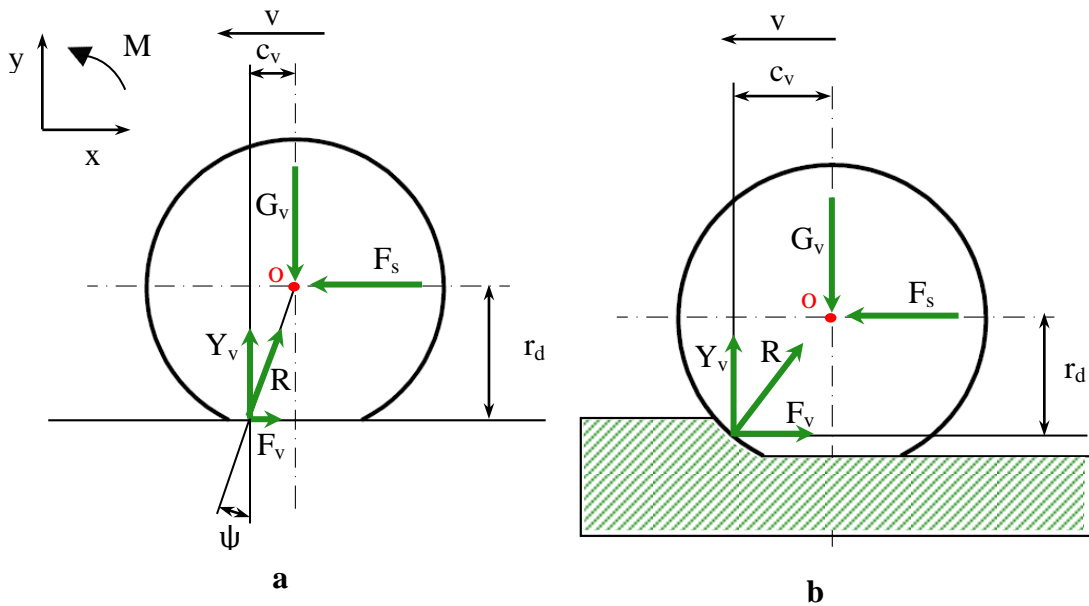


Obr. 3.4 Třínápravový traktor Fendt Trisix (Bauer, 2008)

3.1.1.1 Síly působící na kola

Kola traktoru můžeme z mechanického hlediska rozdělit na hnaná (odvalovaná) a hnací, která přenáší hnací sílu motoru udržující traktor v pohybu.

Na odvalující se hnané kolo působí při rovnoměrném pohybu síly uvedené na obr. 3.5. Při valení kola se vyskytují nejčastěji dva případy, a to odvalování pružného kola po tvrdé podložce (a) a odvalování pružného kola po pružné podložce (b).



Obr. 3.5 Síly působící na hnané kolo

Podmínky rovnováhy k bodu O mají tvar:

$$\Sigma F_x = 0; F_v - F_s = 0 \quad (3.1)$$

$$\Sigma F_y = 0; G_v - Y_v = 0 \quad (3.2)$$

$$\Sigma M_o = 0; F_v \cdot r_d - c_v \cdot Y_v = 0 \quad (3.3)$$

kde: G_v – tíha připadající na hnané kolo [N]

Y_v – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

F_s – surná síla od rámu traktoru [N]

R – výslednice normálové reakce a odporu valení [N]

c_v – vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola [m]

r_d – dynamický poloměr [m]

ψ – úhel odporu valení [°]

Z momentové rovnováhy vyplývá síla odporu valení:

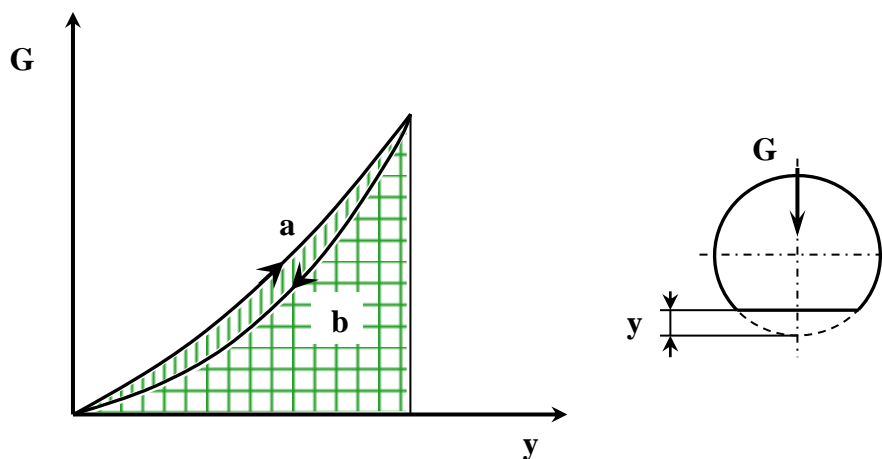
$$F_v = \frac{c_v}{r_d} \cdot Y_v = \frac{c_v}{r_d} \cdot G_v \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

Poměr $\frac{c_v}{r_d}$ je pro určitý typ kola a druh půdy téměř konstantní veličinou, která se nazývá součinitel odporu valení f .

$$f = \frac{c_v}{r_d} = \operatorname{tg} \psi \quad [-] \quad (3.5)$$

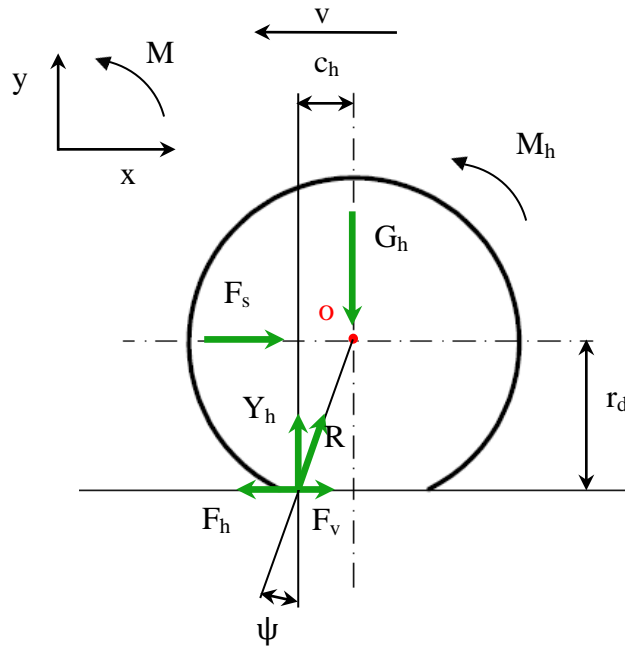
Při jízdě traktoru v měkkém terénu (viz obr. 3.5 (b)) je větší úhel odporu valení ψ při zachování stejné velikosti normálové reakce Y_v . Normálová reakce se posouvá od osy kola, dynamický poloměr r_d se snižuje, a proto musí pro zachování rovnováhy podle vztahu 3.3 a 3.4 narůstat síla odporu valení F_v (BAUER., 2006).

K posuvu normálové reakce před osu kola dochází vlivem hysterezních (třecích) ztrát v pneumatice při jejím styku s podložkou, což je znázorněno deformační charakteristikou (viz obr. 3.6). Zatěžování pneumatiky probíhá podle křivky a, odlehčování podle křivky b. Pneumatika je schopna během odlehčování vrátit při stejné deformaci pouze menší sílu než jakou byla stlačena (OBŮRKA., 1990). Velikost plochy omezené křivkami a, b je úměrná práci vynaložené na proběhnutí jednoho cyklu a zmařené zahříváním vnitřním třením pneumatiky. U ideálně pružné pneumatiky by existovala pouze křivka a. Posuv normálové reakce je dále ovlivněn vodorovnou složkou reakce deformované půdy, kdy přední část dosedací plochy pneumatiky je větší než za osou kola, a přenáší větší část zatížení (GREČENKO., 1994).



Obr. 3.6 Předsunutí normálové reakce Y od osy u hnaného kola

Na odvalující se hnací kolo působí při rovnoměrném pohybu síly znázorněné na obr. 3.7.



Obr. 3.7 Síly působící na hnací kolo

Podmínky rovnováhy k bodu O mají tvar:

$$\Sigma F_x = 0; F_s + F_v - F_h = 0 \quad (3.6)$$

$$\Sigma F_y = 0; Y_h - G_h = 0 \quad (3.7)$$

$$\Sigma M_o = 0; M_h + r_d \cdot F_v - r_d \cdot F_h - c_h \cdot Y_h = 0 \quad (3.8)$$

kde: G_h – tíha připadající na hnací kolo [N]

Y_h – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

F_s – suvná reakce od rámu traktoru [N]

R – výslednice normálové reakce a odporu valení [N]

c_h – vzdálenost normálové reakce od osy hnacího kola [m]

r_d – dynamický poloměr [m]

F_h – hnací síla [N]

M_h – hnací moment [N.m]

Normálová reakce Y_h je podobně jako v předchozím případě předsunuta před střed kola o hodnotu c_h . Síla odporu valení je vyjádřena rovnicí 3.9.

$$F_v = f \cdot Y_h = f \cdot G_h \quad [\text{N}] \quad (3.9)$$

Hnací moment motoru M_{hm} vyvolává na obvodu kola hnací sílu motoru F_{hm} , působící na rameni r_d . Reakce půdy s hnací silou F_h posunuje traktor dopředu. Hnací síla je v rovnováze s valivým odporem a suvnou reakcí.

Ztráty vzniklé v převodovém ústrojí vyjadřujeme pomocí mechanické účinnosti η_m . Tato účinnost je dána poměrem výkonu z mechanismu odvedeného k výkonu k mechanismu přivedeného dle vztahu 3.10.

$$\eta_m = \frac{P_{hm}}{P_e} = \frac{M_{hm} \cdot \omega_h}{M_t \cdot \omega} \quad [-] \quad (3.10)$$

kde: η_m – mechanická účinnost [-]
 P_{hm} – výkon na hnacích kolech [W]
 P_e – efektivní výkon motoru [W]
 ω – úhlová rychlost klikového hřídele motoru [s^{-1}]
 ω_h – úhlová rychlost hnacího kola [s^{-1}]
 M_t – točivý moment motoru [N.m]
 M_{hm} – točivý moment na hnacích kolech [N.m]

Poměr úhlových rychlostí vyjadřuje celkový převodový poměr.

$$i_c = \frac{\omega}{\omega_h} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot n_h} = \frac{n}{n_h} = i_p \cdot i_r \cdot i_k \quad [-] \quad (3.11)$$

kde: i_p – převodový poměr převodovky [-]
 i_r – převodový poměr rozvodovky [-]
 i_k – převodový poměr koncového převodu [-]

Motor traktoru je zdrojem hnací síly. Točivý moment vyvíjený motorem je přenášen přes převody na hnací kola. Vlivem převodového ústrojí se točivý moment zvětšuje a

tento moment přivedený na hnací ústrojí nazýváme hnací moment M_{hm} . Řešením rovnic 3.10 a 3.11 lze vypočítat hnací moment motoru na hnacích kolech,

$$M_{hm} = M_t \cdot i_c \cdot \eta_m = F_{hm} \cdot r_d \quad [\text{N.m}] \quad (3.12)$$

a také hnací sílu motoru na obvodu hnacích kol.

$$F_{hm} = \frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad [\text{N}] \quad (3.13)$$

Hnací síla motoru na obvodu kola dosáhne nejvyšších hodnot při maximálním točivém momentu motoru a nejvyšším převodovém poměru. Při nerovnoměrném pohybu ovlivňuje velikost hnací síly moment setrvačnosti hnacích kol a s nimi kinematicky spojených částí převodů a spalovacího motoru.

U hnacího kola se zavádí součinitel záběru μ , který vyjadřuje poměr přenášené hnací síly k normálové reakci hnacího kola.

$$\mu = \frac{F_h}{Y_h} \quad [-] \quad (3.14)$$

Součinitel záběru vyjadřuje dokonalost kontaktu hnacího mechanismu s podložkou a také jaká část hnací síly motoru se přenesse na podložku. Součinitel záběru je proměnlivá výpočtová veličina, neboť se hnací síla mění od nuly až po maximální hodnotu, kdy dosáhne prokluz $\delta = 100 \%$ (BAUER., 2013, SEMETKO., 1986, OBŮRKA., 1990).

3.1.1.2 Pneumatiky

Pneumatiky tvoří pružící prostor mezi vozidlem a podložkou. Přenáší hmotnost traktoru a přípojného vozidla, hnací a brzdící momenty a boční síly na podložku.

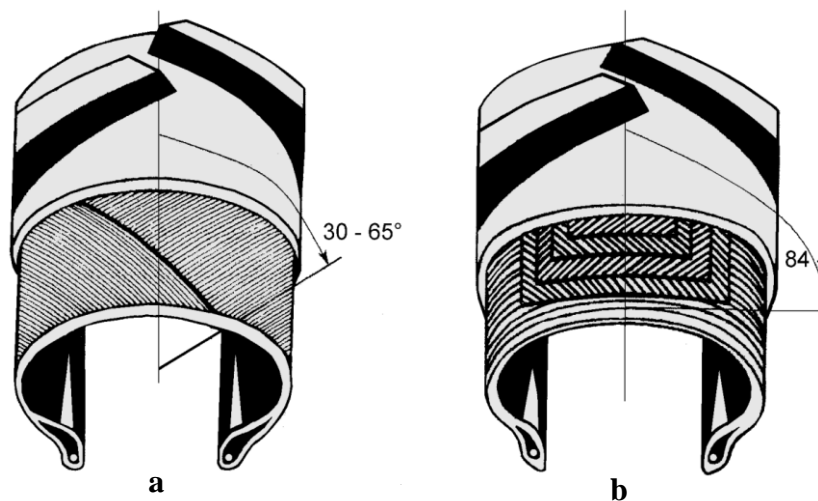
Pneumatikou se rozumí plášť, popř. plášť s duší. Plášť tvoří vnější část pneumatiky, která zajišťuje kontakt s podložkou a dosedá svou patkou na ráfek. U bezdušových pneumatik není použita duše a její funkci přebírá plášť.

Mezi hlavní komponenty pneumatiky patří pryž (80 – 85 %), různá vlákna (12 – 16 %) a ocelový drát (2 – 3 %). Dalšími přísadami jsou saze, oleje, textilie, různé

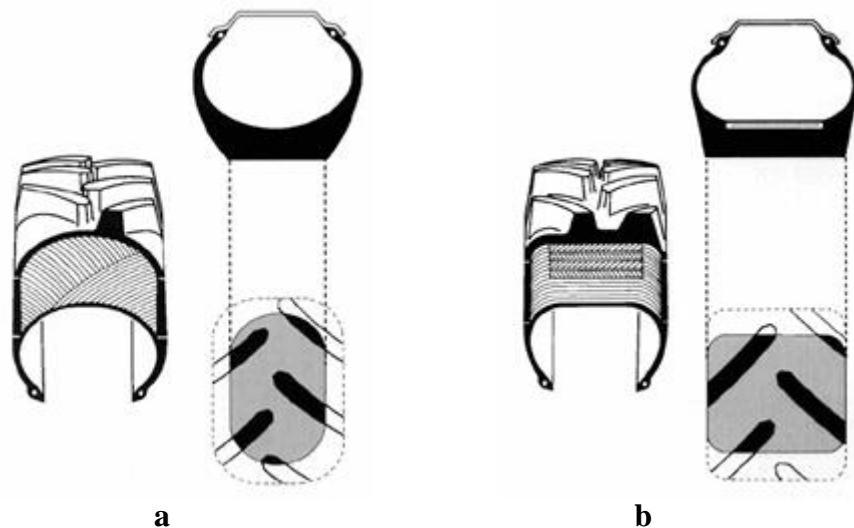
chemikálie a další suroviny. Pneumatika se skládá z běhounu, kostry, bočnic, patky a nárazníkové vrstvy. (BAUER., 2013)

Běhoun je nosná část pneumatiky, zhotovená z materiálu odolného proti opotřebení. Profilováním běhounu se vytváří vzorek (dezén) pneumatiky, který zabezpečuje spolehlivý styk pneumatiky s podložkou. Vzorek přímo ovlivňuje celkové vlastnosti pneumatiky a má vliv na velikost prokluzu, záběrové vlastnosti, hloubku stopy a kontaktní tlaky na podložku. Běhoun po stranách přechází v bočnice a patky. Od kostry je běhoun oddělen nárazníkovou vrstvou, která tlumí nárazy a chrání kordové vrstvy kostry. (SEMETKO., 1985)

Konstrukce kostry ovlivňuje nejvíce vlastnosti pneumatiky, mezi které můžeme zařadit styčnou plochu, nosnost, valivý odpor aj. Podle konstrukce kostry lze rozdělit pláště na radiální a diagonální. V současné době je základem vozového parku většiny zemědělců traktor vyšší výkonové třídy, u něhož je samozřejmostí použití pneumatiky radiální konstrukce (viz obr. 3.8). U radiálního provedení probíhají kordové nitě v kostře příčně od patky k patce, v obvodovém směru je kostra navíc stabilizována několika vrstvami nárazníku. Nárazník vytváří pevný základ pro běhoun pneumatiky, boky pneumatiky jsou však velmi pružné. Radiální pneumatiky mají o 20-25 % větší styčnou plochu. Z tohoto důvodu se dostává současně do záběru větší počet záběrových figur a dochází tak k účinnějšímu přenosu záběrových sil a menšímu zhutňování půdy, což má kladný vliv na vyšší výnosy (viz obr. 3.9).(JURTÍK., 2006)



Obr. 3.8 Uspořádání kostry pneumatiky (a) diagonální, (b) radiální



Obr. 3.9 Styčné plochy diagonální (a) a radiální (b) pneumatiky (storex.comin.cz)

Moderní traktory bývají často osazovány pneumatikami využívajících nižších pracovních tlaků, jejichž základem pro vývoj byla ochrana půdy před nežádoucím zhutněním, a také zvýšení trakčních vlastností traktoru. Společnost Michelin vyvinula technologii zvanou Ultraflex týkající se nového pláštěvého profilu s větší ohebnou oblastí bočnic. Pneumatiky mohou být provozovány s nejvyšším stupněm deflexe, aniž by byla omezena jejich životnost. Pneumatiky využívající technologie Ultraflex jsou zejména vhodné pro traktory disponující systémem centrálního huštění pneumatik, kdy operátor traktoru může volit tlak v pneumatice v závislosti na prováděných pracích.

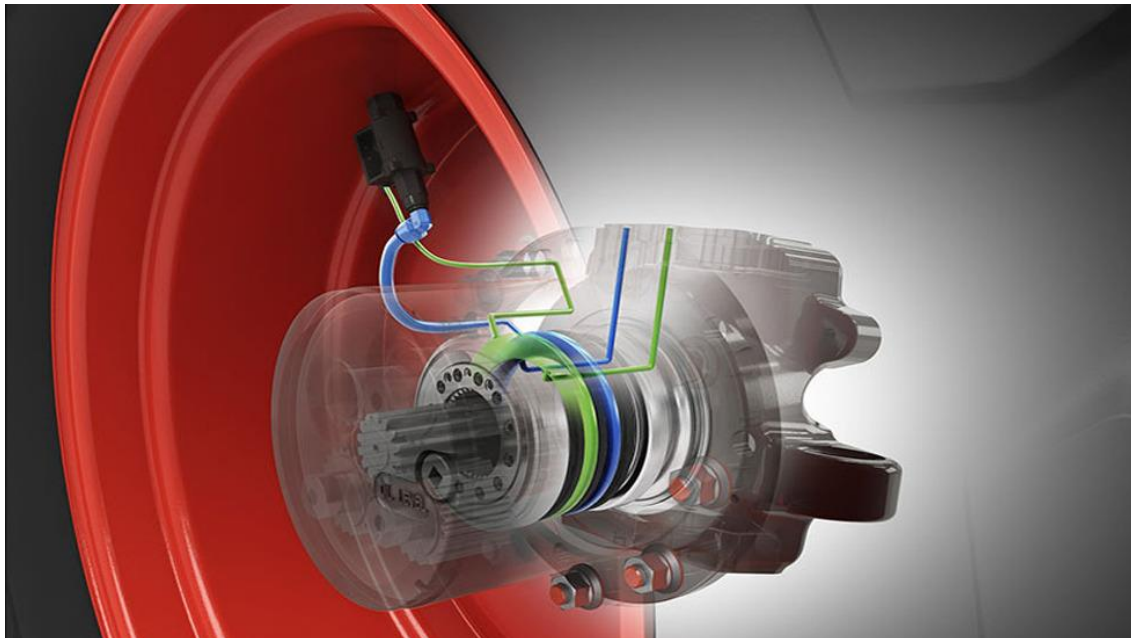


Obr. 3.10 Traktor osazen pneumatikami Michelin XeoBib (interempresas.net)

3.1.1.3 Centrální huštění

Husticí tlak pneumatik je konstrukční veličina stanovená jejím výrobcem. Dodržením stanoveného husticího tlaku lze zvýšit životnost pneumatiky, ale také snížit negativní dopad na půdní fond. Systém centrálního huštění pneumatik umožňuje nastavení tlaku vzduchu v pneumatikách z místa řidiče v závislosti na právě vykonávaných pracích. V praxi to znamená nastavení vyššího tlaku huštění při pohybu na zpevněných komunikacích a na druhou stranu snížení husticího tlaku při práci na nezpevněném pozemku. Vhodnou volbou pracovního tlaku vzduchu v pneumatikách lze docílit vyšších trakčních vlastností a snížení nežádoucího tlaku na půdu při práci na poli a snížení valivých odporů při pohybu traktorové soupravy na komunikacích.

Systém centrálního huštění nabízí řada výrobců traktorů a jedná se buď o zcela integrovaný systém, nebo o dodatečnou instalaci na již provozovaném traktoru. Kompaktní přívod vzduchu přes náboj kola pro centrální huštění vyřešila firma Fendt. Systém řízení tlaku v pneumatikách je integrován do Vario terminálu a umožňuje také změnu tlaku v pneumatikách přípojného návěsu pomocí ISO-Bus (viz obr. 3.11 – 3.13).



Obr. 3.11 Centrální huštění pneumatik Fendt – přívod tlakového vzduchu přes náboj kola (fendt.com)



Obr. 3.12 Externí systém centrálního huštění u traktoru Claas Xerion (foto autor)



Obr. 3.13 Systém centrálního huštění na přípojném vozidle přes náboj kola (foto autor)

3.1.2 Podvozky pásových traktorů

Stále zvyšující se nároky na výkonnost traktorových souprav s sebou přináší navyšování výkonů motorů, a tedy celkové hmotnosti traktoru. Aby byla práce traktorové soupravy efektivní, je potřeba zajistit co nejúčinnější přenos výkonu motoru na podložku. Jedna z možností, jak zvýšit trakční vlastnosti traktoru a současně snížit nežádoucí zhutnění půdy, je použití pásového podvozku. Konstrukce podvozku

dnešních pásových traktorů je řešena jako rámová (dělený rám) nebo polorámová s mohutnou skříní převodovky a zadního mostu.

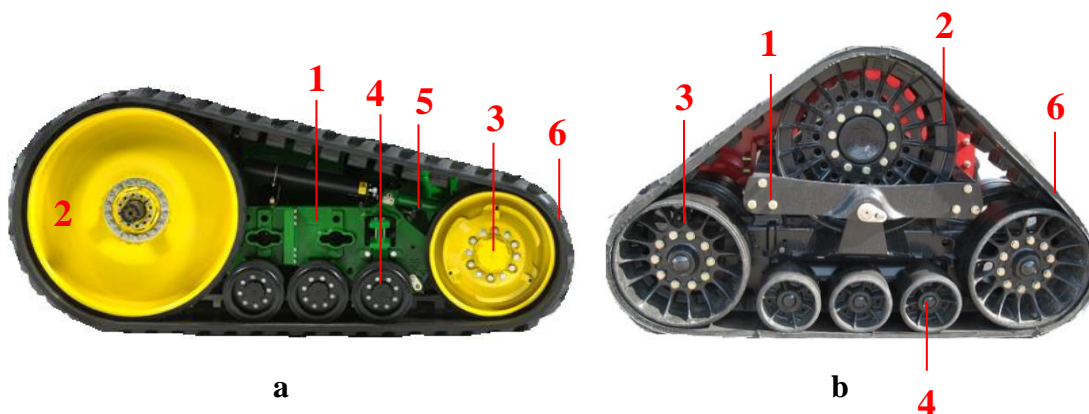


Obr. 3.14 Používané koncepce podvozků pásových traktorů (deere.com, agrics.cz)

V současné době jsou při výrobě pásových traktorů používána dvě konstrukční řešení podvozků, a to s dvěma (a) nebo čtyřmi pásovými jednotkami (b), (viz obr. 3.14). V případě použití kloubového pásového traktoru se čtyřmi pásovými jednotkami lze docílit dokonalejšího kopírování půdního profilu díky nezávislému uložení každé pásové jednotky.

Pásová jednotka, přenášející hnací sílu motoru na podložku, se skládá z centrálního nosníku (1), hnacího kola (2), napínacího kola (3), středové vodící kladky (4), napínacího mechanismu (5) a pásu (6), (viz obr. 3.15).

Výhody pásového podvozku, mezi které patří zejména větší styčná plocha a nižší zhutnění půdy, lze přenést také na traktor klasické kolové koncepce, a to tak, že kola s pneumatikami mohou být nahrazena výměnnými pásovými jednotkami, u nás



Obr. 3.15 Pásové jednotky traktorů John Deere (a) a Case (b), (deere.com, agrics.cz)

všeobecně známými pod označením Soucy Track (viz obr. 3.16). Pásové jednotky, s rozměrem pásů až 920 mm, lze nahradit za kola s pneumatikou u většiny samojízdné techniky, ale také u závěsné techniky jako jsou překládací vozy nebo velkoobjemové tažené kejdovače. Jelikož montáž pásových jednotek nevyžaduje žádné zásahy v konstrukci traktoru, je možné je kdykoliv zaměnit za kola s pneumatikami (soucy-track.com).



Obr. 3.16 Použití pásových jednotek Soucy Track (flickr.com)

3.1.2.1 Traktorové pásy

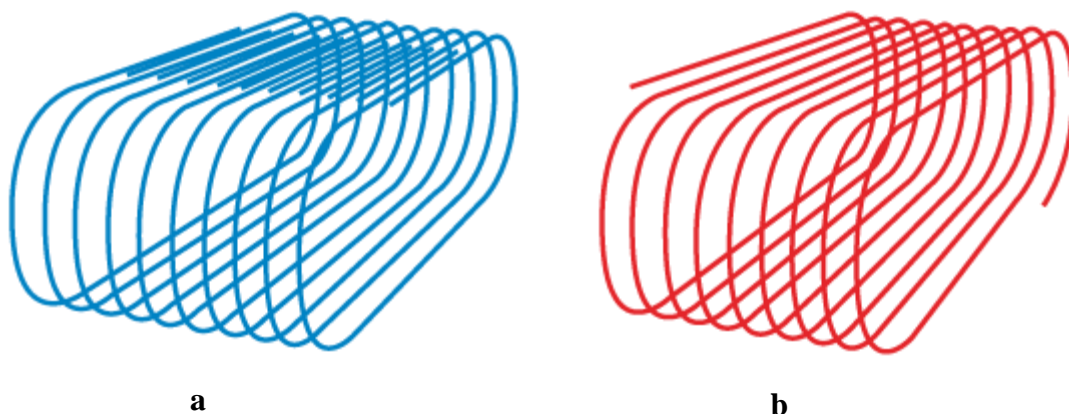
K přenosu hnací síly na pásy traktorů dochází dvěma způsoby, a to buď třením mezi pásem a hnacím kolem o velkém průměru, aby se zvětšila účinná třecí plocha, nebo pomocí pryžových bloků zapadajících do výřezů v hnacím kole.

Vlastní pás je pryžový s ocelovými vlákny s šířkou 400 až 920 mm. Z hlediska konstrukce uložení ocelových vláken můžeme pásy rozdělit na uložení ocelových vláken s přesahem nebo na spirálovité uložení ocelových vláken (viz obr. 3.17). Pásy se spirálovitým uložením ocelového kordu mají vyšší odolnost proti poškození než pásy s přesahem ocelových vláken, kdy právě onen přesah ocelových vláken bývá zdrojem vlastních poškození.

Pásy lze také rozdělit dle jejich využití, kdy je třeba vzít v úvahu několik základních kritérií, mezi něž patří hlavní využití stroje, stav a topografie půdy a také, jak často se traktor bude pohybovat na pozemních komunikacích. V konečném důsledku lze pásy rozdělit:

- pásy pro obecné využití v zemědělství

- pásy pro extrémní aplikace
- pásy pro extrémní použití v zemědělství
- pásy pro speciální aplikace, tzv. skrejprové pásy



Obr. 3.17 Uložení ocelových vláken v pryžovém pásu (a) s přesahem, (b) ve spirále (bridgestoneindustrial.com)

Pásy pro obecné využití v zemědělství

Tento typ pásů patří mezi nejrozšířenější, protože vyhovuje pro většinu zemědělských aplikací. Tyto pásy používají nejčastěji dva typy lamel, a to diagonální, která je napříč celé šířky pásu, a šípovou. Diagonální vzorek lamely se používá u úzkých pásů, kde má jediná lamela vzorku sahající přes celou šířku větší objem pryže a méně se opotřebovává na okrajích než dvě krátké lamely vzorku použité u šípového vzorku. Šípový vzorek lamely se používá u širších pásů pro zajištění optimální životnosti a efektivního samočištění.

Pásy pro extrémní aplikace

Tyto pásy jsou navrženy pro použití v náročných podmínkách jako je tahání skrejprů nebo práce ve svahu. Většinou se používají při práci na abrazivním podloží, např. na strništi po cukrové třtině a na kamenité půdě. Konstrukce zmíněných pásů vyniká hlubšími vodícími bloky a také vyššími lamelami vzorku.

Pásy pro extrémní použití v zemědělství

Tyto pásy byly vyvinuty pro značně specifické podmínky. Obvyklé aplikace jsou na svazích s velmi tvrdou nebo abrazivní půdou, kde dochází k velkému zatížení.

Pásky pro speciální aplikace

Tyto pásky byly vyvinuty pro specializované aplikace, jako je tahání těžkých skrejprů. Konstrukce pásu se vyznačuje poněkud kratší lamelou vzorku, což způsobuje snížení trakce, ale naopak umožňuje lepší a efektivnější čištění pásu. Tento pás je také vybaven dodatečnými vrstvami pryže na vnitřním povrchu, které zajišťují zvýšenou ochranu (VYKYDAL., 2009).

3.2 Zhutnění půdy

Zhutnění půdy patří mezi významné fyzikální degradace půdy. Podle průzkumu provedeného v 80. letech minulého století bylo nadměrným zhutněním postiženo kolem 38 % orné půdy. Podle posledních odhadů je nadměrným zhutněním postiženo 45 % zemědělského půdního fondu, z toho 30 % připadá na zhutnění technogenní v důsledku nevhodného způsobu strojního obhospodařování půdy (JAVŮREK., VACH., 2008, ŠARAPATKA., 2008).

Nadměrné zhutnění půdy způsobuje tyto nepříznivé jevy:

- zhoršuje půdní prostředí,
- omezuje trakční vlastnosti zemědělských strojů a tím zvyšuje jejich energetickou náročnost při zpracování půdy,
- nepříznivě ovlivňuje výši a jakost produkce plodin,
- snižuje retenční schopnost půdy,
- zpomaluje a omezuje infiltraci vody do půdy, čímž přispívá k povrchovému odtoku, což má za následek erozi půdy.

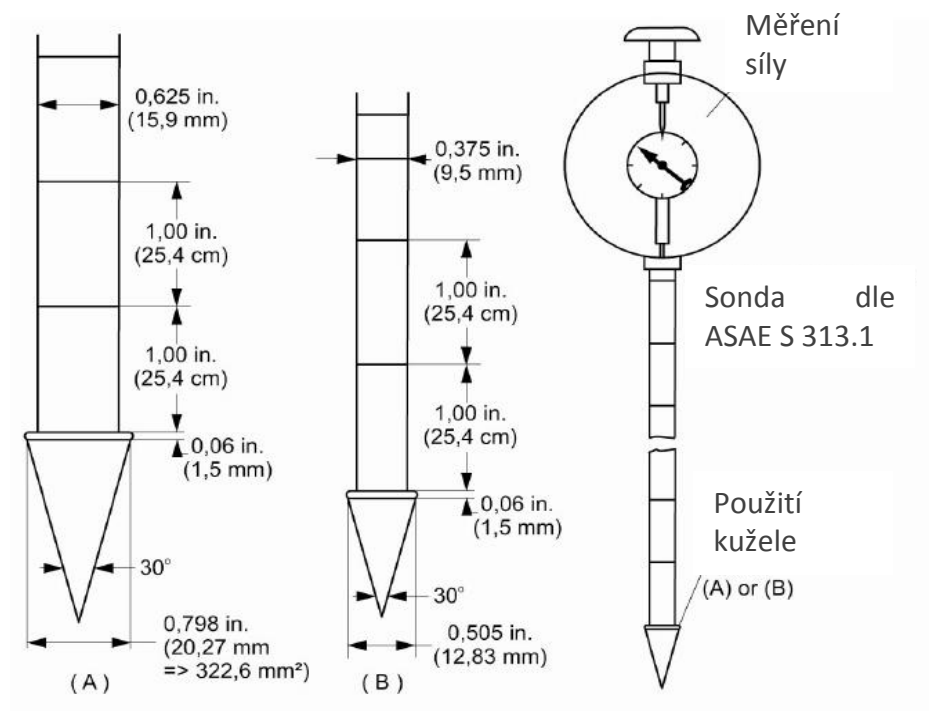
Nadměrným zhutněním půdy a jeho vlivem na výnos plodin se zabýval také ARVIDSON., (1996), který zjistil, že účinky zhutnění půdy způsobené přejezdem zemědělskou technikou přetrvávají i po orbě radličním pluhem. KUMHÁLA., et al. (2013) ve své práci uvádí, že při sledování intenzity přejezdů po vybraném pozemku bylo 88,2 % plochy pokryto stopami během jednoho roku v případě uplatnění orebné technologie. U sledovaného pozemku, kde byla aplikována minimalizační technologie, klesla přejetá plocha na 65,2 %, resp. na 42,7 % v případě technologie přímého setí. Z uvedeného je zřejmé, že k nežádoucímu zhutňování půdy vlivem působení zemědělské techniky dochází na velké části obdělávaných pozemků.

3.2.1 Měření zhutnění půdy

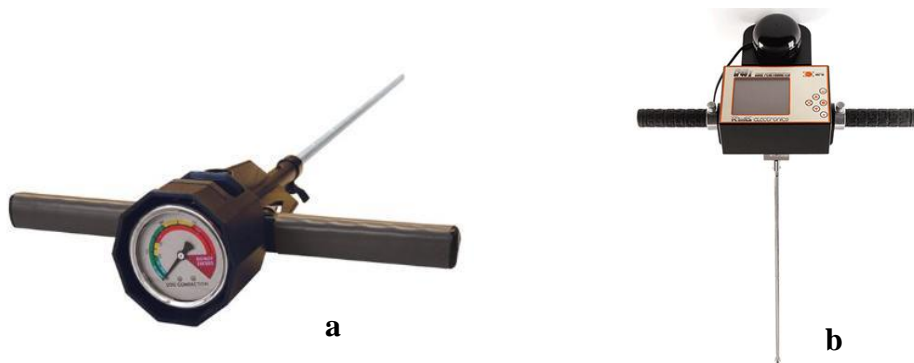
Měření zhutnění půdy můžeme rozdělit na přímé a nepřímé. Přímá metoda je založena na odběru profilu půdy kruhového průřezu nejlépe vtlačovanou kalibrovanou sondou o objemu 100 cm^3 . Provede se vážení vzorku v původním stavu a opětovné převážení po vysušení v peci při teplotě 105 °C po dobu 24 hodin a stanoví se objemová hmotnost ρ , hmotnostní vlhkost půdy w objemová hmotnost vysušené půdy ρ_d .

Nepřímá metoda spočívá v měření penetračního tlaku, působícího proti vpichu penetrometru, jehož základní částí je jehla s kuželovou hlavicí, měřidlo zahloubení a siloměr. Jehla je vpichována až do hloubky 100 cm, přičemž dochází k registraci závislosti penetračního tlaku na zahloubení (GREČENKO., 1994). Výhodou této metody je pohotovost a rychlost získání výsledků. Co do konstrukce, mohou být penetrometry jak analogové, tak také digitální se záznamem, tzv. registrační, nebo bez záznamu.

Kuželové hlavice mají tvar podle doporučení ASAE S 313 s vrcholovým úhlem 30° . Plocha základny je stanovena pro měkké a vlhké půdy $3,23 \text{ cm}^2$ a pro tvrdé a suché půdy $1,29 \text{ cm}^2$ (viz obr. 3.18), (STOIBER., 2008).



Obr. 3.18 Kuželový penetrometr (STOIBER., 2008)



Obr. 3.19 Kuželový penetrometr (a) analogový, (b) digitální

3.2.2 Omezování zhutnění půdy

Mezi hlavní opatření vedoucí k omezení nežádoucího zhutnění půdy patří zejména:

- nová technická a konstrukční řešení zemědělských strojů vedoucí ke snižování kontaktního tlaku na půdu,
- volba vhodné doby vstupu strojů na pozemek,
- omezení přejezdů po pozemku,
- šetrné a ochranné zpracování půdy.

Nežádoucí zhutnění půdy, z hlediska působení zemědělské techniky, je v současnosti nejvíce omezováno používáním nových konstrukcí nízkotlakých pneumatik, nebo pásových jednotek, které je možné dodatečně instalovat na kolové traktory. Na obr. 3.20 je znázorněn řez půdního profilu při zatížení strojem s použitím nízkotlaké pneumatiky využívající technologii Ultraflex (a), a konvenční pneumatiky (b).



Obr. 3.20 Zhutnění půdy - pneumatika s technologií Ultraflex (a), konvenční pneumatika (b), (informační materiály Michelin)

4 MATERIÁL A METODIKA

Pro potřeby této práce byly zkoušeny traktory s odlišnou konstrukcí podvozku. Jednalo se o kolový traktor John Deere 8320R a traktor s pásovým podvozkem John Deere 8320RT (obr. 4.1), technické specifikace a rozložení hmotností jsou uvedeny v kapitole 4.1.1. Výsledky a analýzy této práce byly zjištěny na základě jednotlivých dílčích měření, kterými byly:

- laboratorní zkoušky - měření otáčkových charakteristik (kapitola 4.1)
- terénní zkoušky - měření tahových charakteristik (kapitola 4.2)
 - měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav v závislosti na zatížení motoru (kapitola 4.3)



Obr. 4.1. Zkoušené traktory John Deere 8320RT a John Deere 8320R

4.1 Metodika měření otáčkových charakteristik

Laboratorní zkoušky byly provedeny s cílem exaktního stanovení základních parametrů motorů zkoušených traktorů, změřením jmenovité a úplné otáčkové charakteristiky motorů obou traktorů, aby bylo možno v navazujícím terénním měření vyloučit případný vliv rozdílu výkonu motoru. Měření bylo provedeno v automobilových laboratořích Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně.

Jmenovitá otáčková charakteristika byla měřena přes zadní vývodové hřídele traktorů připojené k vířivému dynamometru V500 s nastavenou plnou dávkou paliva (obr. 4.2, 4.3). Otáčky vývodového hřídele byly nastaveny pomocí převodovky PTO na hodnotu 1000 min^{-1} . Vlastní měření jmenovité charakteristiky traktorového motoru probíhalo staticky, při ustálených režimech. Jmenovitou charakteristiku tvoří 15 a více bodů, které jsou charakterizovány točivým momentem a otáčkami motoru, na které je zatěžován. Po zatížení na určený bod proběhne nejprve ustálení parametrů motoru a následně je proveden záznam měřených dat a vypočtených hodnot. Při měření točivého momentu motoru a otáček PTO byla současně měřena a zaznamenávána hodinová spotřeba paliva, teplota nasávaného a plnicího vzduchu, teplota mazacího oleje, teplota chladicí kapaliny a teplota výfukových plynů. Paralelně s daty získanými ze snímačů zkušebny byly snímány údaje z datové sběrnice traktoru Can-Bus, a to především zatížení motoru, otáčky motoru, teploty provozních kapalin, hodinová spotřeba paliva, aktuální točivý moment a jiné. Program pro vyčítání údajů z datové sběrnice traktoru byl vytvořen na Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně.

Úplná otáčková charakteristika se nezjišťuje přímým měřením, ale sestavuje se z většího počtu otáčkových charakteristik naměřených při různých dávkách paliva. Při měření úplné otáčkové charakteristiky byly použity stejné měřicí přístroje a byly zaznamenávány stejné údaje, jako při měření jmenovité otáčkové charakteristiky motoru (Bauer, 2006). Během všech měření byly dodržovány všeobecné požadavky a ustanovení o dovolených mezních úchylných dané normou ČSN ISO 789-1.




Obr. 4.2 Laboratorní měření otáčkových charakteristik kolového traktoru John Deere 8320R




Obr. 4.3 Laboratorní měření otáčkových charakteristik pásového traktoru John Deere 8320RT

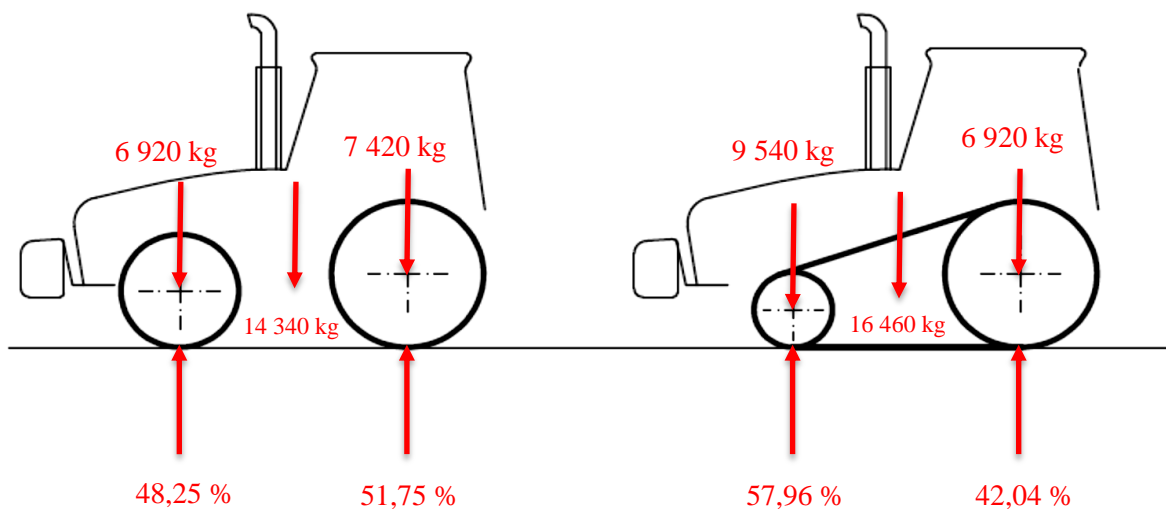
4.1.1 Specifikace a technické parametry zkoušených traktorů

Tab. 4.1 Technické parametry kolového traktoru John Deere 8320R (firemní literatura John Deere, 2009)

Výrobce	John Deere	
Číslo traktoru	*RW 8320RVAP006517*	
Číslo motoru	RG 6090L078771	
Rok výroby	2010	
Motor		
<i>Parametr</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>
Počet válců	[n]	6
Vrtání	[mm]	118,4
Zdvih	[mm]	136
Celkový objem válců	[dm ³]	9
Počet ventilů	[n]	24
Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	2 100
Maximální výkon při 1 900 min ⁻¹	[kW]	256
Maximální točivý moment při 1 500 min ⁻¹	[Nm]	1 419
Přepřínování	[-]	Turbodmychadlo
Vstřikovací systém	[-]	Vysokotlaký Common Rail
Pohon ventilátoru chlazení	[-]	Varicool
Převodovka		
PowerShift	[n]	16F/5R
Hmotnosti		
Přední závaží	[kg]	20 x 50
Zadní závaží	[kg]	2 x 925
Hmotnost připadající na přední nápravu	[kg]	6 920
Hmotnost připadající na zadní nápravu	[kg]	7 420
Celková hmotnost	[kg]	14 340
Pneumatiky		
Přední náprava	Michelin MachXBib	600/70 R30
Zadní náprava	Michelin MachXBib	710/70 R42

Tab. 4.2 Technické parametry pásového traktoru John Deere 8320RT (firemní literatura John Deere, 2009)

Výrobce	John Deere	
Číslo traktoru	*1 RW 8320RLAP901556*	
Číslo motoru	RG 6090L07567	
Rok výroby	2010	
Motor		
<i>Parametr</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>
Počet válců	[n]	6
Vrtání	[mm]	118,4
Zdvih	[mm]	136
Celkový objem válců	[dm ³]	9
Počet ventilů	[n]	24
Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	2 100
Maximální výkon při 1 900 min ⁻¹	[kW]	256
Maximální točivý moment při 1 500 min ⁻¹	[Nm]	1 419
Přepřívání	[-]	Turbodmychadlo
Vstřikovací systém	[-]	Vysokotlaký Common Rail
Pohon ventilátoru chlazení	[-]	Varicool
Převodovka		
PowerShift	[n]	16F/5R
Hmotnosti		
Přední závaží	[kg]	20 x 50
Zadní závaží	[kg]	-
Hmotnost připadající na přední nápravu	[kg]	9 540
Hmotnost připadající na zadní nápravu	[kg]	6 920
Celková hmotnost	[kg]	16 460
Pojezdové ústrojí		
Šířka pásů	[mm]	635



Obr. 4.4 Rozložení hmotností zkoušeného kolového a pásového traktoru John Deere

4.1.2 Použitá měřicí zařízení

4.1.2.1 Měření točivého momentu

Pro zatěžování motorů a měření točivých momentů byl použit vířivý dynamometr V 500 (viz obr. 4.5), který byl pomocí kloubové hřídele upevněn na zadní vývodové hřídele traktorů. Technické specifikace dynamometru jsou uvedeny v tab. 4.3. Součástí dynamometru je také pulzní snímač otáček LUN 1326.02-8 vysílající signál do měřicího počítače zkušebny.

Tab. 4.3 Technické parametry vířivého dynamometru V 500

<i>Parametr</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>		
Označení dynamometru	[-]	V 500		
Výrobce	[-]	VUES Brno		
Otáčky	[min ⁻¹]	150	1 500	3 000
Výkon	[kW]	4	500	500
Moment	[Nm]	254	3 184	1 592
Chlazení	[-]	vodní		
Zatížení	[-]	trvalé		



Obr. 4.5 Vířivý dynamometr V 500 připojený k vývodovému hřídeli traktoru

4.1.2.2 Měření spotřeby paliva

Spotřeba paliva byla měřena pomocí dvou diferenciálně zapojených hmotnostních průtokoměrů Coriolis Sitrans FC MassFlo Mass 6000 (viz obr. 4.6). Jeden průtokoměr byl napojen na přívod paliva do motoru a druhý byl vřazen na vratném potrubí z motoru. Výsledná spotřeba paliva byla dána rozdílem naměřených hodnot obou průtokoměrů.

4.1.2.3 Snímání hodnot z datové sběrnice CAN-Bus

Mimo měření jednotlivých hodnot pomocí snímačů zkušebny byly zaznamenávány údaje ze snímačů traktorů pomocí komunikační sběrnice CAN-Bus připojené k měřicímu počítači (viz obr. 4.7). Pomocí sítě traktoru, která odpovídá standardu ISO, byly odečítány otáčky motoru, aktuální točivý moment, zatížení motoru, teplota chladicí kapaliny, teplota oleje a další hodnoty.



*Obr. 4.6 Měření spotřeby paliva pomocí hmotnostních průtokoměrů Coriolis Sitrans FC
MassFlo Mass 6000*



Obr. 4.7 Napojení měřícího počítače k síti traktoru

4.1.2.4 Měření ostatních parametrů

Mezi další měřené parametry patřily např. teplota nasávaného vzduchu před čističem, teplota výfukových plynů, teplota vzduchu v laboratoři, barometrický tlak a také relativní vlhkost vzduchu. Teploty byly měřeny pomocí NiCr-Ni termočlánků a barometrický tlak pomocí piezoresistivního snímače. Naměřené hodnoty ze všech uvedených snímačů byly průběžně ukládány do měřicího počítače zkušebny.

4.1.3 Použité vztahy při vyhodnocení

4.1.3.1 Výkon motoru naměřený přes vývodový hřídel

Výkon motoru naměřený přes vývodový hřídel byl stanoven dle vztahu:

$$P = M_t \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^{-3} \quad [\text{W}] \quad (4.1)$$

kde: M_t – průměrný točivý moment při ustáleném režimu [N.m]

n – otáčky motoru [min^{-1}]

4.1.3.2 Měrná spotřeba paliva

$$m_p = \frac{M_{ph}}{P} \cdot 10^3 \quad [\text{g.kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.2)$$

kde: M_{ph} – hodinová hmotnostní spotřeba paliva [kg.h^{-1}]

P – výkon motoru [kW]

4.1.3.3 Převýšení točivého momentu

$$\Delta M = \frac{M_{max} - M_j}{M_j} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.3)$$

kde: M_{max} – maximální točivý moment [N.m]

M_j – točivý moment při jmenovitých otáčkách [N.m]

4.2 Metodika měření tahových charakteristik

Měření tahových charakteristik traktorů John Deere 8320 R a RT bylo realizováno v červenci roku 2010 na pozemcích zemědělského podniku Vrbovec, katastrální území Vrbovec, okres Znojmo na půdním bloku zvaném „Za Michalcovým“, typ půdy písčitohlinitá hnědozem. Povrch půdy tvořilo strniště po sklizni hrachu setého s rozptýlenými posklizňovými zbytky.

Pro vlastní měření tahových charakteristik byl zvolen, na rovinnaté části pozemku, 50-ti metrový úsek. Měření bylo uskutečněno ve třech ucelených sadách, z nichž první bylo měření kolového traktoru se standardním hustícím tlakem pneumatik při zvolení převodových stupňů 5,7,9 a 11, označeno jako varianta A, druhé měření bylo provedeno taktéž s kolovým traktorem s podhuštěnými pneumatikami, kdy byl zachován hustící tlak v rozmezí stanoveném výrobcem, označeno jako varianta B při převodových stupních 5,7,9 a třetí sada zahrnovala měření tahové charakteristiky pásového traktoru a k tomu zvolené převodové stupně 5,7,9,11 a 12. Hustící tlaky pneumatik kolového traktoru jsou uvedeny v tab. 4.4. Měření tahových charakteristik bylo provedeno při sepnutých uzávěrkách diferenciálu a u kolového traktoru také při sepnutém náhonu přední nápravy.

Tab. 4.4 Hustící tlaky pneumatik kolového traktoru

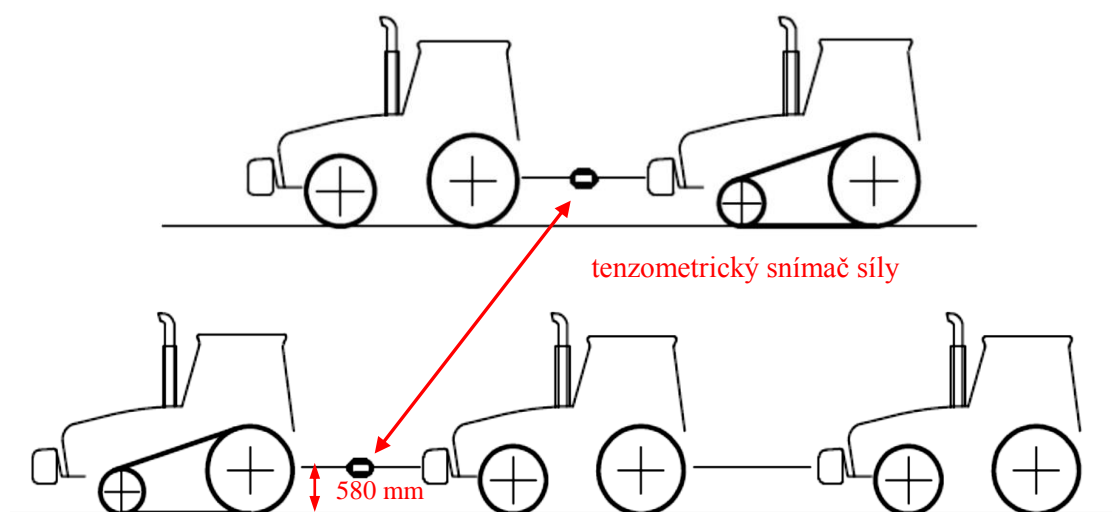
	<i>Hustící tlak – přední náprava</i> [bar]	<i>Hustící tlak – zadní náprava</i> [bar]
Varianta A	1,6	1,4
Varianta B	1,2	1,0

Pro každý převodový stupeň bylo provedeno více měření s cílem co nejpřesněji vykreslit průběh tahového výkonu. Každé měření probíhalo s konstantní zatěžovací silou, která se při dalším měření zvyšovala pro možnost vykreslení celého průběhu tahového výkonu. Zatěžovací síla v měřicím úseku byla zabezpečena připojeným vozidlem. Při měření kolového traktoru byla zatěžovací síla vyvíjena pásovým traktorem, naopak pro zatěžování pásového traktoru byly použity dva kolové traktory, a to John Deere 8320R a 8400. Soupravy měřených a brzdících traktorů byly spojeny nylonovým lanem s vloženým tenzometrickým snímačem síly Hottinger typ U2A ve vodorovné výšce 580 mm od povrchu pozemku (viz obr. 4.8). Měření probíhalo vždy

v jednom směru jízdy a pokaždé v nové stopní dráze. Před počátkem měřicího úseku byla vždy ponechána dostatečně dlouhá dráha pro dosažení požadované rychlosti a ustálení měřených parametrů. Mimo měření tahové síly byla současně měřena a zaznamenávána data z interních a externích snímačů, které byly doplněny na traktoru pro potřeby tahových zkoušek. Data z interních snímačů byla získána připojením na datovou sběrnici CAN-Bus a ukládaná do měřicího počítače s frekvencí 20 Hz a jednalo se např. o spotřebu paliva, otáčky motoru, teoretickou a skutečnou rychlost soupravy, zatížení motoru, aktuální točivý moment, teploty provozních kapalin a jiné. Mezi externí snímače patřily modul GPS pro ověření skutečné rychlosti traktoru a spouštěcí infračervený modul označující počátek a konec měření.


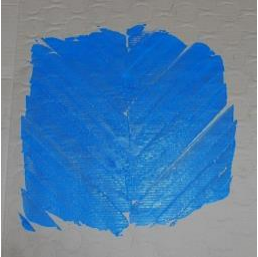


V průběhu tahových zkoušek byly z měřicího úseku odebírány vzorky půdy ke stanovení hmotnostní vlhkosti půdy, které byly následně zváženy pomocí váhy Accurat 5 000 a poté umístěny do elektrické pece, kde docházelo k vysoušení vzorků na konstantní hmotnost. Během zkoušek bylo také měřeno zhutnění půdy pomocí mechanického registračního penetrometru.

Po ukončení měření tahových charakteristik bylo provedeno měření otisku pneumatik za účelem získání záběrové plochy pojezdových ústrojí pro tlaky huštění uvedené v tabulce 4.4. Měření probíhalo tak, že traktor nahuštěný na požadovaný tlak byl pomocí hydraulického zvedáku zdvižen. Na dezén pneumatik byla nanášena barva a při pomalém spouštění byl vzorek otištěn na připravený papírový arch. Uvedený postup byl opakován, dokud otisk nevytvořil celistvou plochu. Výsledná plocha otisku byla získána pomocí analýzy a zpracování obrazu NIS – Elements AR s délkovou chybou měření 0,1 cm a plošnou chybou 0,02 cm² (viz tab. 4.5).



Obr. 4.8 Schématické znázornění měřených souprav


Tab. 4.5 Odebrané otisky pneumatik a jejich plocha

<i>Rozměr pneumatik</i>	<i>Hustící tlak [bar]</i>	<i>Otisk pneumatik</i>	<i>Výsledná plocha [cm²]</i>
Michelin MachXBib 600/70 R42 (přední náprava)	1,6		2 444,88
	1.2		2 979,63
Michelin MachXBib 710/70 R42 (zadní náprava)	1,4		2 908,51
	1,0		3 591,93

4.2.1 Použitá měřicí zařízení

4.2.1.1 Technické parametry brzdícího traktoru John Deere 8400

Tab. 4.6 Technické parametry traktoru John Deere 8400 (tractordata.com)

Výrobce	John Deere	
Motor		
<i>Parametr</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>
Počet válců	[n]	6
Vrtání	[mm]	116
Zdvih	[mm]	129
Celkový objem válců	[dm ³]	8,1
Počet ventilů	[n]	12
Maximální výkon	[kW]	188
Přepřínování	[-]	Tturbodmychadlo
Převodovka		
PowerShift	[n]	16F/5R
Hmotnosti		
Celková hmotnost	[kg]	13 400

4.2.1.2 Měření tahové síly

Pro měření tahové síly byl použit tenzometrický snímač Hottinger typ U2A s měřicím rozsahem 0 – 20 t a citlivostí 2 mV/V (viz obr. 4.9), který byl pomocí ocelových ok a nylonového lana připojen s měřeným a brzdícím traktorem. Výrobní číslo snímače G 70355.



Obr. 4.9 Vložený tenzometrický snímač síly Hottinger U2A mezi měřeným a brzdícím traktorem

4.2.1.3 Modul GPS

K lokalizaci a také k určení skutečné rychlosti měřené soupravy byl použit modul GPS (viz obr. 4.10). Přijímač byl k měřicímu počítači připojen pomocí sběrnice RS 232.



Obr. 4.10 Umístění GPS přijímače na střeše měřeného traktoru

4.2.1.4 Reflexní snímač

K detekci počátku a konce měřeného úseku byl použit optický snímač z produkce IFM electronic. Digitální signál byl přenášen a ukládán do měřicího počítače. Odrazovou plochu tvořily dvě reflexní dopravní tabule umístěné na začátku a na konci měřeného úseku (viz obr. 4.11).



Obr. 4.11 Reflexní snímač umístěný na měřeném traktoru a odrazová plocha

4.2.1.5 Programové prostředí

Pro potřeby měření byly na Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy Univerzity napsány softwarové aplikace ve vývojovém prostředí LabVIEW 2010 od společnosti National Instruments, přičemž přímý přístup do paměti využíval tenzometrický vstup z tenzometrického snímače síly, druhý vstup byl přiřazen k výstupu z datové sběrnice CAN-Bus a třetí sloužil pro RS232 zprávy, představující data z GPS snímače.

4.2.2 Použité vztahy pro vyhodnocení tahových charakteristik

4.2.2.1 Tahový výkon

Tahový výkon se určí dle vztahu:

$$P_t = F_t \cdot v_s \quad [\text{kW}] \quad (4.4)$$

kde: F_t – tahová síla [kN]
 v_s – skutečná rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

4.2.2.2 Prokluz

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.5)$$

kde: v_t – teoretická rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
 v_s – skutečná rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

4.2.2.3 Měrná tahová spotřeba

$$m_{pt} = \frac{M_{ph}}{P_t} \cdot 10^3 \quad [\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}] \quad (4.6)$$

kde: M_{ph} – hodinová hmotnostní spotřeba paliva [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]
 P_t – tahový výkon [kW]

4.2.2.4 Tahová účinnost

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_e} \quad [-] \quad (4.7)$$

kde: P_t – tahový výkon [kW]
 P_e – efektivní výkon [kW]

4.2.2.5 Hmotnostní vlhkost půdy

$$w = \frac{m_v}{m_z} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.8)$$

kde: m_v – hmotnost vody ve vzorku [g]

m_z – hmotnost vzorku před vysušením [g]

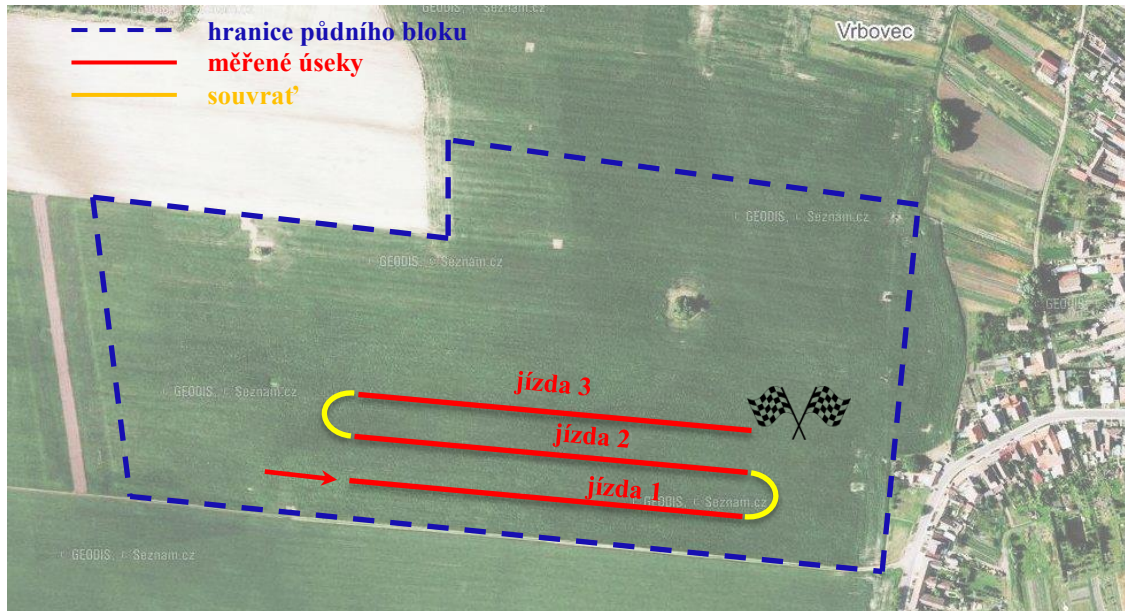
4.3 Metodika měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav

Cílem druhé části terénního měření bylo zjistit a analyzovat výkonnostní a energetické parametry kolového a pásového traktoru John Deere 8320 R resp. 8320 RT v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800. Charakteristika radličkového kypřiče je uvedena v tabulce 4.7. Agrotechnické podmínky na měřeném úseku jsou popsány v kapitole 4.2.

Na půdním bloku „Za Michalčovým“ byla vytyčena zkušební parcela (viz obr. 4.12), jejíž délka se pohybovala v rozmezí od 346 – 380 m. Přesně ujetá dráha byla zaznamenána pomocí GPS přijímače umístěného na střeše kabiny traktoru a zjištěná hodnota byla přiřazována k příslušnému měření pro výpočet dalších parametrů. Po celý průběh měření byl k palubní síti CAN-Bus připojen měřicí počítač, do kterého byly zaznamenávány, mimo již zmíněnou dráhu, další potřebná data. Jednalo se především o hodinovou spotřebu, otáčky motoru, operativní čas, skutečnou rychlost (zjištěna pomocí integrovaného radaru) a teoretickou rychlost soupravy (zjištěna ze snímačů otáček kol resp. pásů), teplota chladicí kapaliny, teplota oleje a nasávaného vzduchu, otáčky ventilátoru aj. Zmíněné údaje byly ukládány do měřicího počítače s frekvencí 20 Hz.

Každá souprava vykonala celkem šest měřených přejezdů po zkušební parcele. Z toho první tři měření můžeme označit jako varianta I, což odpovídalo režimu, kdy otáčky motoru byly udržovány v oblasti jmenovitého výkonu resp. v oblasti otáček $1\ 950\ \text{min}^{-1}$ (předem ověřeno v laboratořích Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně). Další skupina třech měření byla vykonána pod označením varianta II v ekonomické oblasti práce motoru při otáčkách $1\ 700\ \text{min}^{-1}$, kdy motor disponuje vysokým točivým momentem. Každá sada měření se sestávala z třech

přejezdů a dvou obrátek na souvrati. Šířka záběru pracovního stroje po jednom přejezdu byla kontrolována a její hodnota činila 7,88 m (viz obr. 4.13). Pracovní hloubka kypřiče byla nastavena na 19 cm, avšak průběžným měřením bylo zjištěno, že skutečná hloubka zpracované půdy byla 16 cm (viz obr. 4.14).



Obr. 4.12 Znárodné schéma skupiny měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav



Obr. 4.13 Měření pracovního záběru radličkového kypřiče Köckerling Vector 800



Obr. 4.14 Měření skutečné pracovní hloubky kypřiče Köckerling Vector 800

4.3.1 Specifikace a technické parametry radličkového kypřiče

Tab. 4.7 Technické parametry radličkového kypřiče Köckerling Vector 800 (köckerling.com)

<i>Parametr</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Hodnota</i>
Rok výroby	[-]	2008
Sériové číslo	[-]	208621
Označení	[-]	Vector 800
Šířka záběru	[mm]	8 000
Naměřená šířka záběru na střed krajních radliček	[mm]	7 550
Transportní šířka	[mm]	3 000
Počet pracovních orgánů	[-]	29
Boční vzdálenost pracovních orgánů	[mm]	270
Potřebný výkon	[kW]	242
Hmotnost	[kg]	8 450
Celková délka	[mm]	9 200
Výška rámu	[mm]	850
Vzdálenost v řadě	[mm]	700
Dláta/radličky	TOPMIX dláta široká 80 mm s výměnnou špičkou a šípová radlička 310 mm	
Nivelátory	Odpružené nivelátory, výškově nastavitelné s výsuvným bočním dílem pro rovnání vnější brázdy, masivní rovnací deska před dvojitým STS válcem	



Obr. 4.15 Radličkový kypřič Köckerling Vector 800



Obr. 4.16 Pracovní tělesa radličkového kypřiče, dláta široká 80 mm a šípová radlička šířky 310 mm

4.3.2 Použité vztahy pro vyhodnocení výkonnostních a energetických parametrů

4.3.2.1 Hlavní čas

Pro vyhodnocení výkonnostních a energetických parametrů zkoušených traktorových souprav byl měřen jednak celkový čas kypření označen T_2 (čas operativní), dále byl měřen čas obrátky pracovní soupravy na souvrati, který byl označen T_3 (čas vedlejší). Ze zjištěných hodnot časů T_2 a T_3 byl dopočítán čas T_1 (čas hlavní), charakterizující vlastní kypření.

$$T_1 = T_2 - T_3 \quad [\text{s}] \quad (4.9)$$

kde: T_1 – čas hlavní [s]

T_2 – čas operativní [s]

T_3 – čas vedlejší [s]

4.3.2.2 Výkonnost efektivní

Ze zjištěné zpracované plochy pozemku a z naměřeného času byla dopočítána efektivní výkonnost dle vztahu 4.10.

$$W_1 = \frac{S}{T_1} \cdot 3600 \quad [\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (4.10)$$

kde: S – zkypřená plocha [ha]

T_1 – čas hlavní [s]

4.3.2.3 Efektivní spotřeba paliva

Efektivní spotřeba paliva na hektar zkypřeného pozemku byla vypočítána dle vztahu (4.11).

$$Q_1 = \frac{Q_{h1} \cdot T_1}{3,6 \cdot S} \cdot 10^{-3} \quad [\text{l} \cdot \text{ha}^{-1}] \quad (4.11)$$

kde: Q_{h1} – hodinová spotřeba paliva na kypření [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]

T_1 – čas hlavní [s]

S – zkypřená plocha [ha]

4.3.2.4 Prokluz

Prokluz, stejně jako u vyhodnocování tahových vlastností, byl vypočten následujícím vztahem.

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.12)$$

kde: v_t – teoretická rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

v_s – skutečná rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]



Obr. 4.17 Měřená souprava John Deere 8320R a radličkový kypřič Kockerling Vector 800 při výkonostních zkouškách

5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Při měření, ať již laboratorním či terénním, bylo s frekvencí ukládání 20 Hz získáno velké množství dat, která sloužila jako relevantní údaje pro vyhodnocení charakteristik traktorů. Všechna získaná data byla zpracována v programu Microsoft Excel 2010 a následně vynesena do příslušných grafů. V následujících kapitolách jsou interpretovány naměřené výsledky laboratorních a terénních zkoušek traktorů.

5.1 Vyhodnocení laboratorních měření

Laboratorní zkoušky traktorů byly uskutečněny na Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně s cílem ověřit výkonnostní parametry motorů zkoušených traktorů pro zamezení zkreslení výsledků při následujících terénních zkouškách. Zkoušené traktory byly zatěžovány přes vývodový hřídel, jenž byl pomocí kloubového hřídele připojen na vířivý dynamometr. Při vlastním měření byla zjišťována jmenovitá otáčková charakteristika a také úplná otáčková charakteristika, která nebyla zjištěna přímým měření, ale byla složena z jednotlivých otáčkových charakteristik při nastavení různých dodávek paliva, resp. otáček motoru. Do grafů byla dále vynesena data odečtená z palubní sítě traktorů CAN-Bus.

5.1.1 Vyhodnocení laboratorního měření kolového traktoru John Deere 8320R

V tabulce 5.1 jsou uvedeny výsledky měření parametrů motoru odpovídající jmenovité otáčkové charakteristice kolového traktoru.

Jak je z tabulky 5.1 a grafu (viz obr. 5.1) zřejmé, měřený traktor dosahoval největšího výkonu 221,7 kW při otáčkách $1\ 705\ \text{min}^{-1}$, měrné spotřebě paliva $236,6\ \text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ a točivém momentu 1 241,7 Nm. Nejvyšší točivý moment motoru byl dosažen při otáčkách $1\ 605\ \text{min}^{-1}$, a to hodnoty 1 317,2 Nm příslušící výkonu motoru 221,4 kW. Jmenovitý točivý moment dosahoval hodnoty 882 Nm při otáčkách $2\ 100\ \text{min}^{-1}$. Měřený traktor pracoval s převýšením točivého momentu 49 % při poklesu otáček 24 %, což se projevilo v průběhu výkonu motoru, který v oblasti otáček $1\ 600 - 2\ 000\ \text{min}^{-1}$, je téměř konstantní.

V grafu (viz obr. 5.2) jsou vyneseny hodnoty točivého momentu získané odečítáním z datové sítě CAN-Bus v porovnání s naměřeným momentem motoru přes vývodový hřídel. Je zde patrné, že se průběhy naměřeného a zjištěného aktuálního momentu

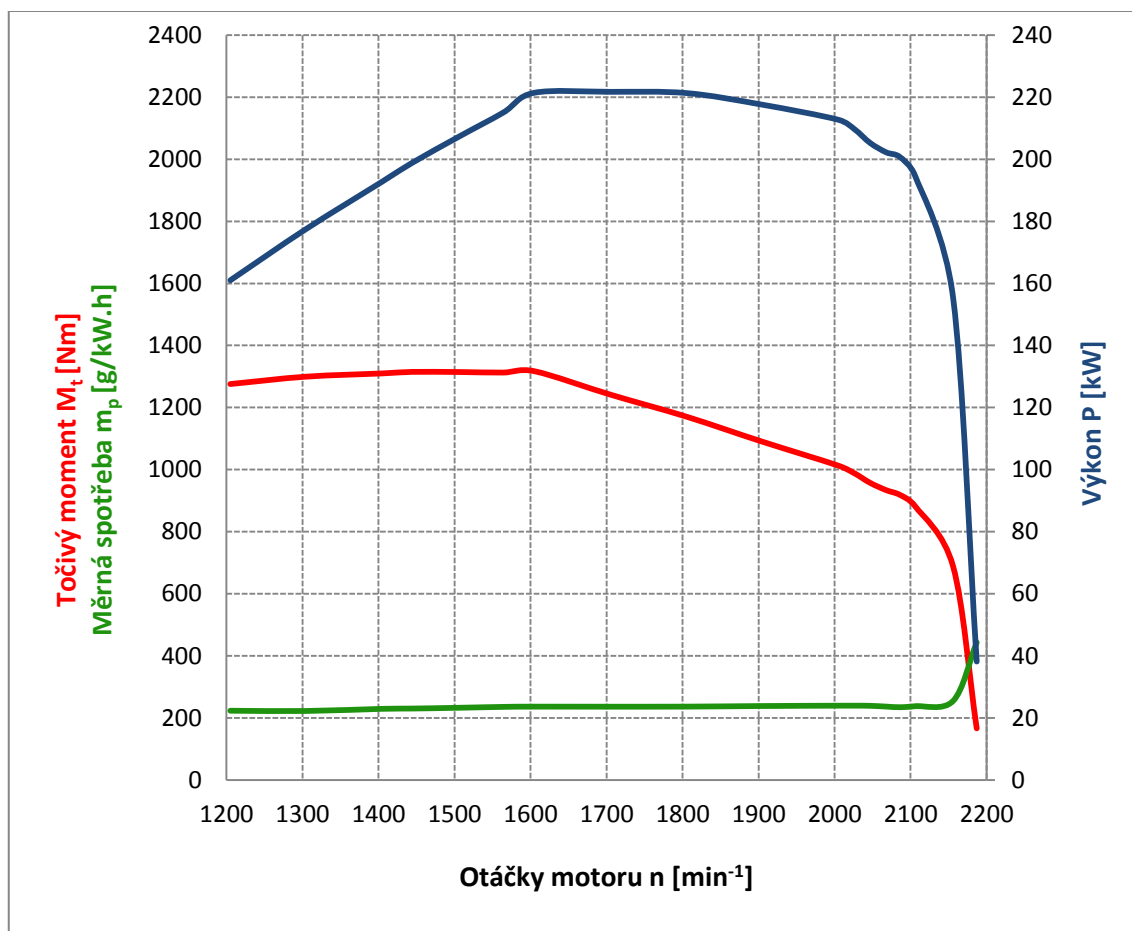
vzájemně kopírují. Stejně jako u momentu měřeného přes PTO byl maximální aktuální moment 108 % zjištěn při otáčkách motoru 1 600 min⁻¹. Závislost aktuálního točivého momentu odečteného z palubní sítě traktoru a naměřeného točivého momentu přes PTO je znázorněna v grafu (viz obr. 5.3), kde naměřené body byly proloženy regresní přímkou a vypočtený index determinace činí 0,9947, což představuje velice silnou závislost.

Ucelené přehledy průběhů výkonu motoru, točivého momentu a měrné spotřeby v závislosti na otáčkách motoru jsou znázorněny v grafu úplné otáčkové charakteristiky (viz obr. 5.4), kde jsou zaznamenány jako izočáry výše uvedených parametrů. Z úplné otáčkové charakteristiky je také zřejmé, že ekonomická oblast práce motoru se nachází v rozmezí otáček 1 400 – 1 700 min⁻¹ při hodnotě točivého momentu vyšší jak 900 Nm a měrné spotřebě nižší, jak 240 g.kW⁻¹.h⁻¹.

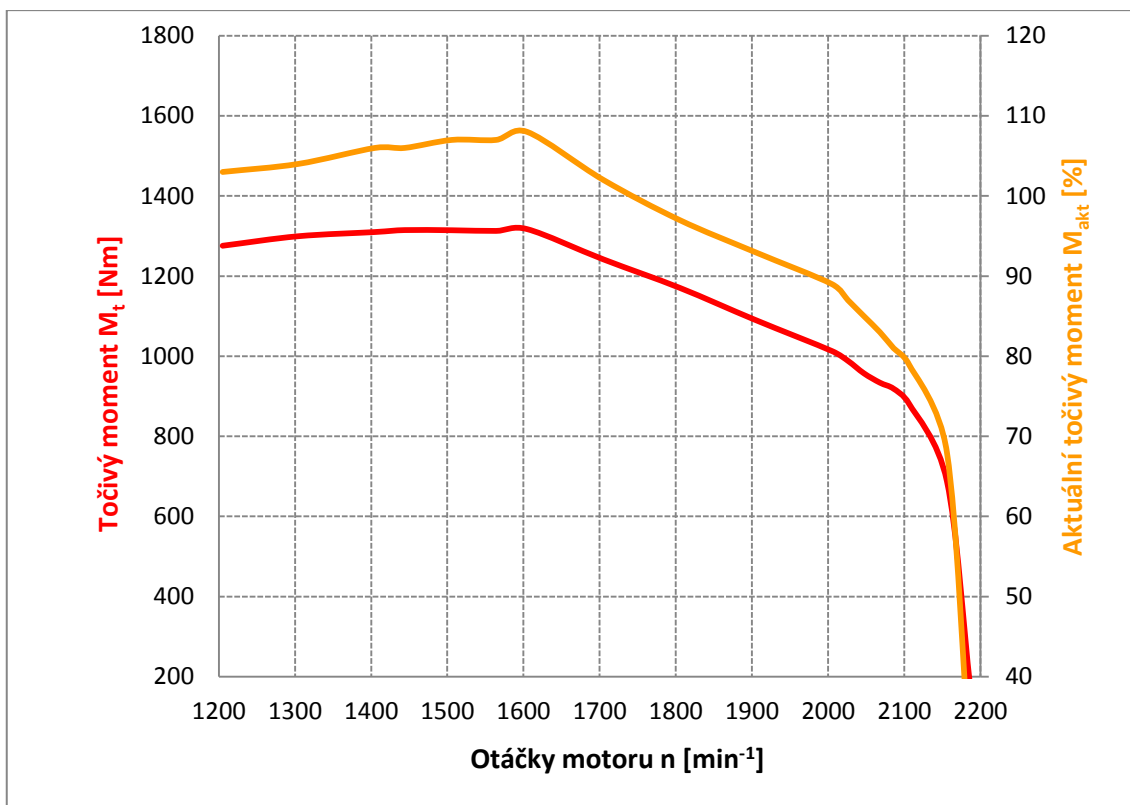
Tab. 5.1 Naměřené hodnoty jmenovité otáčkové charakteristiky kolového traktoru

n [min ⁻¹]	M_t [Nm]	P [kW]	M_{ph} – cor [kg.h ⁻¹]	M_{ph} – can [l.h ⁻¹]	Load [%]	M_{akt} [%]	m_p [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
2 187,0	166,7	38,2	16,9	20,4	40,0	28,0	443,5
2 156,0	688,0	155,3	39,6	48,4	92,0	68,0	255,1
2 106,0	882,2	194,6	46,4	55,7	100,0	79,0	238,2
2 086,0	918,7	200,7	47,1	56,7	100,0	81,0	234,9
2 068,0	933,9	202,2	47,9	57,6	100,0	83,0	236,9
2 047,0	957,3	205,2	49,1	58,6	100,0	85,0	239,4
2 026,0	988,5	209,7	50,3	59,5	100,0	87,0	239,8
2 005,0	1 012,9	212,7	51,0	60,5	100,0	89,0	239,8
1 904,0	1 090,9	217,6	51,9	61,6	100,0	93,0	238,7
1 805,0	1 170,8	221,3	52,4	61,8	100,0	97,0	236,8
1 705,0	1 241,7	221,7	52,5	61,6	100,0	102,0	236,6
1 605,0	1 317,2	221,4	52,4	61,5	100,0	108,0	236,7
1 564,0	1 312,8	215,0	50,7	59,7	100,0	107,0	236,0
1 506,0	1 314,5	207,3	48,3	57,0	100,0	107,0	233,1
1 444,0	1 314,9	198,8	45,8	54,0	100,0	106,0	230,6
1 405,0	1 310,0	192,8	44,3	52,1	100,0	106,0	229,7
1 304,0	1 299,5	177,4	39,5	46,3	100,0	104,0	222,7
1 205,0	1 275,8	161,0	36,0	42,0	100,0	103,0	223,6

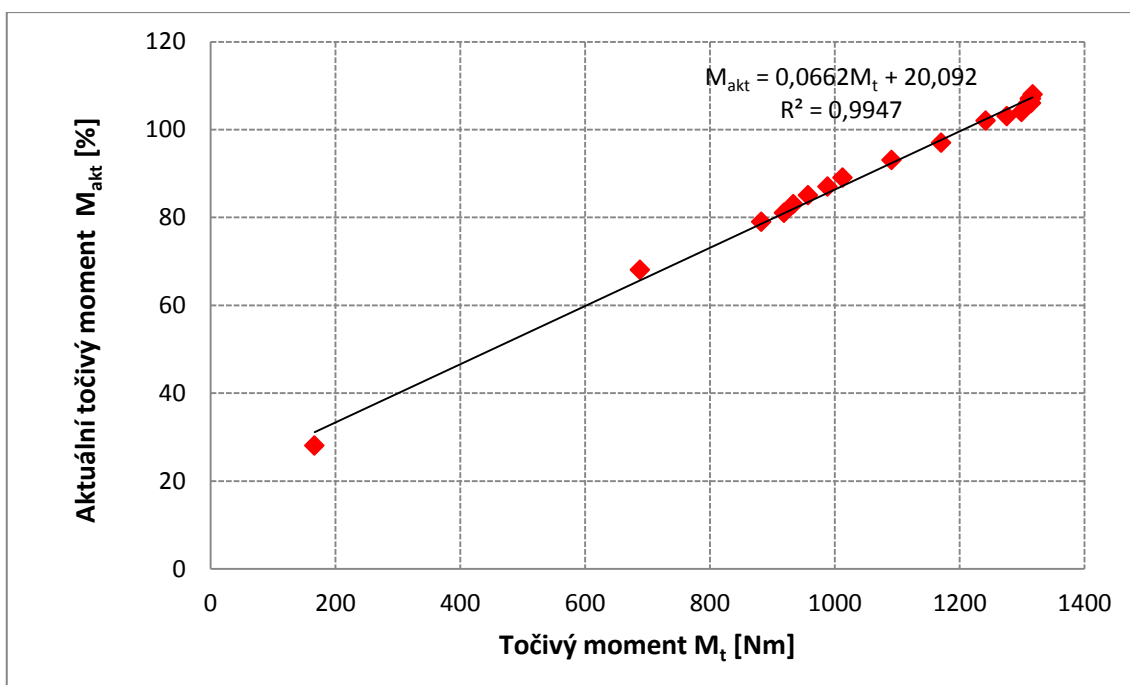
Legenda	
n	otáčky motoru
M_t	točivý moment motoru
P	výkon motoru
$M_{ph} - cor$	hodinová spotřeba hmotnostních průtokoměrů
$M_{ph} - can$	hodinová spotřeba snímána ze sítě CAN-Bus
Load	zatížení motoru ze sítě CAN-Bus
M_{akt}	aktuální moment motoru ze sítě CAN-Bus
M_p	měrná spotřeba motoru



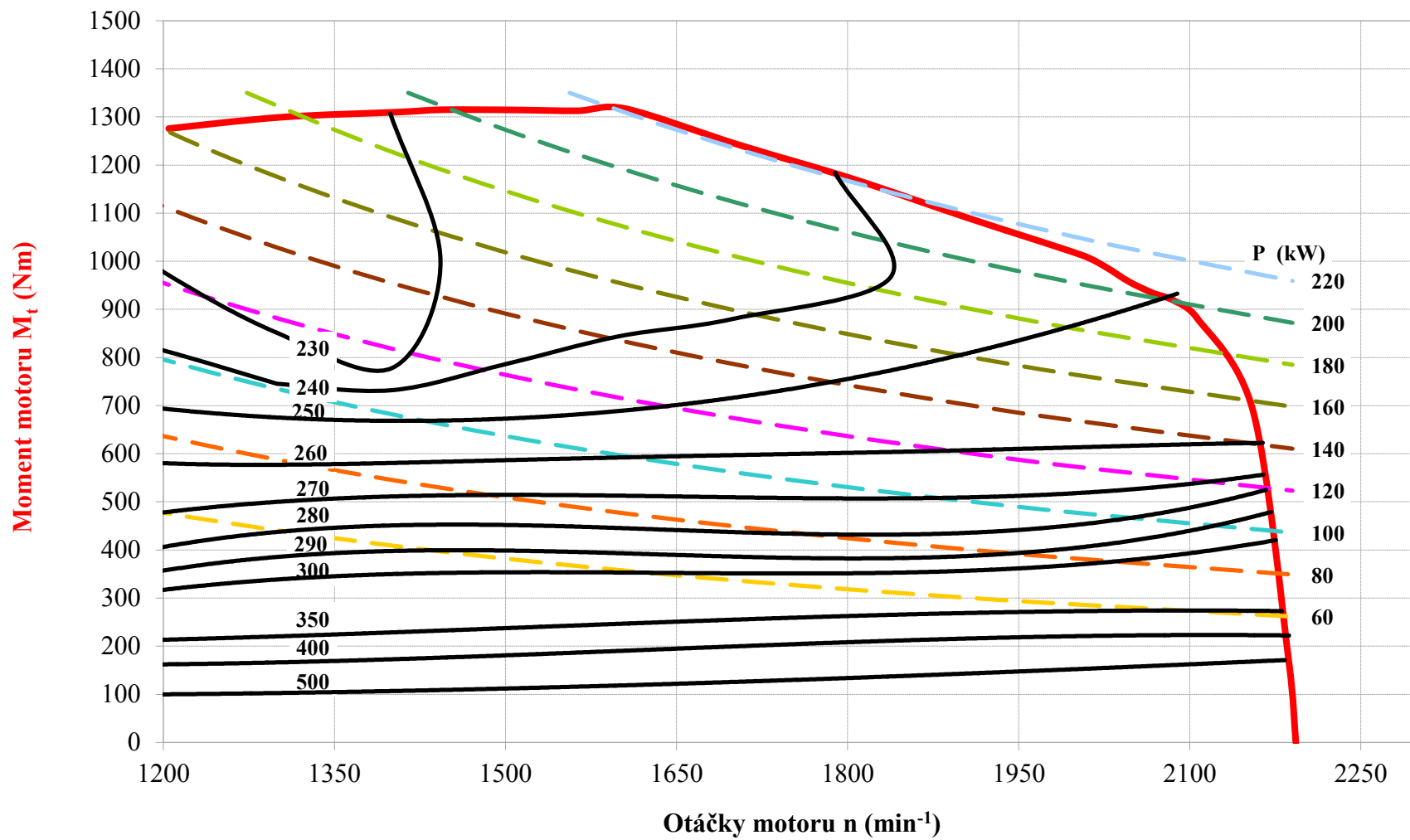
Obr. 5.1 Jmenovitá otáčková charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R



Obr. 5.2 Porovnání naměřeného a aktuálního točivého momentu kolového traktoru odečteného ze sítě CAN-Bus



Obr. 5.3 Aktuální točivý moment kolového traktoru odečtený z palubní sítě v závislosti na točivém momentu měřeného přes PTO



Obr. 5.4 Úplná otáčková charakteristika motoru kolového traktoru John Deere 8320R měřena přes PTO

5.1.2 Vyhodnocení laboratorního měření pásového traktoru John Deere 8320RT

Metodika a podmínky laboratorního měření pásového traktoru byly stejné jako u zkoušení traktoru kolového. Naměřená data jmenovité otáčkové charakteristiky pásového traktoru, jenž disponoval stejným motorem jako kolový traktor, jsou vynesena v tabulce 5.2 a dále byla zpracována graficky.

U pásového traktoru, jak je zřejmé z tabulky 5.2 a z grafu jmenovité otáčkové charakteristiky (viz obr. 5.5), byl naměřen maximální výkon 221,7 kW při otáčkách 1 705 min⁻¹ a hodnotě točivého momentu 1 241,7 Nm. Podobně jako motor kolového traktoru i motor pásového traktoru vykazoval konstantní výkon v rozmezí otáček motoru 1 600 – 1 900 min⁻¹, a to od 217 do 221 kW, což je opět důsledkem velkého převýšení točivého momentu, jehož hodnota byla 49 % při poklesu otáček 31 %.

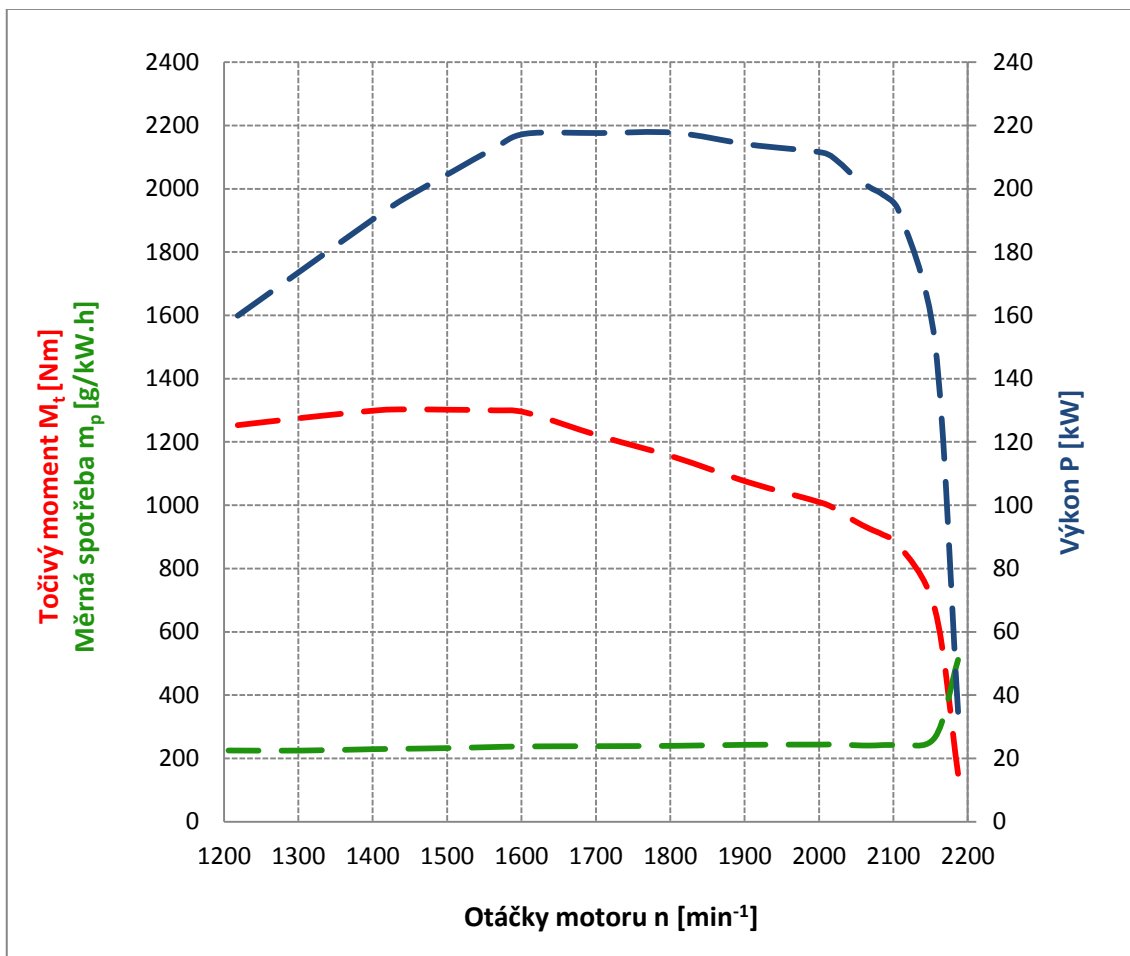
Maximální točivý moment 1 317 Nm odpovídal otáčkám 1 605 min⁻¹ a výkonu motoru 221,4 kW. Motor také pracoval s téměř konstantní měrnou spotřebou paliva 230 – 240 g.kW⁻¹.h⁻¹ v rozmezí otáček 1 440 – 2 100 min⁻¹.

V grafu (viz obr. 5.6) jsou vyneseny průběhy naměřeného točivého momentu a aktuálního momentu, jejichž průběhy se vzájemně kopírují, kdy maximální točivý moment je roven hodnotě 107 % aktuálního momentu odečteného z palubní sítě. Podobně jako u kolového traktoru, hodnoty naměřeného točivého momentu a odečteného momentu, byly vyneseny do grafu a proloženy regresní přímkou (viz obr. 5.7). I zde index determinace dosahoval vysoké hodnoty, a to 0,9959, což opět poukazuje na velmi silnou závislost.

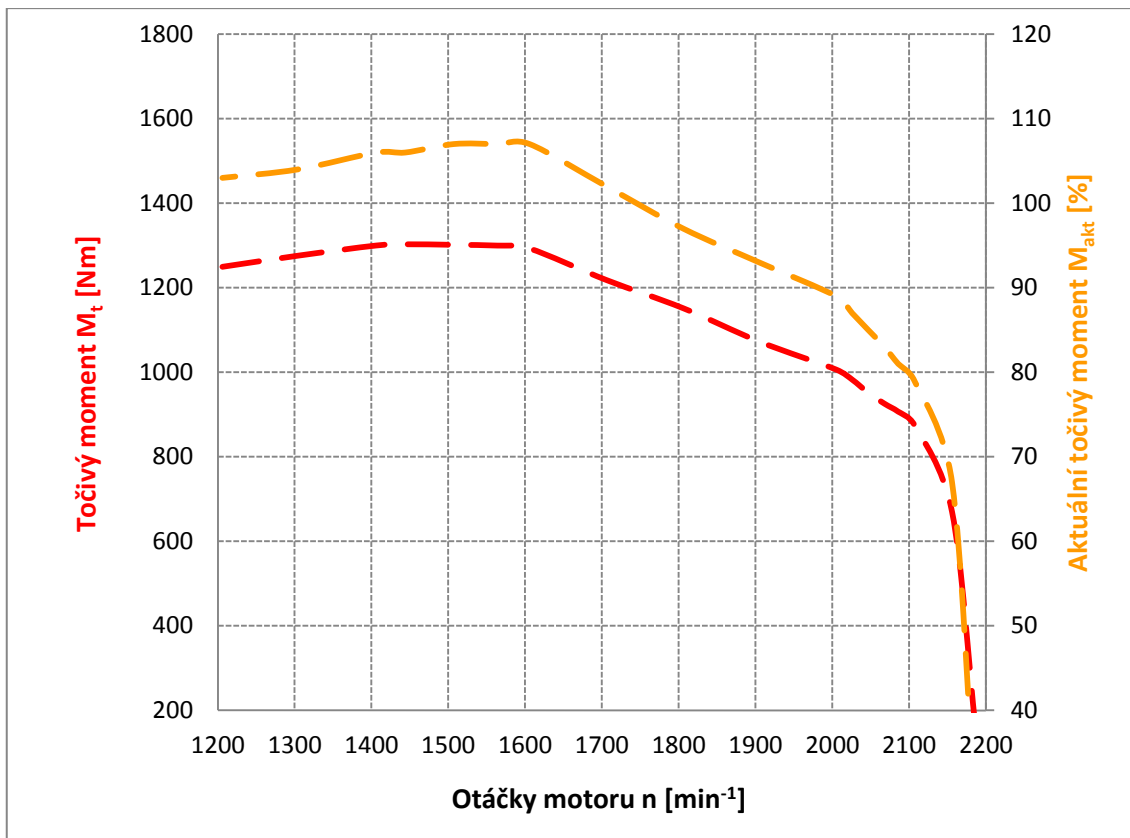
V grafu (viz obr. 5.8) je vynesena úplná otáčková charakteristika, resp. průběhy točivého momentu, výkonu a měrné spotřeby motoru pásového traktoru a obdobně jako u kolového traktoru mezi otáčkami 1 400 – 1 700 min⁻¹, hodnotě točivého momentu vyšší jak 900 Nm, pracoval motor s měrnou spotřebou nižší jak 240 g.kW⁻¹.h⁻¹.

Tab. 5.2 Naměřené hodnoty jmenovité otáčkové charakteristiky pásového traktoru

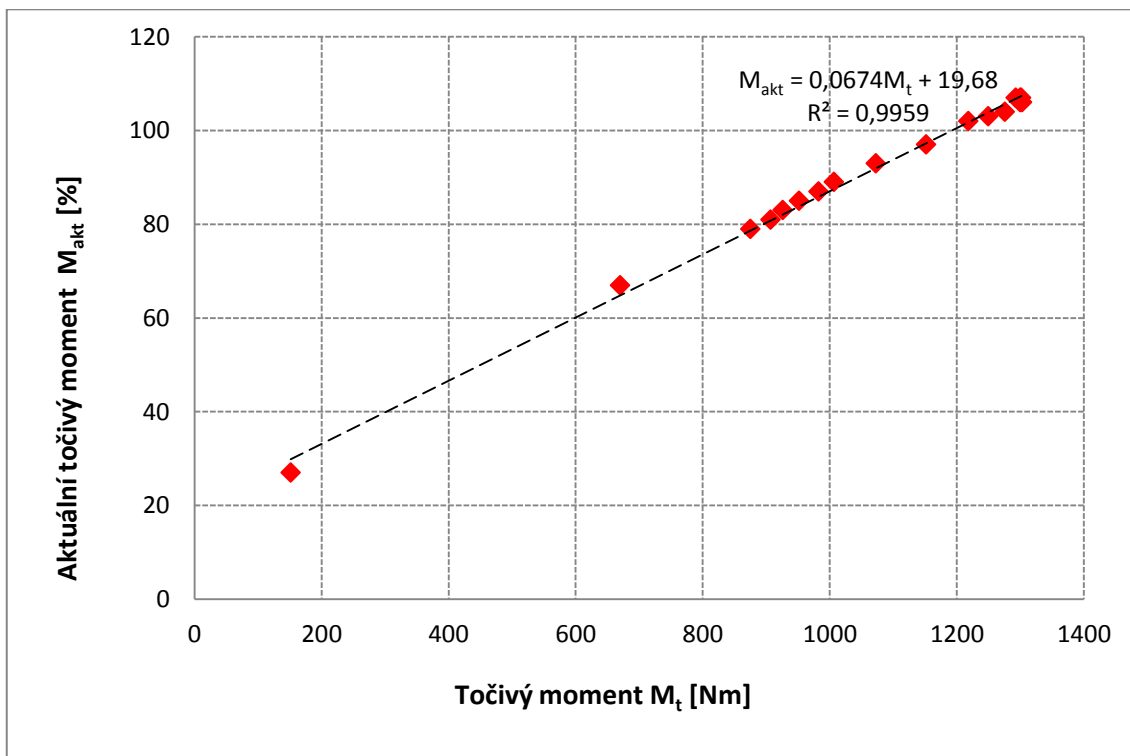
n [min ⁻¹]	M_t [Nm]	P [kW]	M_{ph} – cor [kg.h ⁻¹]	M_{ph} – can [l.h ⁻¹]	Load [%]	M_{akt} [%]	m_p [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
2 187,0	166,7	38,2	16,9	20,4	40,0	28,0	443,5
2 156,0	688,0	155,3	39,6	48,4	92,0	68,0	255,1
2 106,0	882,2	194,6	46,4	55,7	100,0	79,0	238,2
2 086,0	918,7	200,7	47,1	56,7	100,0	81,0	234,9
2 068,0	933,9	202,2	47,9	57,6	100,0	83,0	236,9
2 047,0	957,3	205,2	49,1	58,6	100,0	85,0	239,4
2 026,0	988,5	209,7	50,3	59,5	100,0	87,0	239,8
2 005,0	1 012,9	212,7	51,0	60,5	100,0	89,0	239,8
1 904,0	1 090,9	217,6	51,9	61,6	100,0	93,0	238,7
1 805,0	1 170,8	221,3	52,4	61,8	100,0	97,0	236,8
1 705,0	1 241,7	221,7	52,5	61,6	100,0	102,0	236,6
1 605,0	1 317,2	221,4	52,4	61,5	100,0	108,0	236,7
1 564,0	1 312,8	215,0	50,7	59,7	100,0	107,0	236,0
1 506,0	1 314,5	207,3	48,3	57,0	100,0	107,0	233,1
1 444,0	1 314,9	198,8	45,8	54,0	100,0	106,0	230,6
1 405,0	1 310,0	192,8	44,3	52,1	100,0	106,0	229,7
1 304,0	1 299,5	177,4	39,5	46,3	100,0	104,0	222,7
1 205,0	1 275,8	161,0	36,0	42,0	100,0	103,0	223,6
Legenda							
n	otáčky motoru						
M_t	točivý moment motoru						
P	výkon motoru						
M_{ph} – cor	hodinová spotřeba hmotnostních průtokoměrů						
M_{ph} – can	hodinová spotřeba snímána ze sítě CAN-Bus						
Load	zatížení motoru ze sítě CAN-Bus						
M_{akt}	aktuální moment motoru ze sítě CAN-Bus						
M_p	měrná spotřeba motoru						



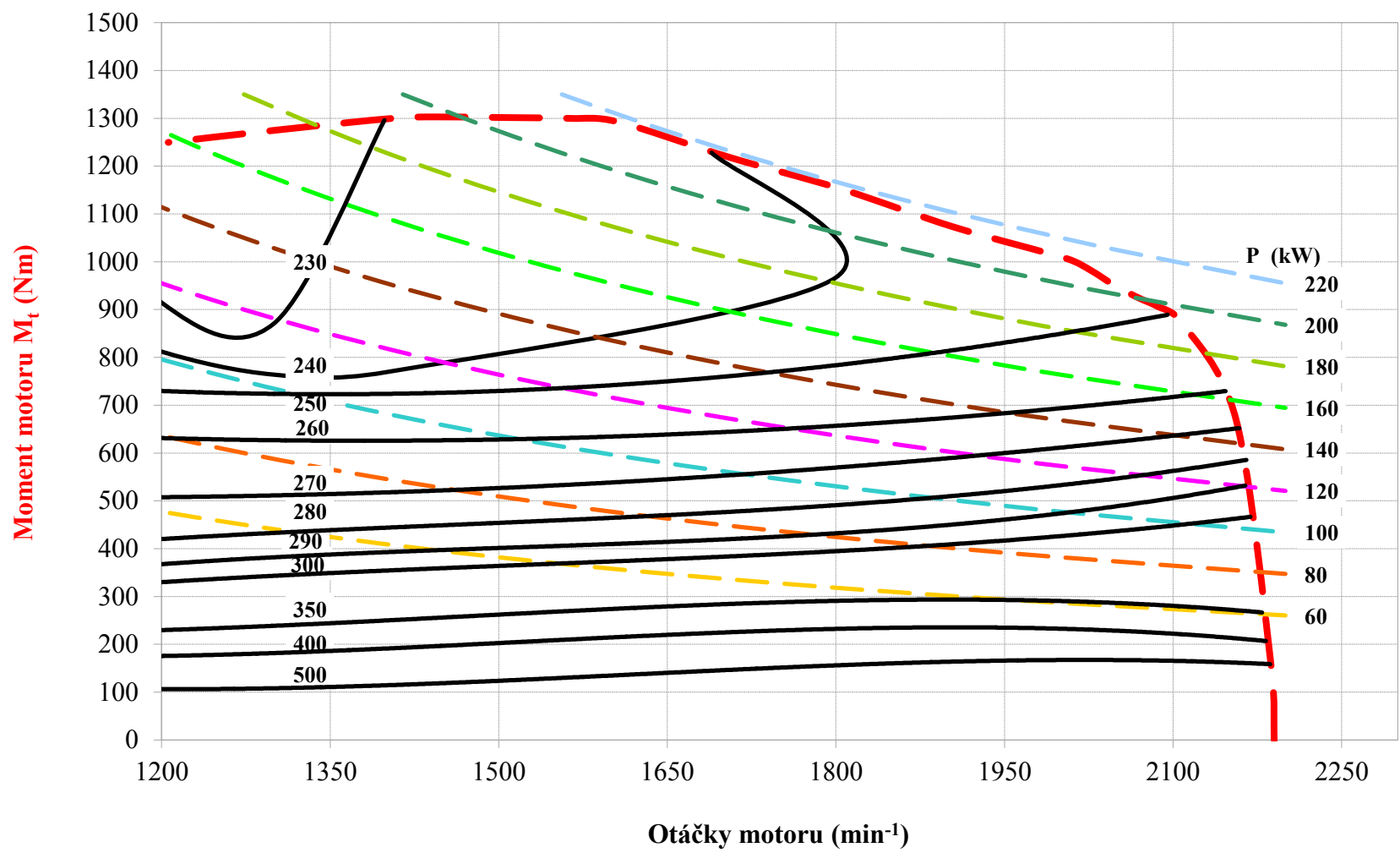
Obr. 5.5 Jmenovitá otáčková charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT



Obr. 5.6 Porovnání naměřeného a aktuálního točivého momentu pásového traktoru odečteného ze sítě CAN-Bus



Obr. 5.7 Aktuální točivý moment pásového traktoru odečtený z palubní sítě v závislosti na točivém momentu měřeného přes PTO

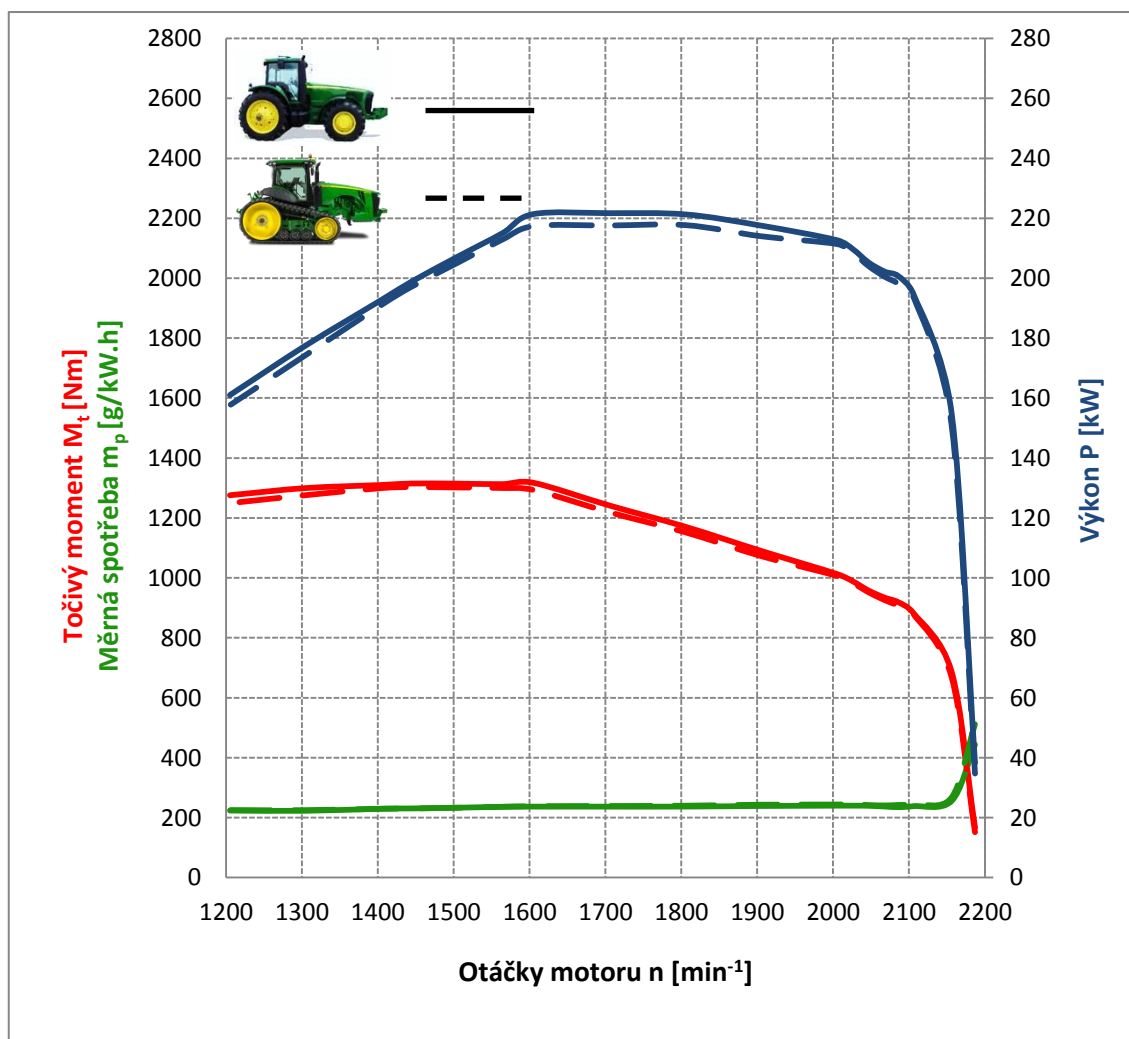


Obr. 5.8 Úplná otáčková charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT měřena přes PTO

5.1.3 Porovnání naměřených parametrů zkoušených traktorů

Pro přehlednější porovnání naměřených parametrů motorů zkoušených traktorů jsou jmenovité otáčkové charakteristiky vyneseny do grafu (viz obr. 5.9), z kterého je patrné, že průběhy jak točivého momentu, výkonu, tak také měrné spotřeby paliva jsou téměř shodné. Rozdíl maximálního točivého momentu zkoušených traktorů činí 1 % a diference mezi naměřenými maximálními výkony je 1,8 %, je-li kolový traktor brán jako základ pro výpočet. Zjištěné rozdíly jsou minimální a je možné je zahrnout do nepřesností použitých měřících zařízení.

Z uvedeného plyne, že měřené traktory mohou být porovnávány v navazujícím terénním měření, jelikož disponují stejnými parametry motorů.



Obr. 5.9 Porovnání jmenovitých otáčkových charakteristik zkoušených traktorů

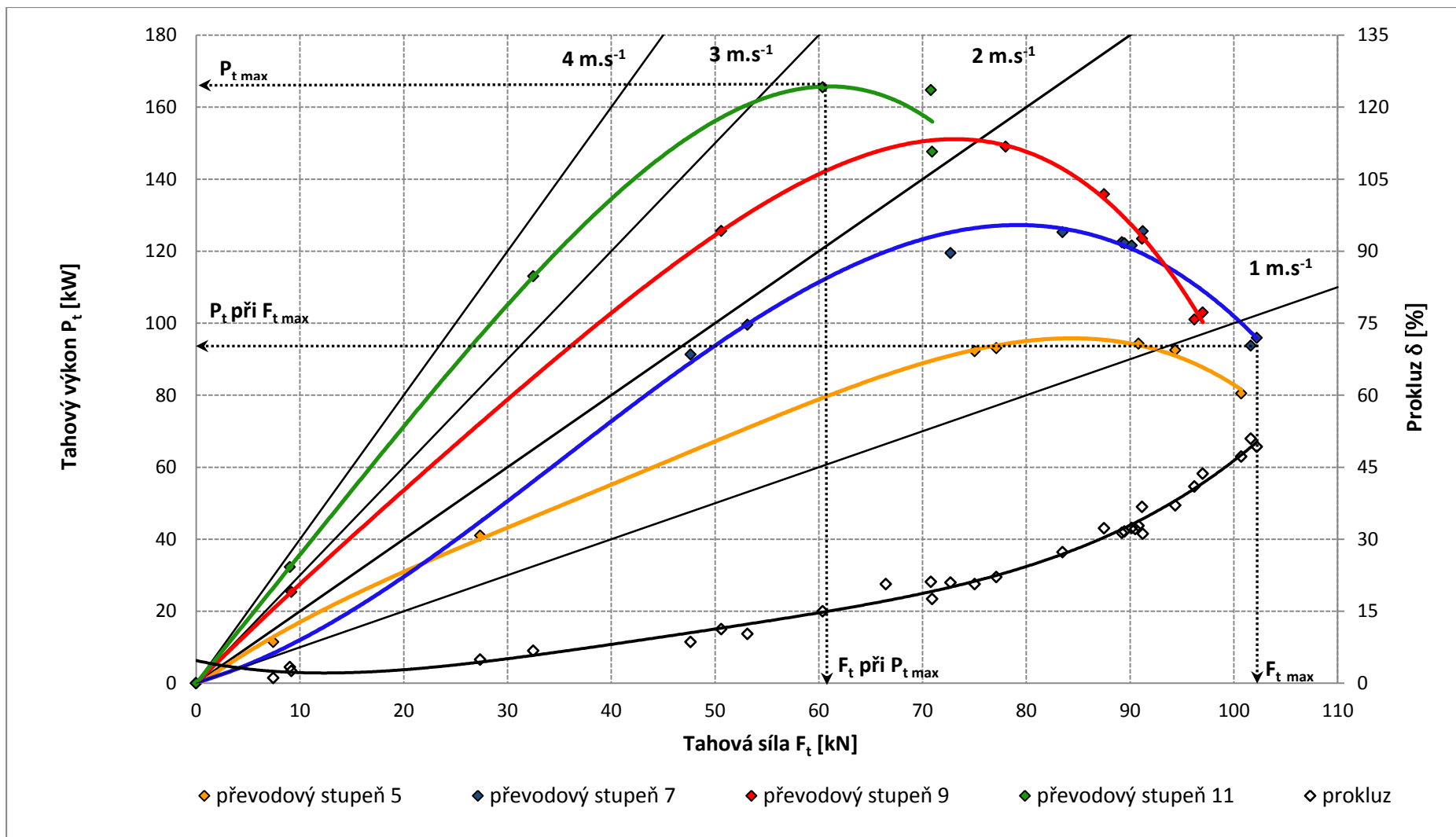
5.2 Vyhodnocení tahových zkoušek traktorů

Tahové zkoušky traktorů byly realizovány s cílem zjistit a vyhodnotit tahové vlastnosti traktorů s odlišnou konstrukcí podvozku. K tomuto měření byly použity traktory z produkce John Deere. Jednalo se o kolový a pásový traktor John Deere 8320 R resp. 8320RT. Zkoušené traktory disponovaly motorem o stejném výkonu, což bylo předem odzkoušeno v automobilových laboratořích Mendelovy univerzity. Měření tahových charakteristik kolového traktoru bylo rozděleno do dvou ucelených částí, z nichž první bylo měření tahových vlastností při tlaku huštění 1,6 bar na přední nápravě a 1,4 bar na zadní nápravě označené též jako varianta A. Druhá část obsahovala data naměřená při tlaku huštění 1,2 bar na přední a 1,0 bar na zadní nápravě, označeno jako varianta B. Všechny naměřené a vypočítané hodnoty byly graficky zpracovány a výsledky jsou interpretovány v následujících kapitolách.

5.2.1 Vyhodnocení tahových zkoušek kolového traktoru

5.2.1.1 Kolový traktor 1,6 bar - přední náprava, 1,4 bar - zadní náprava

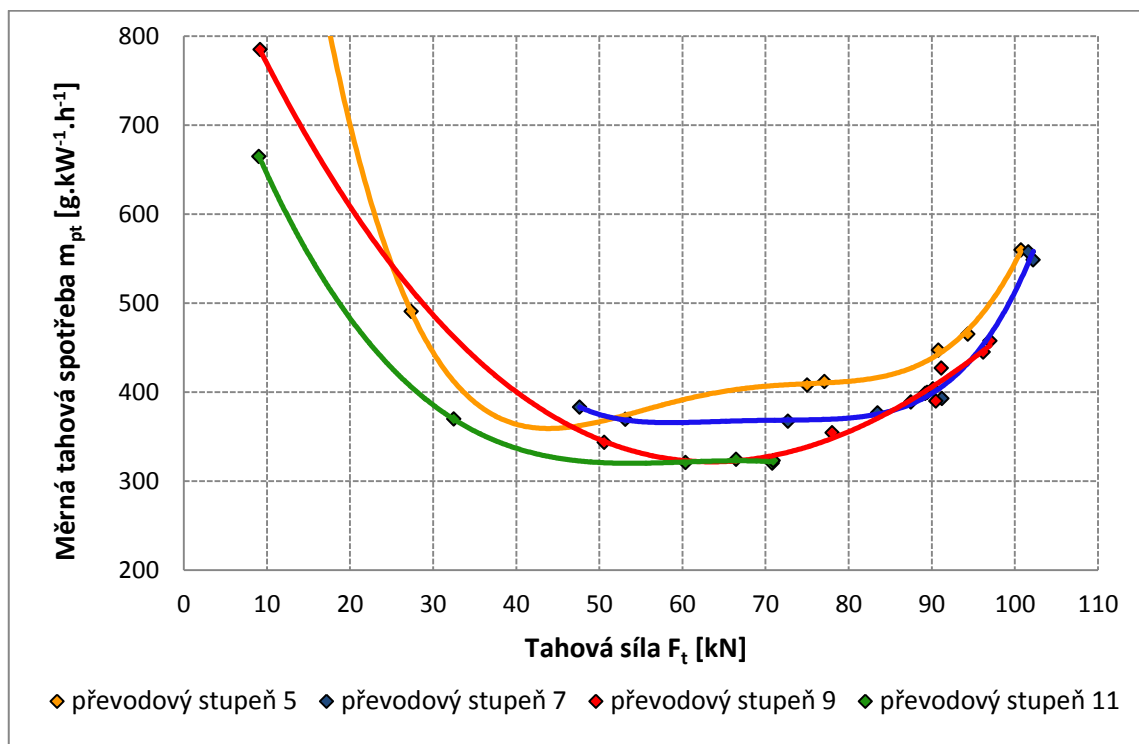
Měření tahových charakteristik kolového traktoru s hustícím tlakem 1,6 bar a 1,4 bar bylo provedeno pro vybrané převodové stupně 5, 7, 9 a 11. Data, která byla získána při měření, a to jak data snímána odečítáním z palubní sítě traktoru, tak také data zaznamenávána z externích snímačů byla ukládána do měřicího počítače a průměrné hodnoty jsou vyneseny v tabulce 12.1 (viz příloha 1). Z naměřených a vypočtených hodnot, tahového výkonu a prokluzu v závislosti na tahové síle, které jsou vyneseny v grafu (viz obr. 5.10), je zřejmé, že nejvyšší tahové síly bylo dosaženo na sedmý převodový stupeň, a to hodnoty 102,2 kN při tahovém výkonu 95,9 kW, prokluzu 49,3 % a měrné tahové spotřebě 548 g.kW⁻¹.h⁻¹. Nejvyšší tahový výkon byl naměřen na jedenáctém převodovém stupni, a to 165,5 kW, při tahové síle 60,4 kN, prokluzu kol 15 % a měrné tahové spotřebě 320,9 g.kW⁻¹.h⁻¹. V grafu (viz obr. 5.11) jsou vyneseny průběhy měrných tahových spotřeb v závislosti na tahové síle. Ukazuje se, že nejvyšších hodnot měrné spotřeby bylo dosahováno na pátý převodový stupeň, což je logické, jelikož zde bylo dosahováno nejvyšších ztrát prokluzem. Prokluz byl zaznamenáván jednak z integrovaného radaru traktoru a také pomocí externího snímače GPS, kterým byl traktor doplněn pro potřeby tahových zkoušek. Získané hodnoty jsou vyneseny do grafu (viz obr. 5.12) a proloženy regresní přímkou s vyneseným indexem determinace o hodnotě 0,99, což poukazuje na velmi silnou závislost.



Obr. 5.10 Tahová charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,6 bar – přední náprava, 1,4 bar – zadní náprava

Tab. 5.3 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.10

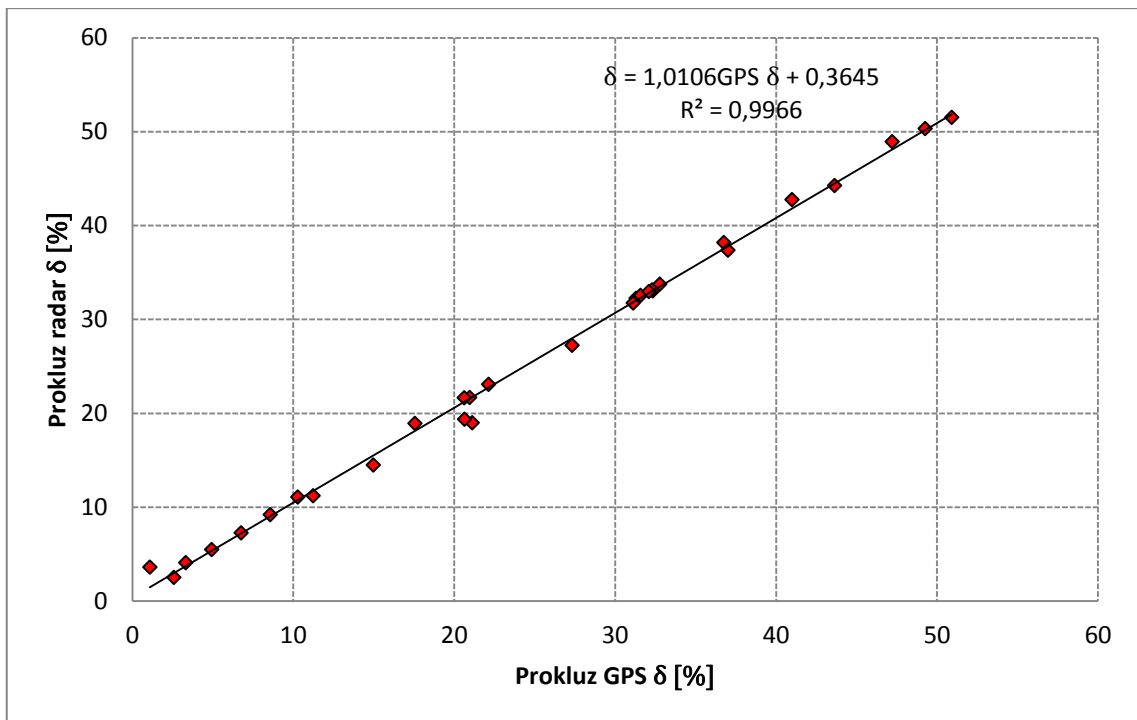
Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$P_t = -4E-06F_t^4 + 0,0006F_t^3 - 0,0342F_t^2 - 2,0685F_t - 0,8319$	0,9993
7	$P_t = -0,0004F_t^3 + 0,0401F_t^2 + 0,8191F_t + 0,1872$	0,9929
9	$P_t = -4E-06F_t^4 + 0,0003F_t^3 - 0,0152F_t^2 - 2,8768F_t - 0,0029$	0,9991
11	$P_t = -4E-06F_t^4 - 5E-05F_t^3 + 0,0032F_t^2 + 3,5506F_t - 0,0213$	0,9944
Prokluz	$\delta = 2E-06F_t^4 - 0,0004F_t^3 + 0,025F_t^2 - 0,468F_t + 4,7336$	0,9892



Obr. 5.11 Průběh měrných tahových spotřeb kolového traktoru John Deere 8320R, tlak huštění 1,6 bar – přední náprava, 1,4 bar – zadní náprava

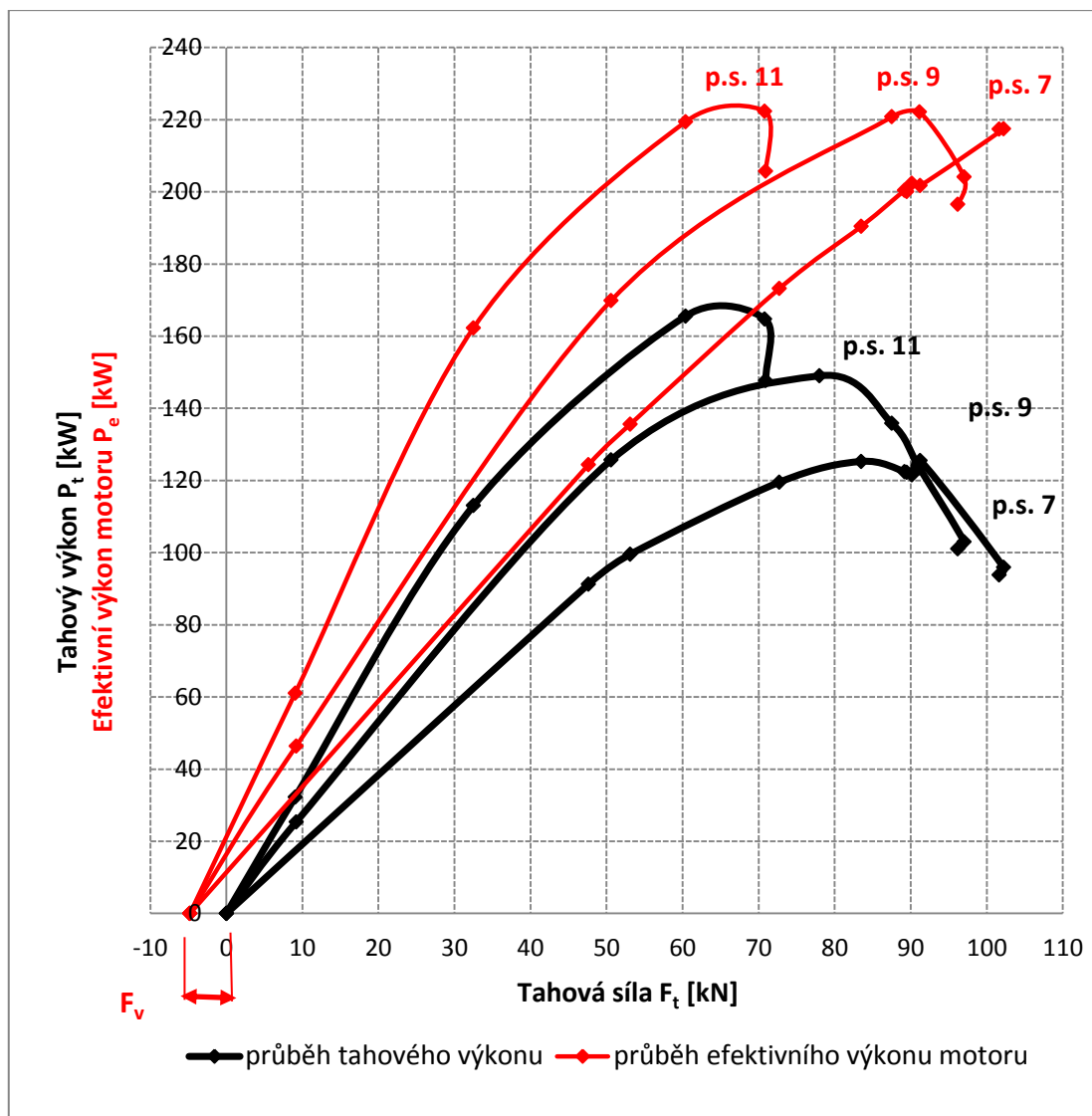
Tab. 5.4 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.11

Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$m_{pt} = 0,0001F_t^4 - 0,0332F_t^3 + 3,1668F_t^2 - 129,13F_t + 2261,9$	0,9999
7	$m_{pt} = -0,0002F_t^4 - 0,0413F_t^3 + 4,1985F_t^2 - 188,88F_t + 3533,8$	0,9893
9	$m_{pt} = -0,0005F_t^3 + 0,2197F_t^2 - 22,321F_t + 971,18$	0,9955
11	$m_{pt} = -0,0027F_t^3 + 0,4858F_t^2 - 28,919F_t + 888,5$	0,9999



Obr. 5.12. Prokluz - radar v závislosti na prokluzu GPS

V grafu (viz obr. 5.13) jsou vyneseny průběhy efektivního výkonu motoru a tahového výkonu v závislosti na tahové síle. Pro vynesení průběhu výkonu motoru do tahové charakteristiky bylo nutné zjistit velikost síly odporu valení, která byla měřena tenzometrickým snímačem síly, jejíž hodnota činila 4,79 kN. Z uvedeného grafu vyplývá, že na převodový stupeň 7 nebylo na motoru dosaženo maximální hodnoty točivého momentu a maximální tahová síla byla omezena podmínkami styku pojezdových ústrojí s podložkou, kterou v případě měření tvořilo strniště. Na devátý a jedenáctý převodový stupeň je dosažení maximální tahové síly omezeno maximálním momentem motoru. Vztah mezi efektivním výkonem motoru a tahovým výkonem je dán rovnicí 4.7, což představuje efektivitu přenosu tahového výkonu resp. tahovou účinnost traktoru, jejíž hodnoty na vybrané převodové stupně jsou vyneseny ve sloupcovém grafu (viz obr. 5.18).

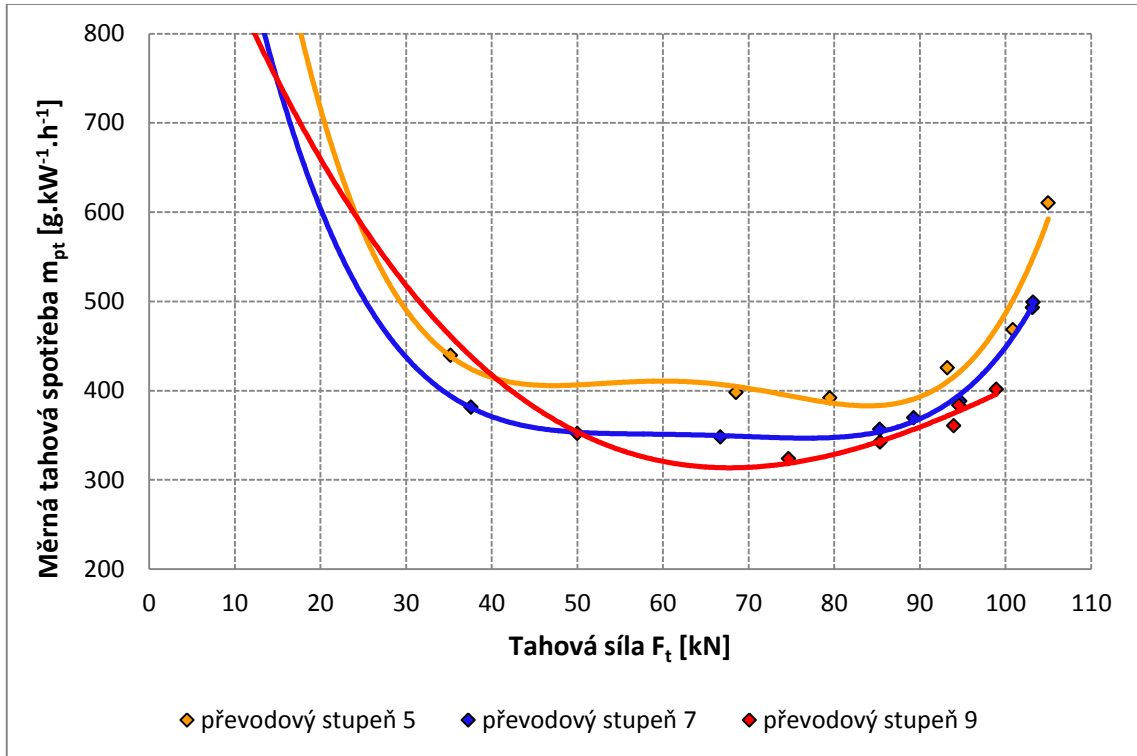


Obr. 5.13 Průběhy efektivního výkonu motoru a tahového výkonu kolového traktoru John Deere 8320R v závislosti na tahové síle

5.2.1.2 Kolový traktor 1,2 bar - přední náprava, 1,0 bar - zadní náprava

Kolový traktor s tlakem huštění 1,2 bar na přední resp. 1,0 bar na zadní nápravě byl zkoušen na převodové stupně 5,7 a 9. Naměřené a vypočtené hodnoty jsou zaznamenány v tabulce 12.2 (viz příloha 2) a následně byly graficky zpracovány. Závislost tahového výkonu a prokluzu na tahové síle je znázorněna v grafu tahové charakteristiky (viz obr. 5.15). Nejvyšší tahové síly bylo dosaženo na pátý převodový stupeň, a to hodnoty 105 kN při tahovém výkonu 75,5 kW, měrné tahové spotřebě 610,4 g.kW⁻¹.h⁻¹ a prokluzu 53,3 %. Naopak nejvyšší tahový výkon byl zjištěn na devátý převodový stupeň, a to 157,8 kW při tahové síle 74,7 kN, měrné tahové spotřebě 323,6 g.kW⁻¹.h⁻¹ a prokluzu 20 %. Do grafu (viz obr. 5.14) byly také vyneseny průběhy

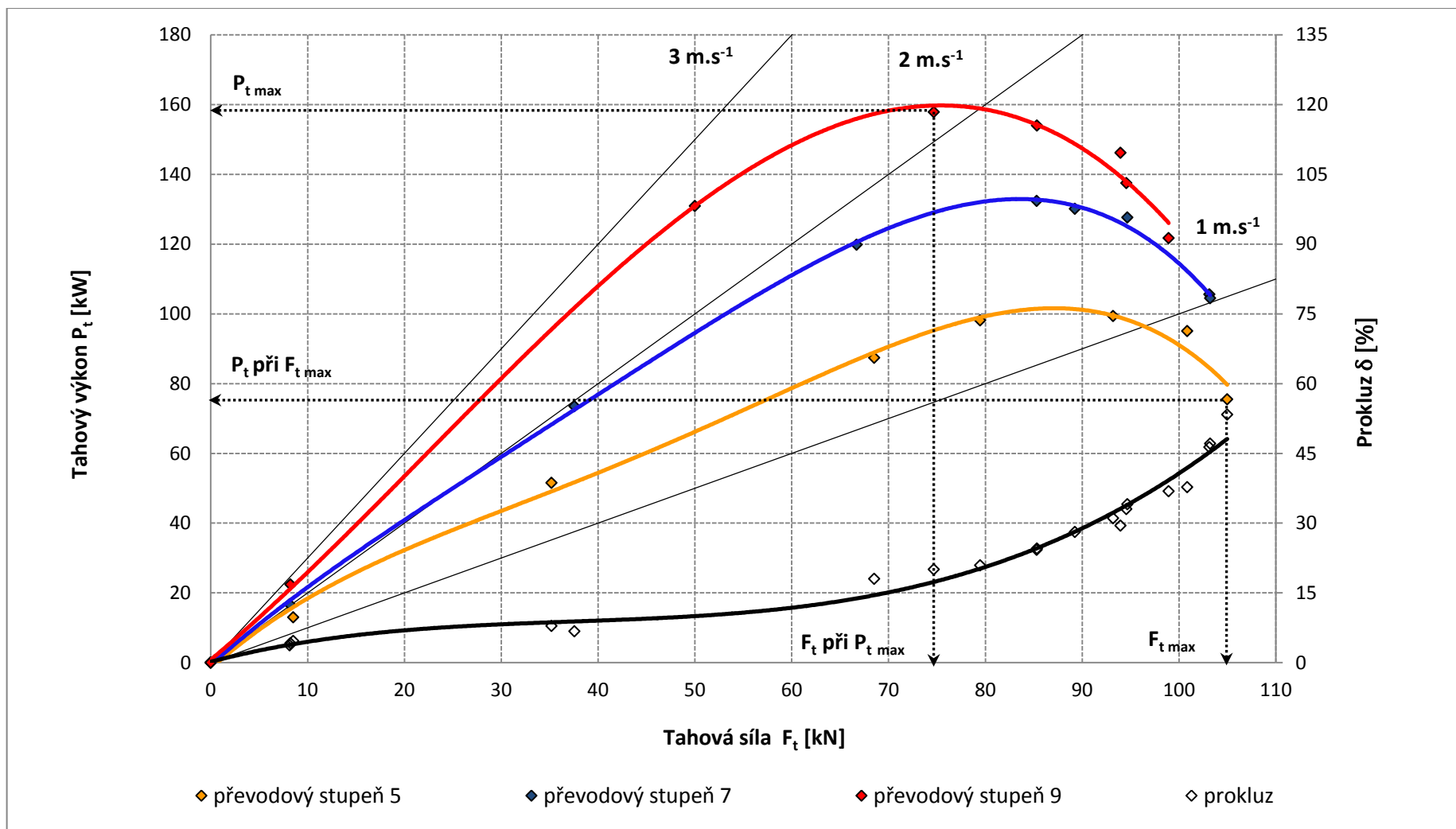
měrných tahových spotřeb v závislosti na tahové síle, kdy nejnižší hodnoty bylo trvale dosahováno na devátý převodový stupeň.



Obr. 5.14 Průběh měrných tahových spotřeb kolového traktoru John Deere 8320R, tlak huštění 1,2 bar – přední náprava, 1,0 bar – zadní náprava

Tab. 5.5 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.14

Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$m_{pt} = 0,0001F_t^4 - 0,0308F_t^3 + 2,858F_t^2 - 114,81F_t + 2096,1$	0,9973
7	$m_{pt} = 7E - 0,5F_t^4 - 0,019F_t^3 + 1,7988F_t^2 - 75,415F_t + 1532,7$	0,9997
9	$m_{pt} = -0,0008F_t^3 + 0,2824F_t^2 - 26,691F_t + 1087,4$	0,9987



Obr. 5.15 Tahová charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,2 bar – přední náprava, 1,0 bar – zadní náprava

Tab. 5.6 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.15

Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$P_t = -5E-06F_t^4 + 0,0009F_t^3 - 0,0545F_t^2 + 2,4679F_t - 1,6684$	0,9936
7	$P_t = -4E-06F_t^4 + 0,0005F_t^3 - 0,0287F_t^2 + 2,4639F_t - 0,6446$	0,9994
9	$P_t = -0,0003F_t^3 + 0,0224F_t^2 - 2,317F_t + 0,847$	0,9973
Prokluz	$\delta = 0,0001F_t^3 - 0,0125F_t^2 + 0,5434F_t + 0,1858$	0,9775

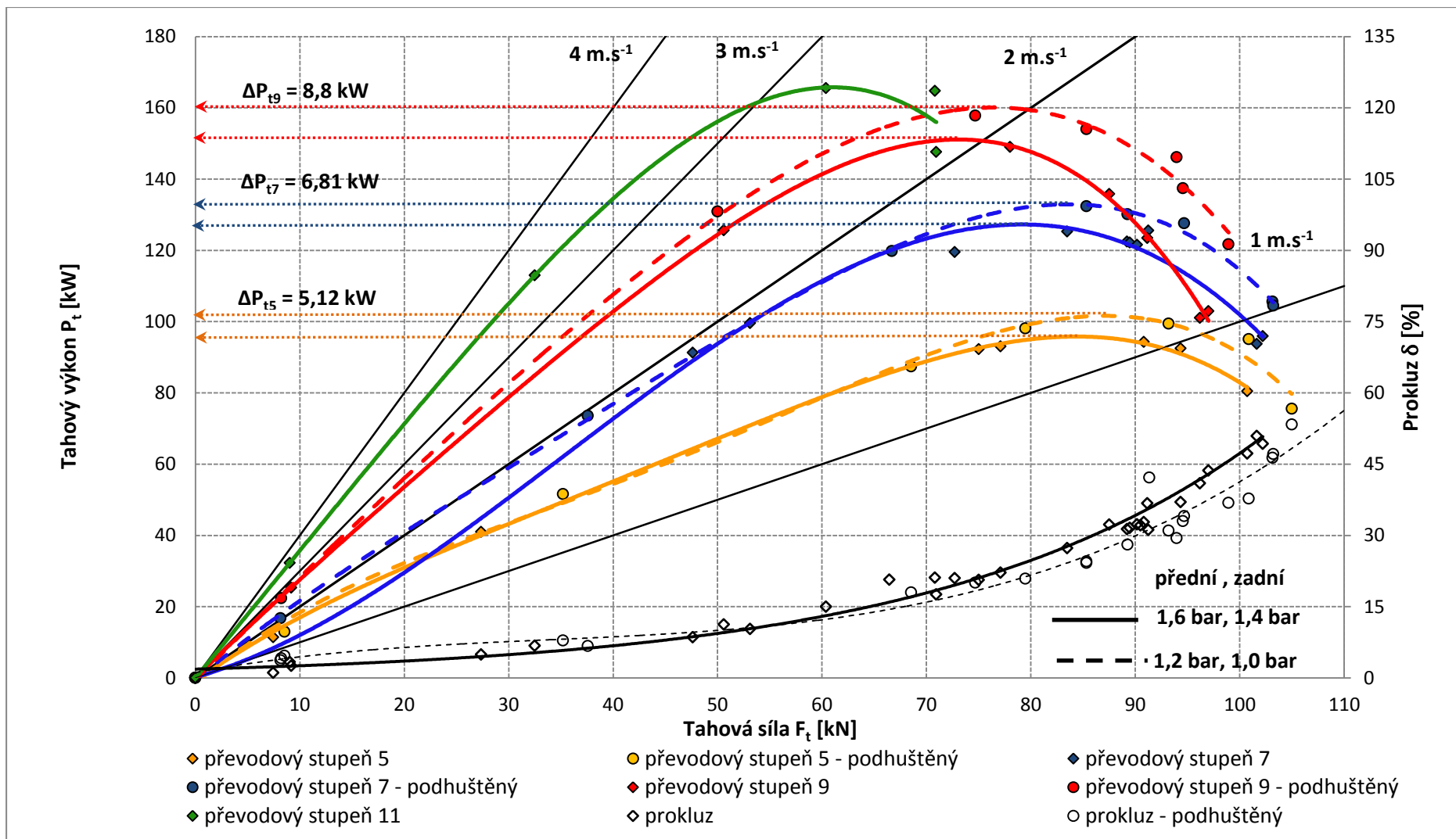
5.2.1.3 Porovnání tahových charakteristik s rozdílným tlakem huštění

Dílčí výsledky tahových charakteristik při rozdílném tlaku huštění jsou uvedeny v kapitolách 5.2.1.1 a 5.2.1.2. Následující kapitola se zabývá porovnáním zjištěných tahových charakteristik kolového traktoru v závislosti na změně tlaku vzduchu v pneumatikách.

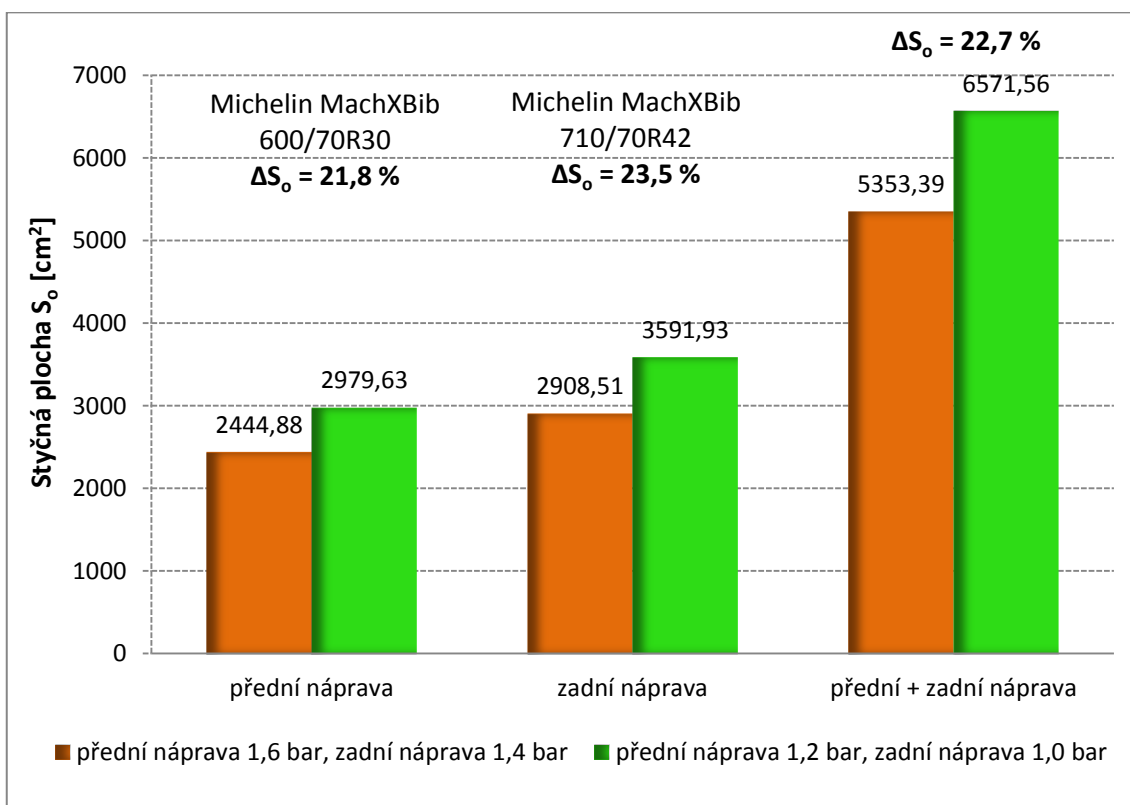
Snížení tlaku vzduchu v pneumatikách mělo za následek zvýšení styčné plochy mezi podložkou a pojezdovým ústrojím, což je znázorněno v grafu (viz obr. 5.17). V procentuálním porovnání, při snížení tlaku vzduchu v pneumatikách, došlo k nárůstu styčné plochy o 21,8 % na přední resp. o 23,5 % na zadní nápravě, je-li brána varianta huštění A jako základ pro výpočet, což se projevilo ve snížení prokluzu a následného zvýšení maximální tahové síly a maximálního tahového výkonu, jak je znázorněno v grafu tahové charakteristiky (viz obr. 5.16). V procentuálním porovnání došlo ke zvýšení tahové síly o 5 %, o 1 % a o 2 % na pátý, sedmý resp. devátý převodový stupeň. Podobně došlo k navýšení tahového výkonu o 5,4 %, o 5,4 % a o 5,9 % na pátý, sedmý a devátý převodový stupeň.

S nárůstem tahového výkonu došlo logicky také ke zvýšení tahové účinnosti, jejíž průběh je vyneseno v grafu (viz obr. 5.18). Nejvyšší hodnota tahové účinnosti byla dosažena s poklesem prokluzu hnacích kol na devátý převodový stupeň, a to u zkoušeného traktoru s variantou huštění A hodnoty 0,67 a variantou B 0,71. V procentuálním hodnocení došlo k navýšení tahové účinnosti o 4,7 %, o 5,2 % a o 5,9 % na pátý, sedmý a devátý převodový stupeň. V oblasti maximálních tahových sil došlo vlivem změny huštění ke snížení prokluzu o 2,1 % na sedmý resp. o 6,6 % na devátý převodový stupeň.

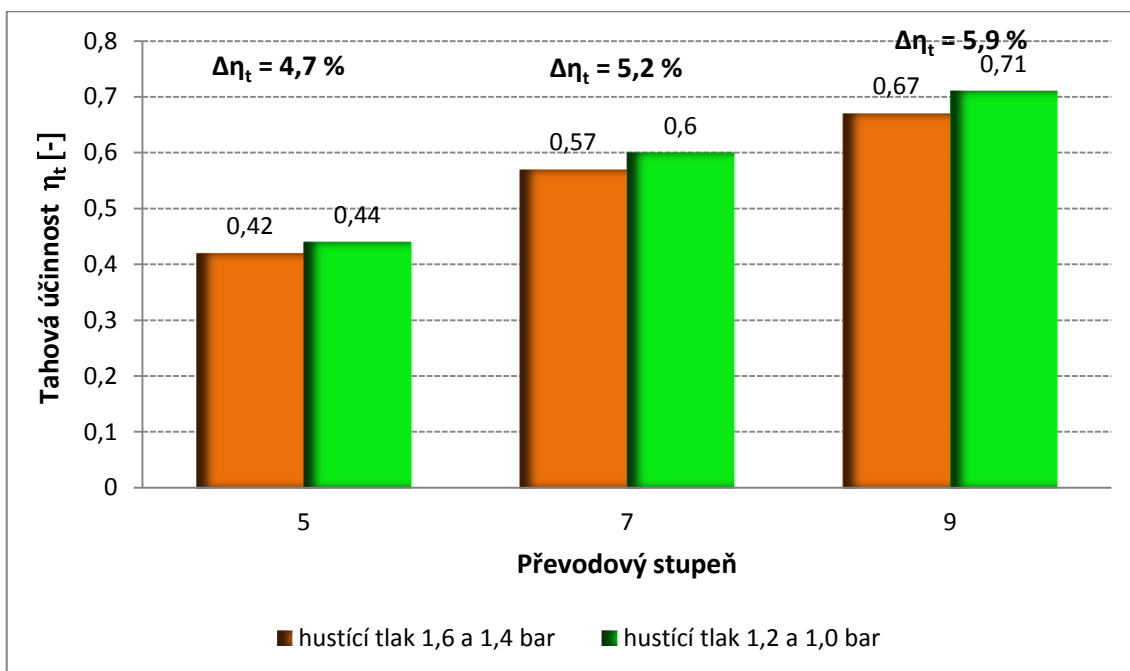
Z hlediska ekonomiky provozu traktorů a traktorových souprav jsou nejdůležitějšími ukazateli průběhy měrných tahových spotřeb v závislosti na tahové síle. V grafu (viz obr. 5.19) jsou vyneseny průběhy měrných tahových spotřeb na sedmý a devátý převodový stupeň, z kterých je patrné, že nejnižších měrných spotřeb bylo dosahováno v oblasti tahových sil, příslušících nejvyšším tahovým výkonům, tedy v rozmezí 70 kN – 90 kN, kde zvýšení tahové účinnosti se projevilo ve snížení měrné tahové spotřeby v rozmezí 5,3 % - 16,8 %.



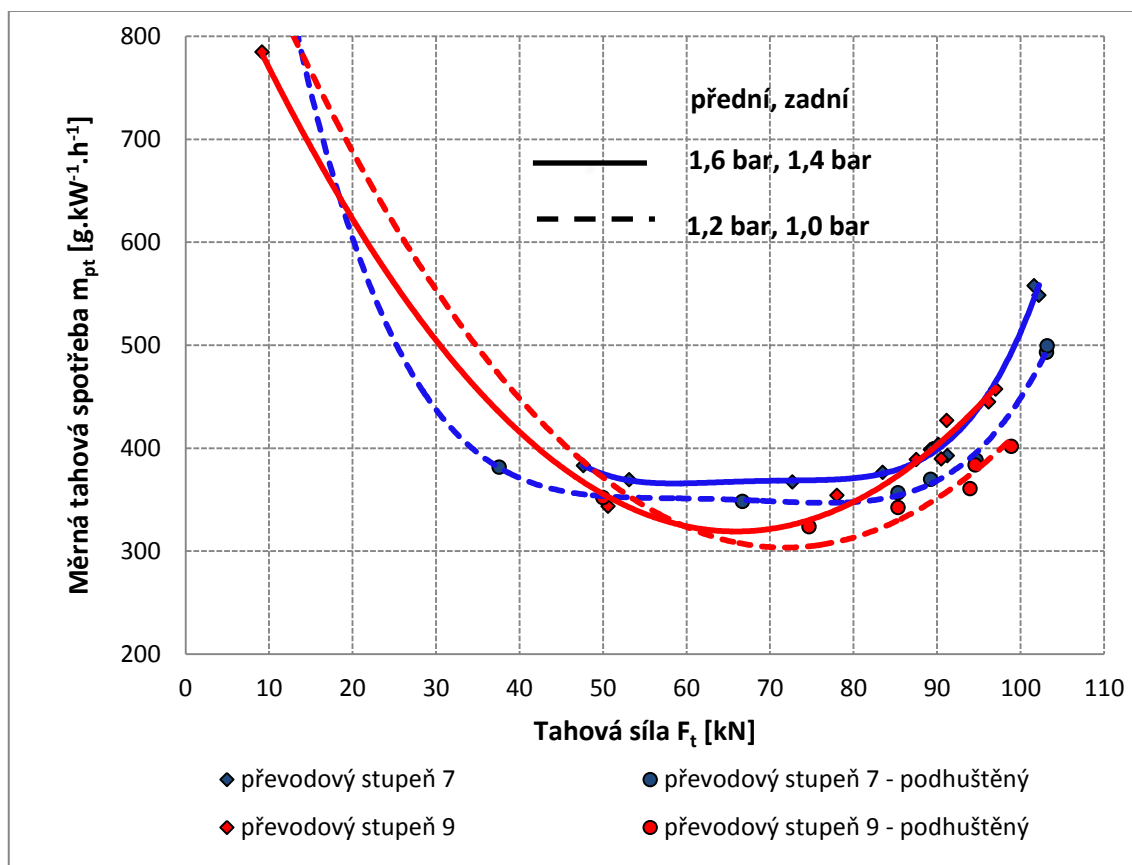
Obr. 5.16 Vliv huštění pneumatik na tahovou charakteristiku traktoru John Deere 8320R



Obr. 5.17 Změna styčné plochy mezi podložkou a pneumatikami při změně tlaku huštění – traktor John Deere 8320R



Obr. 5.18 Vliv změny huštění pneumatik Michelin MachXBib na tahovou účinnost traktoru John Deere 8320R

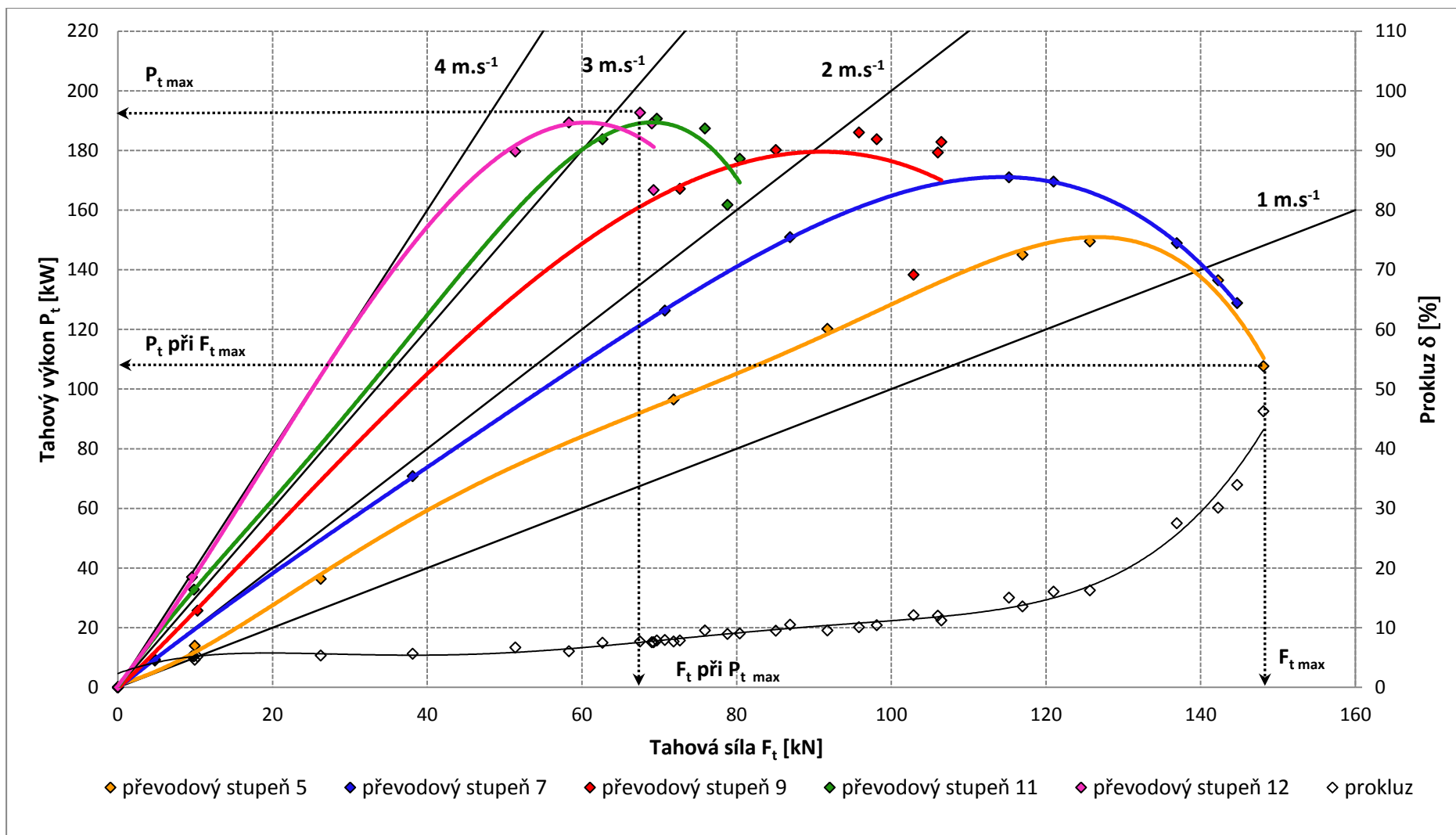


Obr. 5.19 Vliv změny hustičího tlaku na měrnou tahovou spotřebu měřeného traktoru

5.2.2 Vyhodnocení tahových zkoušek pásového traktoru

Terénní měření pásového traktoru proběhlo za stejných atmosférických a půdních podmínek jako u kolového traktoru. Pro vlastní zkoušky byly zvoleny převodové stupně 5, 7, 9, 11 a 12. Naměřené a vypočtené hodnoty testovaného pásového traktoru jsou vyneseny do tabulky 12.3 (viz příloha 3) a graficky zpracovány.

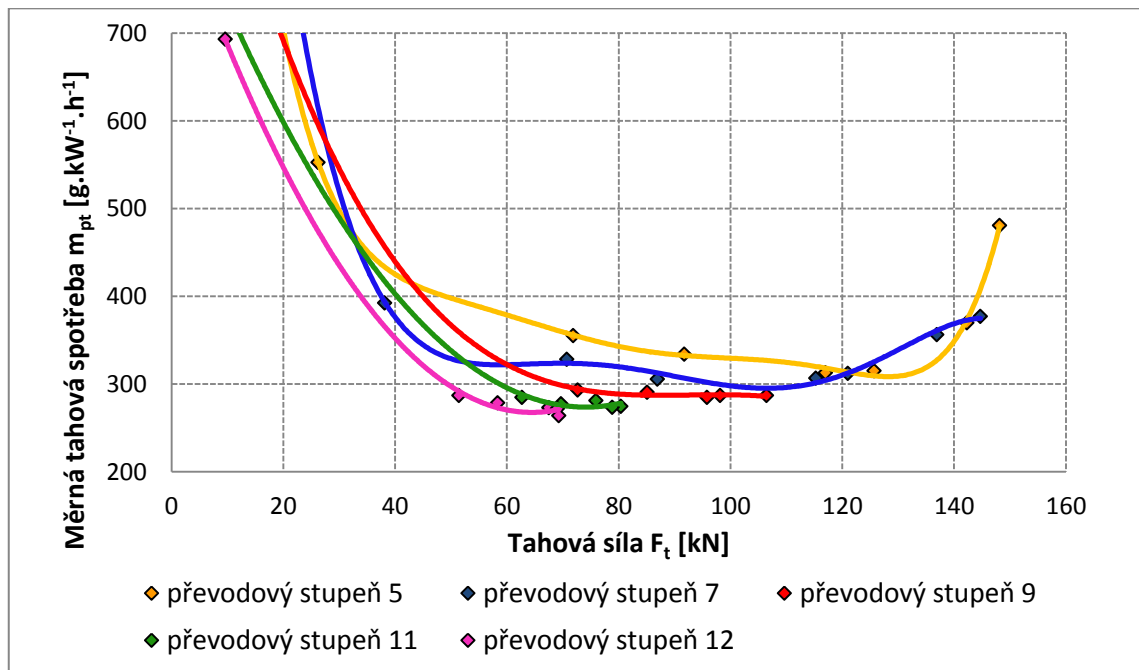
V grafu tahové charakteristiky (viz obr. 5.20) jsou vyneseny průběhy tahových výkonů a prokluzu pásů v závislosti na tahové síle a také paprskový diagram rychlosti. Z uvedeného grafu vyplývá, že nejvyšší tahové síly bylo dosaženo na pátý převodový stupeň, a to hodnoty 148,1 kN při tahovém výkonu 107,6 kW, prokluzu 46,5 % a měrné tahové spotřebě 480 g.kW⁻¹.h⁻¹. Nejvyššího tahového výkonu bylo dosaženo na dvanáctý převodový stupeň, a to 192,6 kW při tahové síle 67,5 kN, prokluzu pásových jednotek 7,7 % a měrné tahové spotřebě 273,4 g.kW⁻¹.h⁻¹. Průběhy měrných tahových spotřeb pásového traktoru jsou znázorněny v grafu (viz obr. 5.21), kde je zřejmé, že na devátý, jedenáctý a dvanáctý převodový stupeň bylo dosaženo spotřeby paliva pod hranici 300 g.kW⁻¹.h⁻¹.



Obr. 5.20 Tahová charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT na vybrané převodové stupně

Tab. 5.7 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.20

Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$P_t = -3E-08F_t^5 + 1E-05F_t^4 + 0,0012F_t^3 + 0,0536F_t^2 + 0,6648F_t + 0,9553$	0,9983
7	$P_t = -1E-06F_t^4 + 0,0002F_t^3 - 0,0112F_t^2 - 2,0901F_t - 0,3441$	1
9	$P_t = -0,0002F_t^3 + 0,0096F_t^2 + 2,5308F_t - 0,5212$	0,9620
11	$P_t = -1E-05F_t^4 + 0,0015F_t^3 - 0,0534F_t^2 + 3,7101F_t + 0,0273$	0,9934
12	$P_t = -0,0008F_t^3 + 0,0436F_t^2 + 3,3622F_t + 0,5171$	0,9914
Prokluz	$\delta = 1E-08F_t^5 - 4E-06F_t^4 + 0,0005F_t^3 - 0,0229F_t^2 + 0,4733F_t + 2,3355$	0,9872

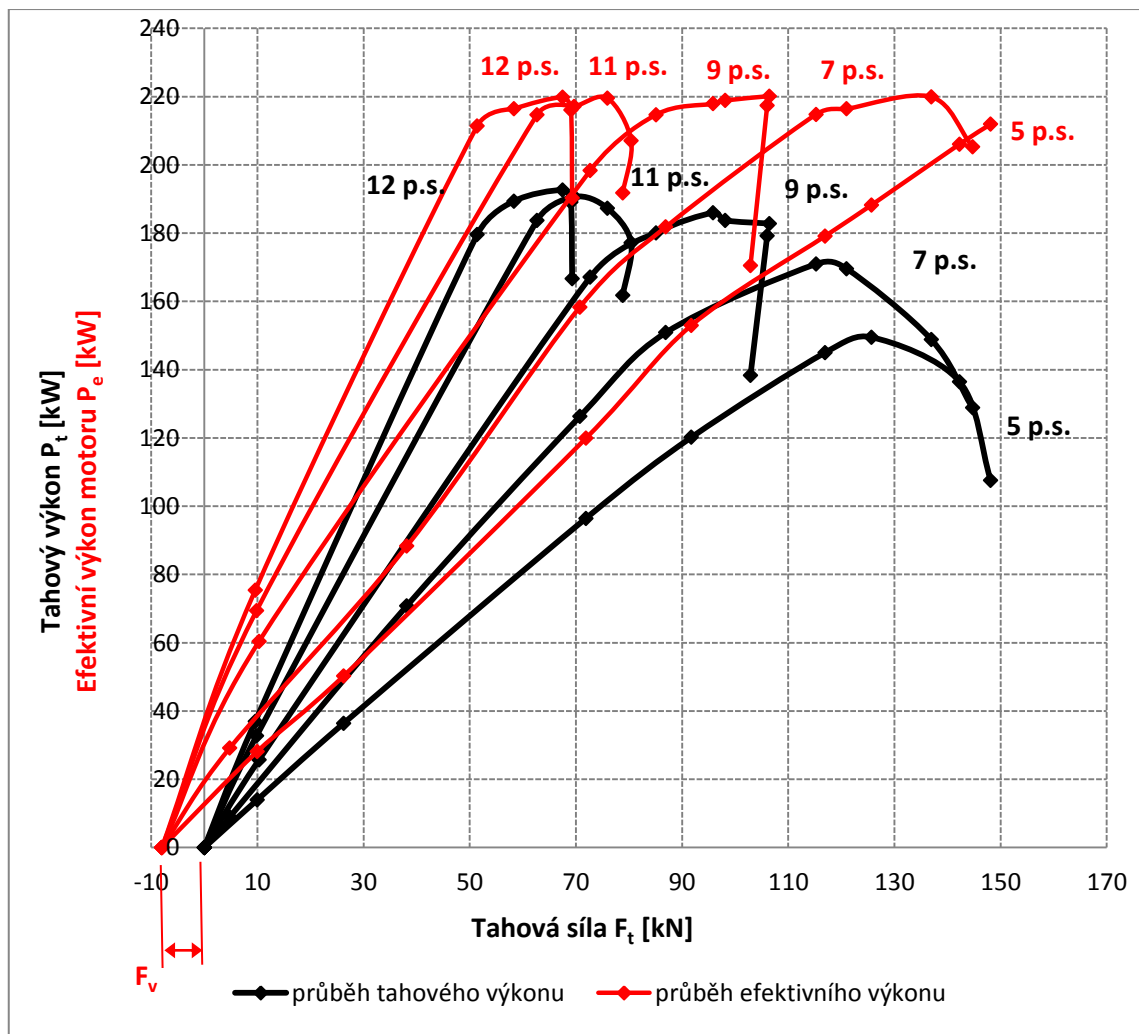


Obr. 5.21 Průběh měrných tahových spotřeb pásového traktoru John Deere 8320RT

Tab. 5.8 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.21

Převodový stupeň	Rovnice regrese	Index determinace R^2
5	$m_{pt} = 8E - 09F_t^6 - 4E - 06F_t^5 + 0,0008F_t^4 - 0,0888F_t^3 + 5,0883F_t^2 - 153,13F_t + 2319,6$	0,9999
7	$m_{pt} = -4E - 07F_t^5 + 0,0002F_t^4 - 0,0372F_t^3 + 3,2465F_t^2 - 136,3F_t + 2536,4$	0,9999
9	$m_{pt} = 0,1111F_t^2 - 16,457F_t + 883,3$	0,9999
11	$m_{pt} = -0,0027F_t^3 + 0,4858F_t^2 - 28,919F_t + 888,5$	0,9995
12	$m_{pt} = 0,1413F_t^2 - 18,212F_t + 854,67$	0,9992

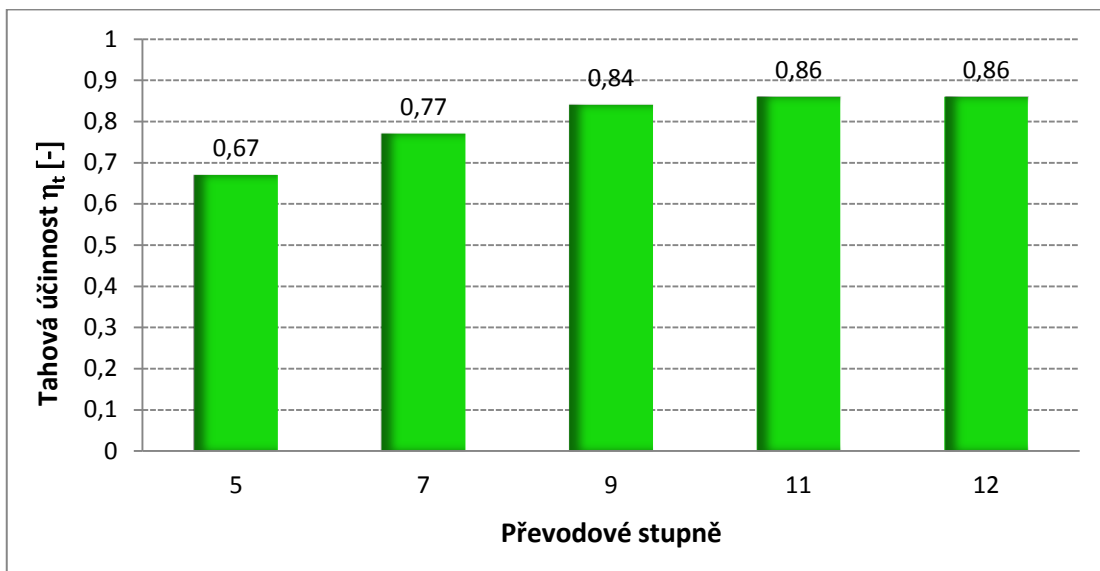
V grafu (viz obr. 5.22) je vynesena tahový výkon a výkon motoru v závislosti na tahové síle, na kterém je patrné, k jak velkým ztrátám dochází při přenosu výkonu motoru na podložku, ať již jsou to ztráty mechanické, ztráty způsobené odporem valení nebo ztráty prokluzem, resp. jakou tahovou účinnost traktor dosahuje. Pro vynesení průběhu výkonu motoru do tahové charakteristiky bylo nutné zjistit velikost síly odporu valení. Síla odporu valení byla měřena, stejně jako tahová síla, tenzometrickým snímačem síly. U testovaného pásového traktoru byla naměřena hodnota odporu valení 8 kN.



Obr. 5.22 Porovnání tahového a efektivního výkonu pásového traktoru John Deere 8320RT v závislosti na tahové síle

Při porovnání výkonu motoru a tahového výkonu můžeme konstatovat, že pásový traktor při zkoušení na pátý převodový stupeň nedosáhl maximální hodnoty točivého momentu motoru, a tudíž maximální tahová síla resp. tahový výkon byl omezen

podmínkami mezi pojezdovým ústrojím a podložkou. Nejvyšší tahové účinnosti vypočítané pro jednotlivé měřené převodové stupně jsou vyneseny v grafu (viz obr. 5.23), z něhož je patrné, že na pátý a sedmý převodový stupeň má stoupající tendenci. Na devátý, jedenáctý a dvanáctý převodový stupeň dosahuje tahová účinnost téměř konstantních hodnot od 0,84 – 0,86.



Obr. 5.23 Nejvyšší hodnoty tahové účinnosti pásového traktoru John Deere 8320RT na zkoušené převodové stupně

5.2.3 Porovnání tahových charakteristik kolového a pásového traktoru

V této práci jsou porovnávány výsledky experimentálního měření traktorů s odlišnou konstrukcí podvozku a jejich závislost na tahovou sílu. Pro přehlednější a snadnější porovnání je vhodné vynést dílčí tahové charakteristiky, a to jak kolového traktoru s variantou huštění A (1,6 bar přední resp. 1,4 bar zadní náprava), tak pásového traktoru do jednoho grafu (viz obr. 5.24). Z uvedeného grafu je patrné, že pásový ve srovnání s kolovým traktorem dosahuje výrazně vyšších hodnot tahové síly, zejména u nižších převodových stupňů, kdy přenos hnací síly je limitován podmínkami mezi podložkou a pojezdovým ústrojím. Tento rozdíl, na pátý a sedmý převodový stupeň, se pohyboval v rozmezí od 40 kN do 50 kN. Směrem k vyšším převodovým stupňům nejsou rozdíly tahových sil mezi kolovým a pásovým traktorem tak výrazné jako u nižších rychlostních stupňů, kdy maximální tahová síla je omezena maximálním točivým momentem motoru. V tomto případě rozdíly tahových sil na devátý a jedenáctý převodový stupeň byly do 10 kN. Jak bylo uvedeno výše, maximální tahové síly

kolového traktoru bylo dosaženo při zkoušení na sedmý převodový stupeň, a to hodnoty 102,2 kN. Naopak pásový traktor dosáhl nejvyšší tahové síly 148,1 kN na pátý převodový stupeň, což představuje rozdíl 45,9 kN, resp. 44,9 %, je-li brán kolový traktor jako základ pro výpočet.

Z grafu (viz obr. 5.24) je dále viditelný nárůst tahového výkonu pásového traktoru ve srovnání s kolovým traktorem, kdy kolový traktor a jeho maximální tahový výkon je zejména omezen výkonem ztraceným prokluzem a valením, které jsou dány vztahy 5.1 a 5.2.

$$P_{\delta} = P_e \cdot \eta_m \cdot (1 - \eta_{\delta}) \quad [\text{kW}] \quad (5.1)$$

kde: P_{δ} – výkon ztracený prokluzem [kW]
 P_e – efektivní výkon motoru [kW]
 η_m – mechanická účinnost [-]

$$P_v = F_v \cdot v_s \quad [\text{kW}] \quad (5.2)$$

kde: P_v – výkon ztracený valením [kW]
 F_v – valivý odpor pojezdových ústrojí [kN]
 v_s – skutečná rychlost traktoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

V porovnání na jedenáctý převodový stupeň dosáhl kolový traktor maximálního tahového výkonu 165,5 kW a pásový traktor 190,7 kW. Rozdíl činí 25,2 kW resp. 15,2 %. Dosáhne-li pásový traktor vyšších tahových výkonů, logicky se zvýší i tahová účinnost. V grafu (viz obr. 5.25) jsou vyneseny tahové účinnosti na vybrané převodové stupně a můžeme zde vidět, že nejvyšší rozdíl je u nižších převodových stupňů. Směrem k vyšším rychlostním stupňům se diference tahových účinností snižuje. Vyjádřeno v procentech, rozdíl tahových účinností na 5,7,9 a 11 rychlostní stupeň činí 59 %, 35 %, 25 % a 16 %, jsou-li brány tahové účinnosti kolového traktoru s variantou huštění A jako základ pro výpočet.

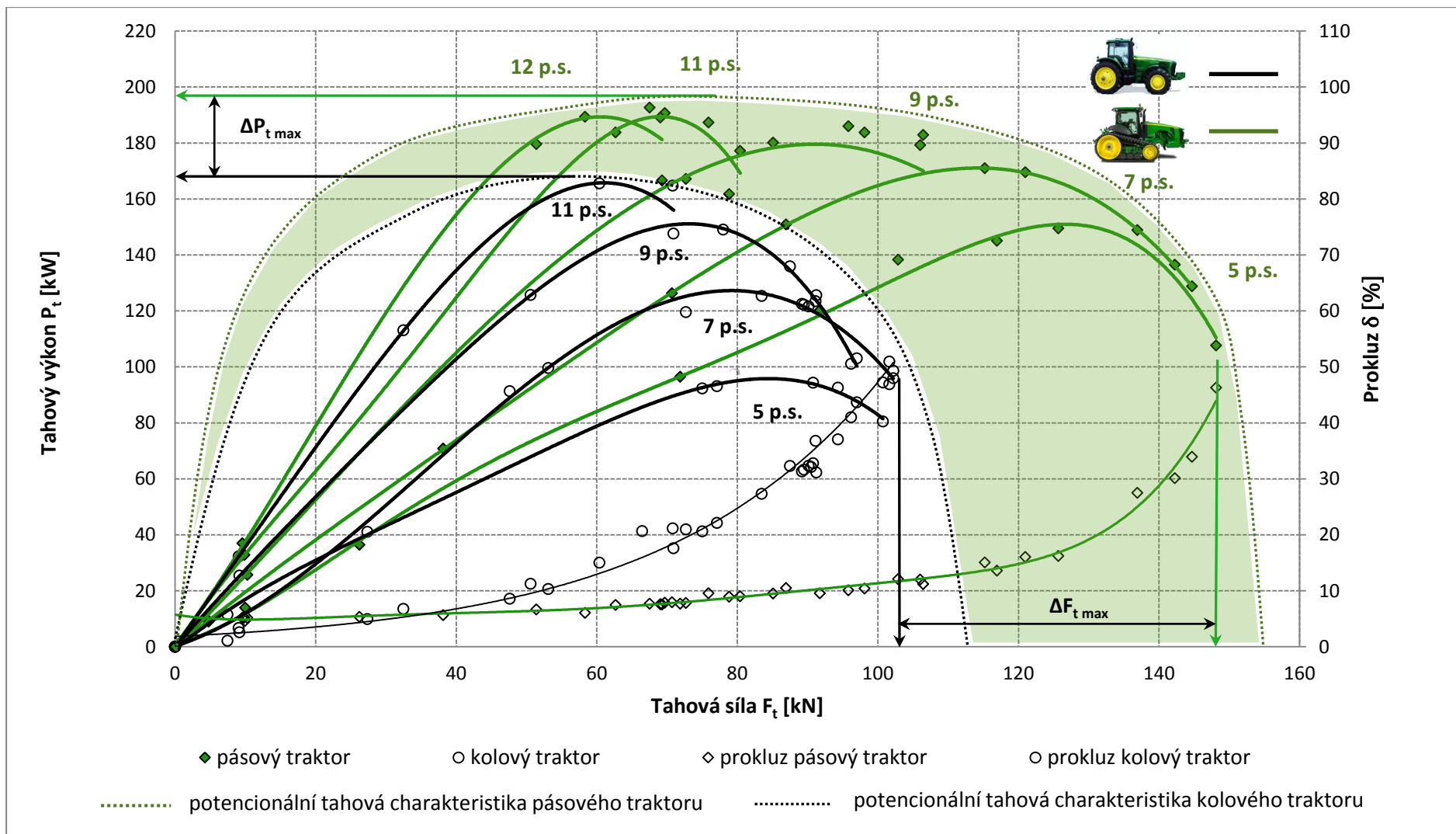
Porovnáme-li naměřené odpory valení, zjistíme, že u kolového traktoru byl naměřen valivý odpor 4,79 kN a u pásového traktoru 8 kN. Tyto hodnoty představují 4,5 % resp. 5,1 % z maximální hnací síly zkoušených traktorů. Jak uvádí literatura (BAUER, 2013,

GREČENKO, 1994), měl by kolový traktor, při pohybu po strništi, vykazovat vyšší hodnotu valivého odporu než traktor pásový. V případě tohoto měření je velikost valivého odporu pásového traktoru, která je vyšší jak u kolového traktoru, do jisté míry ovlivněna vyšší hmotností o 2 120 kg.

V grafu (viz obr. 5.24) jsou také vyneseny průběhy prokluzů zkoušených traktorů, z nichž je patrné, že u kolového traktoru začíná strmý nárůst prokluzu v oblasti tahových sil 70 kN – 80 kN. U pásového traktoru tento nárůst začíná nastupovat v oblasti tahových sil 130 kN. V tomto případě je průběh prokluzu nejvíce ovlivněn styčnou plochou pásových jednotek s povrchem pozemku, kdy celková styčná plocha pásových jednotek činila 31 689 cm². Kolový traktor s variantou huštění A a B disponuje celkovou styčnou plochou pojezdových ústrojí 10 706 cm² resp. 13 143 cm². V procentuálním vyjádření zjistíme, že pásový traktor ve srovnání s kolovým (huštěcí tlak A, B) vykazuje větší styčnou plochu o 195 % resp. o 141 %, považujeme-li kolový traktor jako základ.

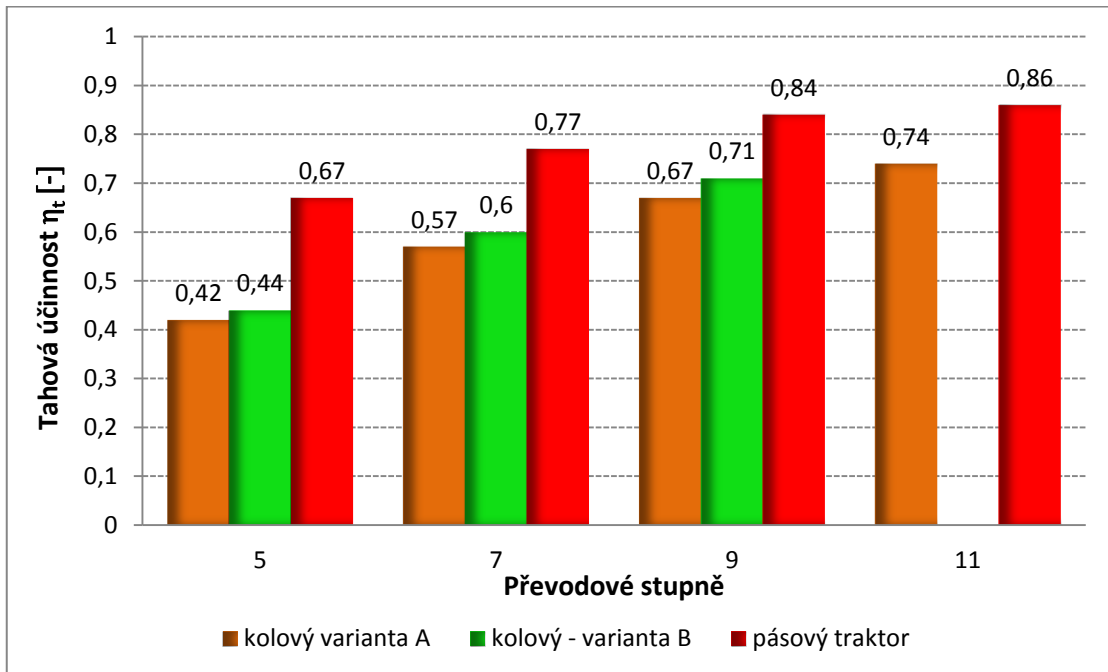
Srovnáme-li naměřené a vypočtené parametry kolového traktoru s variantou huštění B a parametry pásového traktoru, zjistíme, že pásový traktor disponuje vyšší tahovou silou o 43,1 kN, resp. o 41 %.

Z hlediska ekonomiky provozu, ať již kolového nebo pásového traktoru, je nejsledovanějším parametrem spotřeba paliva.

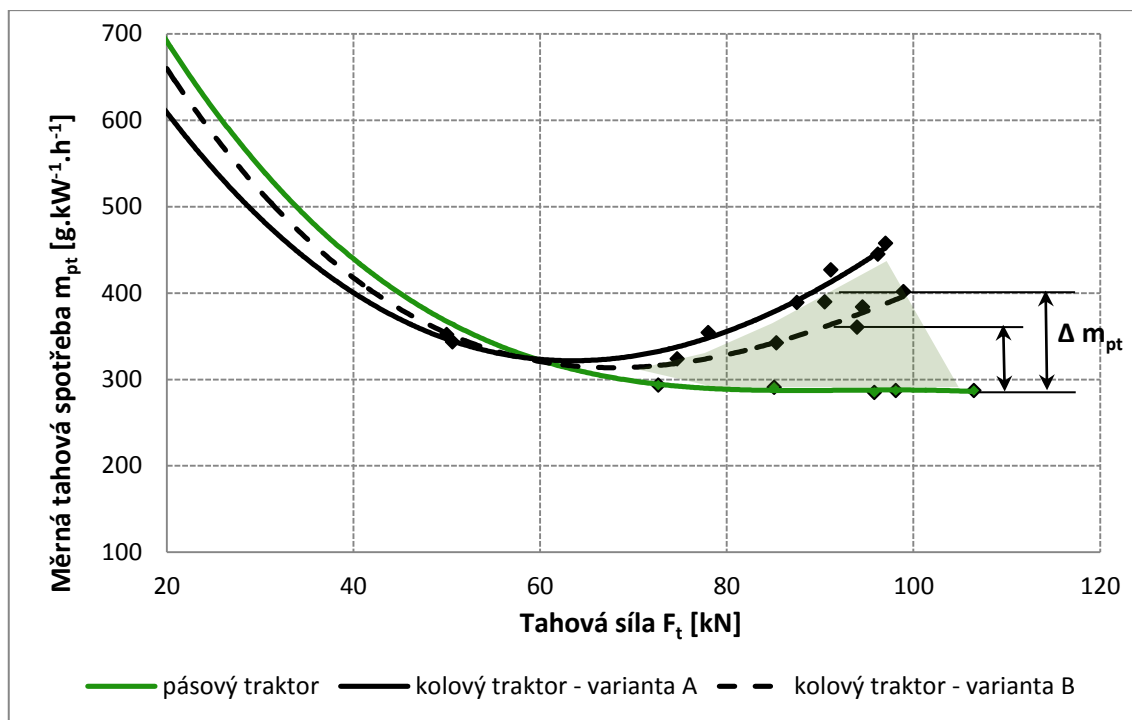


Obr. 5.24 Porovnání tahových výkonů a prokluzů kolového a pásového traktoru John Deere 8320R/RT

V případě měření tahových charakteristik se jedná o měrnou tahovou spotřebu traktoru. Pro snadnější porovnání je průběh měrné tahové spotřeby vyneseno do jednoho grafu (viz obr. 5.26) na devátý převodový stupeň. Srovnáme-li měrné spotřeby v oblasti tahových sil 85 kN – 90 kN, zjistíme, že pásový traktor vykazuje nižší spotřebu o $97,9 \text{ g.kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ než kolový traktor (varianta huštění A) a o $51,4 \text{ g.kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ než kolový traktor s variantou huštění B. Procentuálně vyjádřeno dosahuje pásový traktor na vybraný převodový stupeň a v určené oblasti tahových sil nižší měrné spotřeby paliva o 25 % u kolového traktoru (huštěcí tlak varianta A) a o 15 % u traktoru s variantou huštění B, jsou-li brány hodnoty kolového traktoru jako základ pro výpočet.



Obr. 5.25 Porovnání tahových účinností kolového traktoru John Deere 8320R a pásového traktoru John Deere 8320RT na vybrané převodové stupně

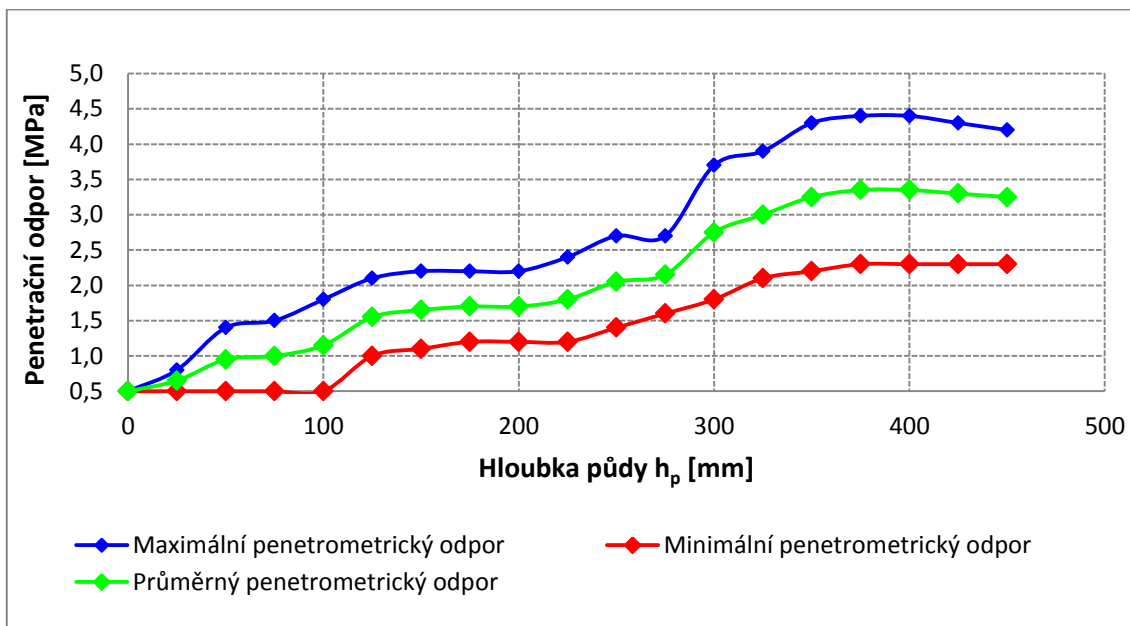


Obr. 5.26 Srovnání měrných tahových spotřeb na devátý převodový stupeň

5.3 Vyhodnocení výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav v agregaci s kypřičem Köckerling Vector 800

Po předcházejícím měření parametrů motoru a tahových charakteristik zkoušených traktorů následovalo měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800 v závislosti na zatížení motoru. Experiment se zaměřoval na nastavení pracovního režimu motoru a jeho vliv na výkonnost a spotřebu paliva traktorových souprav. Pracovní oblasti, pro které byly traktory zkoušeny, byly pečlivě vybrány na základě zjištěných parametrů motorů resp. dle úplné otáčkové charakteristiky. První pracovní režim (označen jako varianta I) byl ohraničen otáčkami v rozmezí $1\ 900\ \text{min}^{-1}$ – $2\ 000\ \text{min}^{-1}$. Druhý pracovní režim (označen jako varianta II) byl díky elektronice a palubnímu softwaru udržován v rozmezí otáček motoru $1\ 700\ \text{min}^{-1}$ – $1\ 750\ \text{min}^{-1}$, tedy v oblasti, kdy motor disponuje vysokým točivým momentem. Všechna naměřená a vypočtená data jsou vynesena v tabulce 12.4 a 12.5 (viz příloha 4 a 5) a následně byla graficky zpracována. Během měření byly také, ze zkušební parcely, odebírány vzorky půdy ke stanovení hmotnostní vlhkosti, jejichž průměrná hodnota činila 13,6 %. Další sledovaná půdní vlastnost, penetrometrický odpor půdy, byl měřen pomocí mechanického registračního penetrometru. Pro zjištění penetrometrického odporu bylo provedeno celkem šest

měření a jeho průběh v závislosti na hloubce půdy je znázorněn v grafu (viz obr. 5.27), kde jsou vyneseny nejvyšší, nejnižší a průměrné hodnoty penetrometrického odporu půdy. Z grafu je patrný pozvolný nárůst penetrometrického odporu se zvyšující se hloubkou půdy. Při nastavené pracovní hloubce kypřiče 19 cm, vykazovala půda průměrný penetrometrický odpor 1,7 MPa.



Obr. 5.27 Průběh penetrometrického odporu na zkušební parcele



Obr. 5.28 John Deere 8320R v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800

5.3.1 Vyhodnocení parametrů pracovní soupravy kolového traktoru John Deere 8320R a kypřiče Köckerling Vector 800

Ve sloupcových grafech (viz obr. 5.29, 5.30 a 5.31) jsou znázorněny naměřené a vypočtené hodnoty efektivní výkonnosti, efektivní spotřeby paliva a prokluzu. Porovnáme-li průměrnou efektivní výkonnost traktorové soupravy mezi pracovními režimy I a II, zjistíme, že při nastavení otáček motoru odpovídajících pracovnímu režimu II, tedy v rozmezí otáček motoru 1 700 – 1 750 min⁻¹, dosahuje souprava vyšší výkonnosti o 0,77 ha.h⁻¹, resp. o 14 %, je-li brána traktorová souprava s nastavením otáček motoru 1 900 – 2 000 min⁻¹ (varianta I) jako základ. Porovnáme-li dále průměrné efektivní spotřeby paliva (viz obr. 5.30) zjistíme, že nastavením pracovního režimu II dosáhneme nižší efektivní spotřeby o 1,27 l.ha⁻¹, resp. o 11,5 %. Uvedený nárůst efektivní výkonnosti resp. pokles efektivní spotřeby paliva byl docílen pomocí vhodného přeřazení na vyšší rychlostní stupeň, což je logicky spojeno se snížením otáček motoru (v našem případě do oblasti otáček připadajících maximálnímu momentu motoru) a se zvýšením pojezdové rychlosti soupravy. Se změnou pracovních režimů soupravy kolového traktoru bylo také zaznamenáno mírné snížení prokluzu hnacích kol o 2,7 %.

5.3.2 Vyhodnocení parametrů pracovní soupravy pásového traktoru John Deere 8320RT a kypřiče Köckerling Vector 800

Podobně jako u soupravy kolového traktoru byly naměřené a vypočítané hodnoty, pásového traktoru agregovaného s radličkovým kypřičem, vyneseny do sloupcových grafů. Také u pracovní soupravy pásového traktoru byl zaznamenán nárůst průměrné efektivní výkonnosti spojený se změnou zatížení motoru, který činil 0,23 ha.h⁻¹ resp. 3,2 % a pokles průměrné efektivní měrné spotřeby o 0,2 l.ha⁻¹ resp. o 2,5 % ve prospěch pracovního režimu II. Z grafu (viz obr. 5.31) je zřejmé, že pásový traktor v agregaci s radličkovým kypřičem pracoval téměř s konstantní hodnotou prokluzu.

5.3.3 Porovnání parametrů pracovních souprav kolového a pásového traktoru v agregaci s kypřičem Köckerling Vector 800

Pro přehlednější porovnání pracovních souprav kolového a pásového traktoru jsou průměrné hodnoty měřených parametrů vhodně vyneseny do společných grafů (viz obr. 5.29, 5.30 a 5.31). Z uvedených grafů je vyplývá, jaký vliv má konstrukce podvozku na

pracovní vlastnosti traktorových souprav. Porovnáme-li data získaná při zatížení motoru v oblasti otáček $1\,900\text{ min}^{-1} - 2\,000\text{ min}^{-1}$, tedy pracovního režimu I, zjistíme, že agregovaný pásový traktor dosahuje vyšší efektivní výkonnosti o $1,8\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, což představuje rozdíl o 33,2 %. S nárůstem výkonnosti soupravy pásového traktoru byl spojen pokles efektivní spotřeby paliva o $2,71\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, tedy snížení o 24,5 %, bereme-li pracovní soupravu kolového traktoru jako základ pro výpočet. Nejvyšší a očekávaný rozdíl byl zaznamenán u sledování prokluzu hnacích jednotek, což bylo také ověřeno při měření tahových charakteristik, kdy průměrný prokluz kolového traktoru představoval 22,91 % a u pásového traktoru 7,6 %.

Srovnáme-li parametry traktorových souprav získané při měření nastaveného pracovního režimu II, což představovalo udržování zatížení motoru v rozmezí otáček $1\,700\text{ min}^{-1} - 1\,750\text{ min}^{-1}$, zjistíme, že souprava pásového traktoru dosahuje vyšší efektivní výkonnosti o $1,26\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, tedy o 20,3 %, nižší efektivní spotřeby paliva o $1,64\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, resp. 17,7 %.

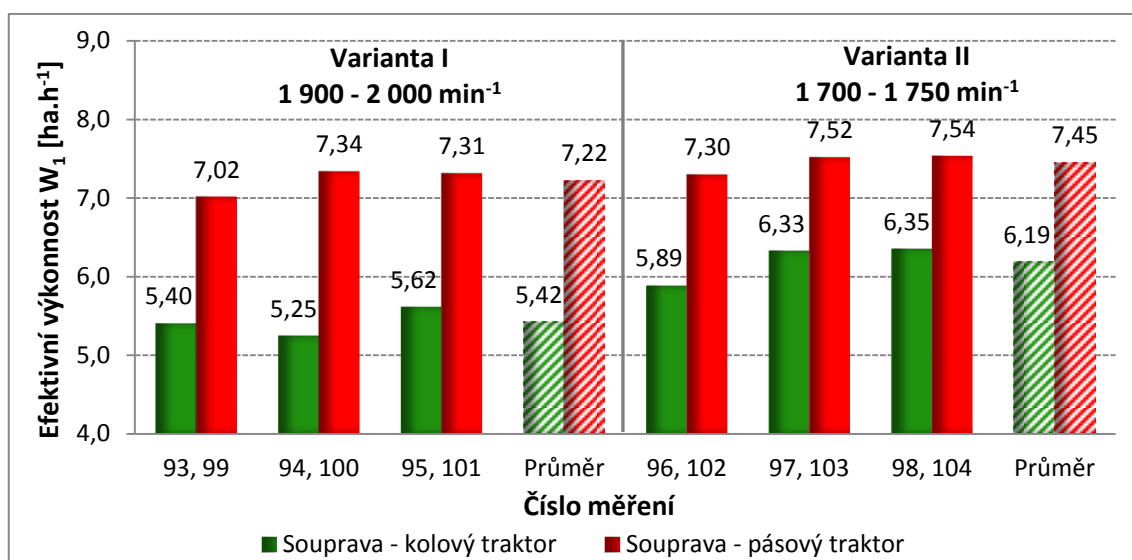
I přesto, že pracovní souprava pásového traktoru dosahovala výrazně vyšší výkonnosti a nižší spotřeby paliva, lze u pracovního režimu II pozorovat menší rozdíly výše zmíněných parametrů, které byly způsobeny menšími ztrátami prokluzem hnacích kol. Zatímco prokluz pásového traktoru byl u obou pracovních režimů téměř konstantní tj. hodnota 7,6 %, u kolového traktoru byl zaznamenán pokles prokluzu při zatížení motoru v oblasti otáček $1\,700\text{ min}^{-1} - 1\,750\text{ min}^{-1}$, o 2,7 %.

Porovnáním soupravy kolového traktoru pracujícího v režimu I a soupravy pásového traktoru pracujícího v režimu II získáme maximální dosažitelný rozdíl mezi naměřenými a vypočtenými parametry. Kolový traktor pracující v režimu I dosahoval efektivní výkonnosti $5,42\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní spotřeby paliva $11,09\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, naproti tomu pásový traktor při nastavení pracovního režimu II dosáhl efektivní výkonnosti $7,45\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní spotřeby paliva $8,18\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Maximální dosažený rozdíl efektivní výkonnosti činil $2,03\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní spotřeby paliva $2,91\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ resp. 37,4 % a 26,3 %.

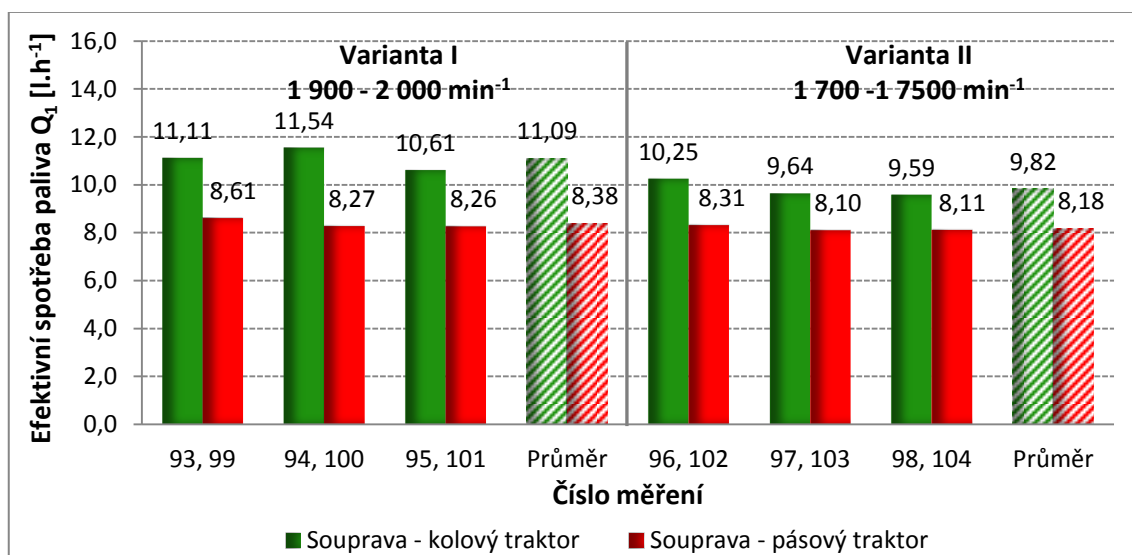
Podobným způsobem je možno zjistit minimální rozdíl efektivní výkonnosti a spotřeby paliva mezi pracovními soupravami, a to při práci kolového traktoru v režimu II a pásového traktoru pracujícího v režimu I. Při tomto porovnání dosáhla souprava kolového traktoru průměrné efektivní výkonnosti $6,19\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní spotřeby paliva $9,82\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, zatímco u soupravy s pásovým traktorem byla zjištěna průměrná efektivní výkonnost $7,22\text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní spotřeba paliva $8,38\text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Z toho vyplývá, že i při nevýhodném nastavení pracovního režimu pásového traktoru, dosáhl vůči kolovému

traktoru vyšší efektivní výkonnosti o $1,03 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ při nižší efektivní spotřebě paliva o $1,54 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, což procentuálně vyjádřeno činí rozdíl 16,6 % resp. 14,7 %.

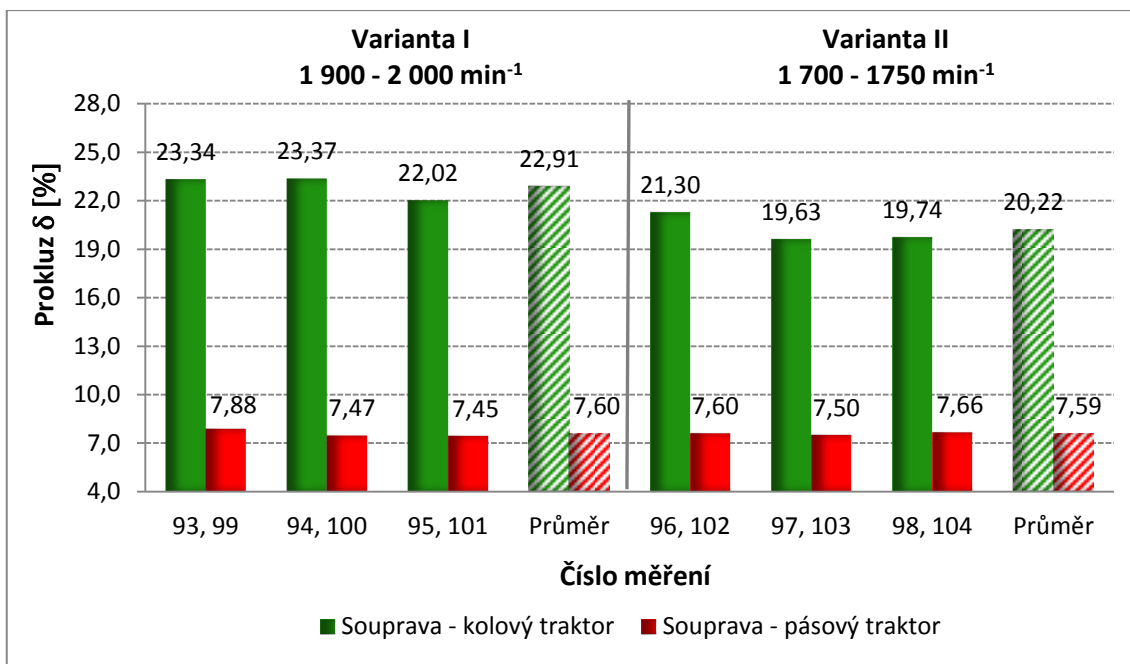
Uvedené měření jasně prokázalo, jaký vliv má konstrukce podvozku na výkonnostní parametry traktorových souprav, kdy díky lepším trakčním vlastnostem pásového traktoru je možno dosáhnout zvýšení výkonnosti o 16,6 % - 37,4 % při současném snížení efektivní spotřeby paliva o 14,7 % - 26,3 % (v závislosti na nastavení zatížení motoru), vůči pracovní soupravě kolového traktoru.



Obr. 5.29 Efektivní výkonnosti pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800



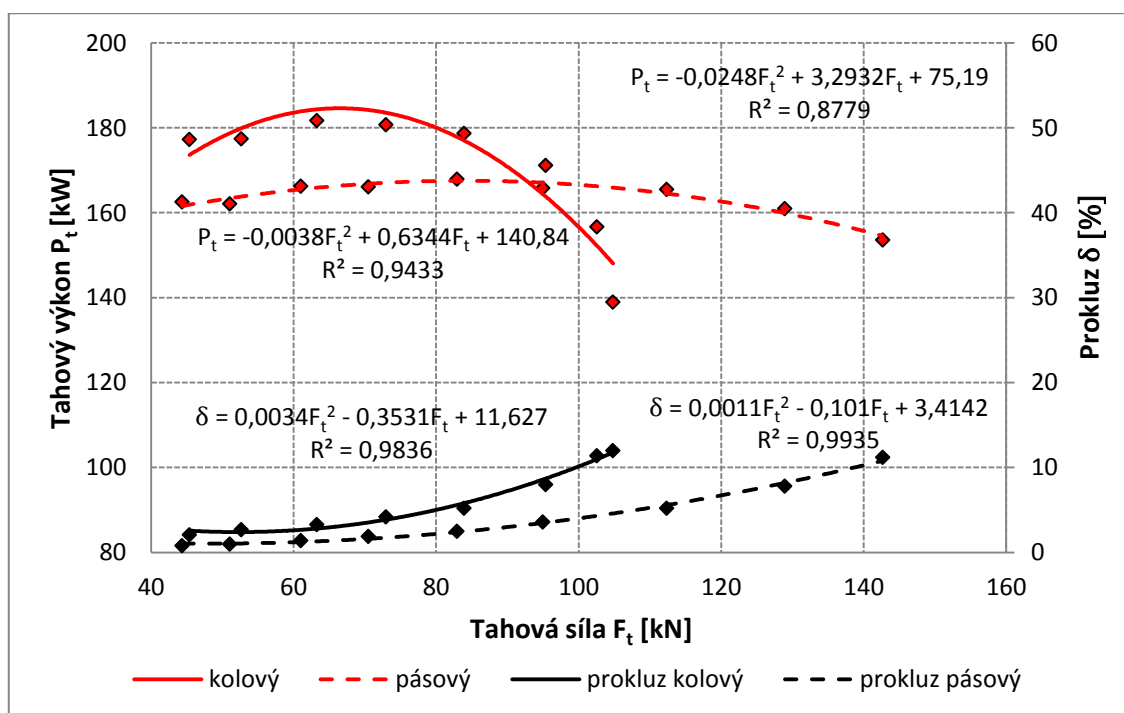
Obr. 5.30 Efektivní spotřeby paliva pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800



Obr. 5.31 Zjištěné prokluzy pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800

6 ANALÝZA ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ A DISKUSE

Problematikou tahových vlastností traktorů se zabývá mnoho odborných a akreditovaných pracovišť a je předmětem řady vědeckých prací, studií a článků. Jedním z pracovišť zabývajících se tahovými vlastnostmi traktorů je také Nebraska Tractor Test laboratory, University of Nebraska, kde pracovníci traktorové laboratoře v roce 2009 podrobili kolový traktor John Deere 8320R a pásový traktor John Deere 8320RT tahovým zkouškám na vybrané převodové stupně. Kolový traktor byl testován na převodové stupně 5 – 12 a pásový traktor byl zkoušen na převodové stupně 4 – 12. Testovací povrch byl betonová dráha (Nebraska University, 2009). Kolový traktor byl vybaven dvoumontáží pneumatik jak na přední, tak na zadní nápravě. Rozměry zadních pneumatik byly 480/80R50 a předních pneumatik 420/85R34. Celková hmotnost kolového traktoru činila 11 741 kg. Pásový traktor byl vybaven pryžovými pásy o šířce 635 mm a celková hmotnost činila 15 447 kg. V grafu (viz obr. 6.1) je vynesena potencionální tahová charakteristika a průběh prokluzu, z něhož je patrné, že maximální tahová síla pásového traktoru byla zjištěna na pátý převodový stupeň a její hodnota činila 142,68 kN. U kolového traktoru byla maximální tahová síla naměřena také na pátý převodový stupeň, a to 104,83 kN. Rozdíl mezi zkoušenými traktory činil 37,85 kN, resp. 36,1 %, bereme-li kolový traktor jako základ pro výpočet.



Obr. 6.1 Porovnání potencionálních tahových charakteristik kolového a pásového traktoru John Deere 8320R/RT na betonové dráze (Nebraska University, 2009)

Při porovnání tahových výkonů zjistíme, že kolový traktor dosáhl maximální hodnoty 181,69 kW na desátý převodový stupeň a pásový traktor 167,89 kW na osmý převodový stupeň, což představuje rozdíl 13,8 kW, resp. 7,6%. Výsledky naměřených hodnot nejsou zcela konzistentní s výsledky disertační práce. Pásový traktor sice dosáhl vyšší tahové síly, což bylo také prokázáno v této práci, ale zároveň dosáhl nižšího tahového výkonu v porovnání s kolovým traktorem, což je způsobeno vyšší hmotností konstrukce pásového traktoru ($\Delta m = 3\,706$ kg), kdy musí překonávat větší valivé odpory (odpory proti pohybu), resp. výkon ztracený valením na betonové či asfaltové podložce je větší než u traktoru kolového, což uvádí také RAŠOVSKÁ., (2014).

Analýzou dat získaných při měření tahové charakteristiky traktorů s odlišnou konstrukcí podvozků se zabývali také autoři PREČ., et al. (2009), kteří porovnávali tahové charakteristiky kolového traktoru Challenger MT 975 B, který byl opatřen dvoumontáží pneumatik na obou nápravách o rozměru 800/70R38 a pásového traktoru Challenger MT 875 MT, který disponoval pryžovými pásy o šířce 700 mm. Oba traktory měly motory o stejném výkonu 425 kW a jejich hmotnost byla téměř shodná, kdy hmotnost kolového traktoru byla 24 520 kg a pásového traktoru 24 340 ($\Delta m = 180$ kg). Traktory byly zkoušeny jak na betonové dráze, tak na trvale travním porostu. Kolový traktor byl zkoušen na převodové stupně 5, 7, 9, 11 v případě trvale travního porostu a na 5, 7, 9, 11, 13 v případě betonového povrchu. Pásový traktor byl zkoušen na trvale travním porostu na převodové stupně 5, 7, 9, 11 a v případě betonové dráhy na převodové stupně 3, 5, 7, 9, 11. Autoři při svém měření zjistili, že při zkouškách na trvale travním porostu dosáhl pásový traktor maximální tahové síly 192,8 kN na sedmý převodový stupeň při tahovém výkonu 314,9 kW a prokluzu 10,4 %. Kolový traktor při zkouškách na stejném povrchu dosáhl maximální tahové síly 174,4 kN při tahovém výkonu 275,4 kW a prokluzu 28,1 % také na sedmý převodový stupeň. Pásový traktor tedy dosáhl vyšší maximální tahové síly o 18,4 kN, resp. 10,5 %, je-li brán kolový traktor jako základ pro výpočet. Zjištěné výsledky korespondují s dosaženými výsledky disertační práce. Jelikož přenos síly z kola na podložku ovlivňuje styčná plocha pneumatik či pásů s daným povrchem terénu, lze uvedenou vyšší maximální tahovou sílu dosaženou pásovým traktorem odůvodnit vyšší styčnou plochou pryžových pásů oproti styčné ploše pneumatik kolového traktoru. Při zkoušení traktorů na betonové dráze autoři zjistili, že kolový traktor dosáhl maximální tahové síly na sedmý převodový stupeň, a to hodnoty 232,5 kN při tahovém výkonu 319,5 kW a prokluzu 5,8 %, naopak pásový traktor dosáhl maximální tahové síly na pátý převodový stupeň, a to 204,8 kN

při tahovém výkonu 254,1 kW a prokluzu 10 %. Rozdíl v dosažené maximální tahové síle činí 27,7 kN resp. 12 % ve prospěch kolového traktoru. Kolový traktor dosáhl vyšších tahových sil, protože nebyl jednak omezen půdními podmínkami a také proto, že u pásového traktoru při dosažení tahových sil 200 kN docházelo ke snížení točivého momentu a výkonu motoru. Výrobci traktorů, při vysokém zatížení motoru a nízkých převodových stupních, záměrně omezují výkon motoru, aby zamezili poškození hnacího a převodového ústrojí před vysokým namáháním, které je dáno již zmíněným velkým točivým momentem motoru a také velkým převodovým poměrem.

Vliv huštění pneumatik na tahové vlastnosti traktoru byl popsán v kapitole 5.2.1.3. Stejnou problematikou se zabývali také autoři KATREŇČÍK., et al. (2013), kteří provedli tahové zkoušky s traktorem John Deere 6920S při rozdílném tlaku huštění pneumatik. V prvním případě byly pneumatiky obou náprav nahuštěny na tlak 180 kPa a v druhém případě byly pneumatiky na přední nápravě nahuštěny na tlak 75 kPa a na zadní nápravě na tlak 65 kPa. Naměřená maximální tahová síla, při hustícím tlaku 180 kPa, činila 51,1 kN při prokluzu 56,3 % a s hustícím tlakem 75 kPa resp. na 65 kPa byla hodnota maximální tahové síly 58,4 kPa při prokluzu 50,3 %. Z výsledků je zřejmé, že vhodným huštěním pneumatik došlo k nárůstu maximální tahové síly o 7,3 kPa, což představuje 12,5 %, je-li brán tlak huštění 180 kPa jako základ pro výpočet. Autoři dále uvádějí, že se snížením hustícího tlaku došlo zároveň ke snížení měrné tahové spotřeby. Při tlaku huštění 180 kPa a rychlosti 10 km.h⁻¹ byla zaznamenána měrná tahová spotřeba 346,1 g.kW⁻¹.h⁻¹, kdežto při tlacích 75 kPa a 65 kPa byla měrná tahová spotřeba 312,5 g.kW⁻¹.h⁻¹. Rozdíl v měrné tahové spotřebě činí 33,6 g.kW⁻¹.h⁻¹, resp. 9,7 %. Tyto závěry zcela odpovídají výsledkům této práce.

Vlivem huštění pneumatik na spotřebu paliva a prokluz kol se zabývali také autoři DAMANAUSKAS., et al. (2015), kteří provedli polní měření s traktorovou soupravou Ford 8340 SLE a orebním pluhem Kongskilde Variant VP-S. K měření byly použity čtyři sady huštění, a to 240 kPa, 190 kPa, 150 kPa a 100 kPa. Autoři v praktickém měření zjistili, že prokluz při tlaku huštění 240 kPa byl 13,5 %, při 190 kPa byl 11,7 %, při 150 kPa byl 10,3 % a při 100 kPa činil 9,0 %, z čehož plyne, že postupným snižováním hustícího tlaku docházelo ke snížení prokluzu, resp. ke snížení výkonu zmařeným prokluzem P_{δ} . Autoři dále zaznamenali, že s postupnou redukcí hustícího tlaku pneumatik docházelo ke snížení hodinové spotřeby traktorové soupravy, která při 240 kPa byla 16,3 l.h⁻¹, při 190 kPa byla 16,2 l.h⁻¹, při 150 kPa byla 16,1 l.h⁻¹ a při 100 kPa byla hodinová spotřeba 16,0 l.h⁻¹. Rozdíl hodinové spotřeby při změně tlaku

huštění z 240 kPa na 100 kPa činí 0,3 l.h⁻¹, resp. 2 %, je-li brána varianta huštění 240 kPa, jako základ pro výpočet. Výsledky autorů odpovídají výsledkům disertační práce, kdy s redukcí hustícího tlaku byla naměřena klesající tendence prokluzu a také měrné tahové spotřeby paliva.

Vhodná volba hustícího tlaku se nevztahuje jen pro polní práce traktoru, kdy snížením tlaku huštění lze příznivě ovlivnit tahovou charakteristiku, jak je popsáno v disertační práci. Kolové traktory pro svoji univerzálnost jsou často používány také v dopravě po zpevněné vozovce a zde je naopak žádoucí zvýšení hustícího tlaku pneumatik a omezení tak pasivních ztrát. Autoři ČUPERA., ŠMERDA., (2010) provedli laboratorní měření, jehož cílem bylo zjistit, jaký vliv má huštění pneumatik na velikost pasivních ztrát traktoru. Měření bylo uskutečněno v automobilových laboratořích Mendelovy univerzity s traktorem John Deere 8530. Pasivní ztráty byly měřeny na přední nápravě, která byla osazena pneumatikami Taurus o rozměrech 480/70R30 s hustícími tlaky 160 kPa, 200 kPa a 250 kPa. Pasivní ztráty byly měřeny v rozmezí rychlostí 2 – 16 km.h⁻¹. Z měření vyplynulo, že snížením hustícího tlaku z 250 kPa na 160 kPa došlo k nárůstu pasivních odporů v celém rozsahu měřených rychlostí o hodnotu 0,54 kN, což znamená, že při rychlosti 16 km.h⁻¹ vznikl rozdíl ve ztrátovém výkonu 2,4 kW.

Část disertační práce byla zaměřena na nastavení pracovních režimů spalovacího motoru a jejich vliv na energetické a výkonnostní parametry traktorových souprav.

Podobnou problematikou se zabývali také autoři VOJÁČEK., et al. (2009), kteří provedli terénní měření za účelem zjistit minimální energetickou náročnost základního zpracování půdy a docílit maximální výkonnosti traktorové soupravy. K tomuto měření byl použit traktor Case Magnum MX 285 a dva typy závěsné techniky. Jednalo se o kombinovaný kypřič Köckerling Exaktgrubber – Vario a talířové brány Väderstad Excellent XT 620. Hmotnostní vlhkost půdy byla 16,5 %. Měření bylo metodicky řízeno, kdy zkoušky s kombinovaným kypřičem proběhly s otáčkami motoru v rozmezí 1 800 – 2 000 min⁻¹ (oblast práce motoru označena jako B) a v druhém případě se jednalo o měření s rozsahem otáček 1 580 – 1 800 min⁻¹ (oblast práce motoru označena jako A). Souprava s talířovými bránami pracovala s otáčkami motoru 1 800 – 2 000 min⁻¹ (oblast práce motoru označena jako B) a s otáčkami motoru 1 600 – 1 800 min⁻¹ (oblast práce motoru označena jako A). Z naměřených a vypočtených hodnot bylo zjištěno, že souprava s kombinovaným kypřičem dosahovala v pracovním režimu A efektivní výkonnosti 5,216 ha.h⁻¹ a měrné efektivní spotřeby 10,74 l.ha⁻¹. V pracovním

režimu B dosahovala traktorová souprava efektivní výkonnosti $4,676 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a efektivní měrné spotřeby $11,742 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Traktorová souprava s kombinovaným kypřičem dosáhla při nastavení pracovního režimu A ($1\ 580 - 1\ 800 \text{ min}^{-1}$) vyšší efektivní výkonnosti o $0,54 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, resp. o 11,5 % a nižší efektivní měrné spotřeby o $1,002 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, tedy o 8,5 %, je-li brán pracovní režim B, jako základ pro výpočet.

Traktorová souprava s talířovými bránami dosáhla díky nastavení pracovního režimu A zvýšení efektivní výkonnosti o $0,44 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, resp. o 7,3 % a snížení efektivní měrné spotřeby o $1,44 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, resp. o 17,2 %. Tyto výsledky zcela korespondují s výsledky disertační práce.

Vlivem zatížení spalovacího motoru na energetické a výkonnostní parametry se také zabývali autoři TATÍČEK., et al. (2009), kteří provedli terénní měření traktorové soupravy New Holland T7050 a ořebního pluhu Huard VM 150 5 NS s dvěma variantami nastavení otáček motoru. Varianta A odpovídala nastaveným otáčkám motoru v rozmezí $1\ 700 - 1\ 800 \text{ min}^{-1}$. Další skupina měření byla realizována při otáčkách motoru $1\ 850 - 2\ 000 \text{ min}^{-1}$, označena jako varianta B. Hmotnostní vlhkost půdy byla 15 %. Z výsledků měření je zřejmé, že traktorová souprava, při nastavení pracovního režimu A, dosahovala efektivní výkonnosti $1,53 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a průměrné hodinové spotřeby paliva $32,7 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$ a při nastavení pracovního režimu B byla zjištěna efektivní výkonnost $1,46 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ a průměrná hodinová spotřeba paliva $34,4 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$. Z naměřených hodnot je zřejmé, že nastavením pracovních otáček motoru do oblasti odpovídající maximálnímu točivému momentu motoru, došlo k navýšení efektivní výkonnosti traktorové soupravy o $0,07 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, resp. o 4,6 % a ke snížení hodinové spotřeby paliva o $1,7 \text{ l}\cdot\text{h}^{-1}$, resp. o 5,2 %, je-li brána varianta B jako základ pro výpočet. Závěry autorů potvrzují dosažené výsledky této práce.

7 ZÁVĚR

Stejně jako v automobilovém průmyslu, tak také výrobci zemědělské techniky přicházejí každoročně na trh s novinkami a inovacemi reprezentující zvýšení efektivnosti daného stroje při současném snížení energetické náročnosti. V dnešním zemědělství pak můžeme za univerzální označit traktor s výkonem pohybujícím v rozmezí 200 – 300 kW, který je využitelný jak zemědělskými podniky, tak soukromými farmáři. Samotný výběr není snadný a výše investice připadající na nákup nového traktoru je ovlivněna zejména výrobcem a požadovanou výbavou. Jedna z možností, která se naskytá potencionálnímu zájemci o nový traktor s výše uvedeným výkonem, je možnost výběru pojezdového ústrojí. Samozřejmě vhodnost traktoru s pásovým podvozkem závisí na mnoha faktorech, mezi které můžeme řadit především využitelnost traktoru s pásovým podvozkem tzn., že pásový traktor je předurčen především pro práci se závěsnou technikou, nikoliv do dopravy, a není tedy vhodný jako „jediný“ traktor např. pro menší farmáře, kteří traktor využívají jak při obdělávání půdy, tak v dopravě. Další ukazatel je, aby pásový traktor pracoval na ucelených půdních blocích a byly minimalizovány přejezdy mezi obdělávanými pozemky.

V kapitole 5.2.3 byl popsán vliv konstrukce podvozku na tahové vlastnosti traktorů. Z uvedeného je zřejmé, že traktor s pásovým podvozkem dosahoval o 41,0 - 44,9 % vyšších tahových sil v závislosti na tlaku huštění pneumatik kolového traktoru. Zvýšení tahových sil pásového traktoru bylo zároveň provázeno poklesem měrné tahové spotřeby o 15 – 25 %, podle zvoleného hustícího tlaku pneumatik.

V kapitole 5.2.1.3 bylo uvedeno, jaký vliv na tahové vlastnosti má huštění pneumatik. Při řízeném snížení hustícího tlaku pneumatik došlo k nárůstu celkové styčné plochy o 22,7 % a s tím bylo spojené navýšení tahových sil na vybrané převodové stupně 5,7,9 o 5 %, o 1% a o 2 % a snížení měrné tahové spotřeby o 5,3 – 16,8 %. Z tohoto důvodu již někteří výrobci, ať již traktorů nebo např. návěsů, na tuto skutečnost zareagovali a umožňují tak zákazníkovi objednat si centrální huštění jako dodatečnou výbavu.

Vliv pracovního režimu motoru na energetické a výkonnostní parametry traktorových souprav byl popsán v kapitole 5.3, kde bylo prokázáno, že nastavením rozmezí otáček motoru odpovídajícím vysokému točivému momentu motoru lze zvýšit efektivní výkonnost a zároveň snížit efektivní spotřebu paliva. Souprava kolového traktoru, díky nastavení tzv. ekonomického režimu, dosáhla zvýšení efektivní

výkonnosti o 14 % a snížení efektivní spotřeby paliva o 11,5 %. U soupravy pásového traktoru bylo zaznamenáno zvýšení efektivní výkonnosti o 3,2 % a snížení efektivní spotřeby paliva o 2,5 %. Vliv konstrukce podvozku se projevil také u měření energetických a výkonnostních parametrů, kdy souprava pásového traktoru dosáhla vyšší efektivní výkonnosti až o 37,4 % a nižší efektivní spotřeby paliva až o 26,3 %.

Z uvedeného je zřejmé, že pouhou volbou pracovního režimu traktorových souprav a vhodným řazením lze uspořit nemalou část pohonných hmot, které představují po nákladech spojených s nákupem traktoru druhé nejvyšší náklady na jeho provoz.

V praxi mnohdy zůstává nešvarem, že obsluha nevyužívá řídicí systémy traktoru, umožňující nastavení optimálních otáček, a pracuje zpravidla v jmenovitých otáčkách motoru, a to také při pracích, u kterých nedochází k odběru výkonu přes vývodový hřídel a není tak potřeba udržovat příslušné otáčky motoru pro správný chod přípojného stroje.

8 SEZNAM LITERATURY

ARVIDSSON, J., HAKANSSON, I. *Do effects of soil compaction persist after ploughing – Results from 21 long-term field experiments in Sweden*. Soil and Tillage Research, 1996. Sv. 39, s. 175-197. iISSN 0167-1987.

BAUER, F. a kol. *Traktory*. Praha: Profi Press, 2006. ISBN 80-86726-15-0.

BAUER, F. a kol. *Traktory a jejich využití*. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

BAUER, F., SEDLÁK, P., ČUPERA, J., TATÍČEK, M., POLCAR, A., VYKYDAL, P., SLAVÍK, J. *Vyhodnocení měření kolového traktoru John Deere 8320R a pásového traktoru John Deere 8320RT ve vozidlových laboratořích a v terénu*. Brno: 2010.

BAUER, F., SEDLÁK, P., ČUPERA, J., ŠMERDA, T., PREČ, M.,. *Výsledky měření tahových vlastností traktorů Fendt, Case IH, Challenger*. Brno: 2008.

Claas Xerion 5000. Agrall.cz [online]. [cit. 2015-1-14]. Dostupné z: <http://www.agrall.cz/novinka/230/claas-xerion-5000-revoluce-ve-tride-nad-400-k>.

ČESKO. Zákon č. 341 ze dne 11. července 2002 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2002, částka 123, s. 7153 - 7154. Dostupný také z http://aplikace.mvcr.cz/sbirkazakonu/SearchResult.aspx?q=341/2002&typeLaw=zakon&what=Cislo_zakona_smlouvy.

ČUPERA, J., ŠMERDA, T. *Vliv huštění pneumatik na pasivní ztráty traktoru*. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2010, 58, s. 43-52. ISSN 1211-8516.

DAMANAUSKAS, V., JANULEVIČIUS, A., PUPINIS, G. *Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage*. Journal of

Agricultural Science; Vol. 7, No. 2; 2015, s. 55 – 67. ISSN 1916-9752, E-ISSN 1916-9760.

GREČENKO, A. *Vlastnosti terénních vozidel*. Praha: Vysoká škola zemědělská v Praze, Technická fakulta, 1994. ISBN 80-213-1190-2.

FENDT. *Vario 900*. Fendt © 2012

HOY, R. M. *Nebraska OECD tractor test 1963-summary 660 John Deere 8320R diesel 16 speed* [online]. Nebraska, © 2009 [cit. 2015-1-15]. Dostupné z: <http://tractortestlab.unl.edu/>.

HOY, R. M. *Nebraska OECD tractor test 1971-summary 732 John Deere 8320RT diesel 16 speed* [online]. Nebraska, © 2010 [cit. 2015-1-23]. Dostupné z: <http://tractortestlab.unl.edu/>.

JAVŮREK, M., VACH M. *Negativní vlivy zhutnění půd a soustava opatření k jejich odstranění*. Praha: 2008. ISBN 978-80-87011-57-7.

JOHN DEERE. *Traktory řady 8R/8RT*. John Deere © 2010.

John Deere 8400. *Tractordata.com* [online]. [cit. 2015-1-24]. Dostupné z: <http://www.tractordata.com/farm-tractors/003/2/2/3228-john-deere-8400.html>

JURTÍK, T.: *Radiální pneumatiky Mitas a Barum*, Mechanizace zemědělství. Praha: 2006, č. 5 str. 21, Profi Press, ISSN 0373-6776.

KATRENČÍK, J., BAUER, F., DOSTÁL, P. *The influence of the tire inflation on pull properties of agriculture tractors*. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2013, 61, s. 1733-1739. ISSN 1211-8516.

KOPA, T. *Nejsilnější ze silných*. Mechanizace zemědělství. Praha: 2009, č.1, str. 54-55, Profi Press, ISSN 0373-6776.

KUMHÁLA F., a kol. *Technologie řízených přejezdů po pozemcích*. Praha: Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, 2013. ISBN 978-80-213-2425-1.

Köckerling Vector. Koeckerling.de [online]. [cit. 2015-2-14]. Dostupné z: <http://www.koeckerling.de/cz/produkty/zpracovani-pudy/vector/koncept.html>.

MICHELIN. *2013 Tyre Technical Data Book, Michelin Agriculture and Compact line*. Michelin © 2013.

Michelin muestra al mundo su centro de producción de Valladolid. Interempresas.net [online]. [cit. 2015-6-14]. Dostupné z: <https://www.interempresas.net/Agricola/Articulos/49128-Michelin-muestra-al-mundo-su-centro-de-produccion-de-Valladolid.html>

OBŮRKA, S. *Traktory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojní, 1990. ISBN 80-214-0081-1.

PREČ, M., SEDLÁK, P., BAUER, F., ČUPERA, J., ŠMERDA, T. *Porovnání tahových vlastností traktorů s různou konstrukcí podvozku*. Brno: 2008, sborník příspěvků konference Mendelnet. Dostupné také z https://mnet.mendelu.cz/mendelnet08agro/files/articles/tech_prec.pdf.

RAŠOVSKÁ, H. *Vliv podvozku na energetické a výkonnostní parametry traktorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2014.

Rubber Tracks. Bridgestoneindustrial.com [online]. [cit. 2015-4-21]. Dostupné z: <http://www.bridgestoneindustrial.com/products/rubber-tracks/ag.cfm>.

SEMETKO, J. *Mobilné energetické prostriedky 2*. Bratislava: Príroda, 1985. Číslo publikácie 5716.

SEMETKO, J. *Mobilné energetické prostriedky 3*. Bratislava: Príroda, 1986. Číslo publikácie 6005.

STEHNO, L. *Trisix se představuje*, Mechanizace zemědělství. Praha: 2009, č. 1 str. 62-66, Profi Press, ISSN 0373-6776.

STOIBER, M. *Vergleich von Großtraktorkonzepten*. München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2008.

SoucyTrack. Flickr.com [online]. [cit. 2015-5-24]. Dostupné z: <https://www.flickr.com/photos/soucytrack/6082532179>.

ŠARAPATKA, B., NIGGLI, U. *Zemědělství a krajina: cesty k vzájemnému souladu*. Olomouc: 2008. ISBN 978024418858.

ŠARAPATKA, B. *Fyzikální degradace půdy a způsoby ochrany 2*. Zpravodaj Ekozemědělci přírodě. 2008, č. 12, s. 18.

TATÍČEK, M., BAUER, F., SEDLÁK, P., ČUPERA, J. *The effect of the load of a combustion engine on energetic and performance parameters of tractor aggregate*. Advances in Automotive Engineering, Volume II. 1. vyd. Nitra: Publishing Centre of Slovak University in Nitra, 2009. s. 50--57. ISBN 978-80-552-0256-3.

VOJÁČEK, M., BAUER, F., SEDLÁK, P., ŠMERDA, T. *Vliv spalovacího motoru na energetické a výkonnostní parametry traktorových souprav*. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2009, 57, s. 155-166. ISSN 1211-8516.

VYKYDAL, P., BAUER, F., SEDLÁK, P., POLCAR, A. *The influence of the undercarriage and tire inflation rating on drawbar characteristics of tractors*. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2012, 60, s. 255-264. ISSN 1211-8516.

VYKYDAL, P. *Vliv konstrukce podvozku na ekonomiku provozu traktorových souprav*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, fakulta agronomická, Ústav techniky a automobilové dopravy, 2009.

Vývoj zemědělských pneumatik. Storex-comin.cz [online]. [cit. 2015-6-9]. Dostupné z:
<http://storex.comin.cz/index.php?action=article&id=567>.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3.1 Bezrámová konstrukce podvozku traktoru (Bauer, 2013)	11
Obr. 3.2 Polorámová konstrukce podvozku traktoru.....	12
Obr. 3.3 Rámová konstrukce podvozku traktoru Claas Xerion (informační materiály Claas).....	13
Obr. 3.4 Třínápravový traktor Fendt Trisix (Bauer, 2008)	13
.....	14
Obr. 3.5 Síly působící na hnané kolo	14
Obr. 3.6 Předsunutí normálové reakce Y od osy u hnaného kola	15
Obr. 3.7 Síly působící na hnací kolo.....	16
Obr. 3.8 Uspořádání kostry pneumatiky (a) diagonální, (b) radiální	19
Obr. 3.9 Styčné plochy diagonální (a) a radiální (b) pneumatiky (storex.comin.cz)	20
Obr. 3.10 Traktor osazen pneumatikami Michelin XeoBib (interempresas.net)	20
Obr. 3.11 Centrální huštění pneumatik Fendt – přívod tlakového vzduchu přes náboj kola (fendt.com)	21
Obr. 3.12 Externí systém centrálního huštění u traktoru Claas Xerion (foto autor).....	22
Obr. 3.13 Systém centrálního huštění na přípojném vozidle přes náboj kola (foto autor)	22
Obr. 3.14 Používané koncepce podvozků pásových traktorů (deere.com, agrics.cz).....	23
Obr. 3.15 Pásové jednotky traktorů John Deere (a) a Case (b), (deere.com, agrics.cz).....	23
Obr. 3.16 Použití pásových jednotek Soucy Track (flickr.com).....	24
Obr. 3.17 Uložení ocelových vláken v pryžovém pásu (a) s přesahem, (b) ve spirále (bridgestoneindustrial.com).....	25
Obr. 3.18 Kuželový penetrometr (STOIBER., 2008)	27
Obr. 3.19 Kuželový penetrometr (a) analogový, (b) digitální	28
Obr. 3.20 Zhutnění půdy - pneumatika s technologií Ultraflex (a), konvenční pneumatika (b), (informační materiály Michelin)	28
Obr.4.1. Zkoušené traktory John Deere 8320RT a John Deere 8320R.....	29
Obr. 4.2 Laboratorní měření otáčkových charakteristik kolového traktoru John Deere 8320R.....	31
Obr. 4.3 Laboratorní měření otáčkových charakteristik pásového traktoru John Deere 8320RT.....	31
Obr. 4.4 Rozložení hmotností zkoušeného kolového a pásového traktoru John Deere ..	34
Obr. 4.5 Vířivý dynamometr V 500 připojený k vývodovému hřídeli traktoru	35
Obr. 4.6 Měření spotřeby paliva pomocí hmotnostních průtokoměrů Coriolis Sitrans FC MassFlo Mass 6000	36

<i>Obr. 4.7 Napojení měřicího počítače k síti traktoru.....</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 4.8 Schématické znázornění měřených souprav.....</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 4.9 Vložený tenzometrický snímač síly Hottinger U2A mezi měřeným a brzdícím traktorem.....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 4.10 Umístění GPS přijímače na střeše měřeného traktoru.....</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 4.11 Reflexní snímač umístěný na měřeném traktoru a odrazová plocha.....</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 4.12 Znázorněné schéma skupiny měření výkonnostních a energetických parametrů traktorových souprav.....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 4.13 Měření pracovního záběru radličkového kypřiče Köckerling Vector 800.....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 4.14 Měření skutečné pracovní hloubky kypřiče Köckerling Vector 800.....</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 4.15 Radličkový kypřič Köckerling Vector 800.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 4.16 Pracovní tělesa radličkového kypřiče, dláta široká 80 mm a šípová radlička šířky 310 mm.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 4.17 Měřená souprava John Deere 8320R a radličkový kypřič Köckerling Vector 800 při výkonnostních zkouškách.....</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 5.1 Jmenovitá otáčková charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 5.2 Porovnání naměřeného a aktuálního točivého momentu kolového traktoru odečteného ze sítě CAN-Bus.....</i>	<i>54</i>
<i>Obr. 5.3 Aktuální točivý moment kolového traktoru odečtený z palubní sítě v závislosti na točivém momentu měřeného přes PTO.....</i>	<i>54</i>
<i>Obr. 5.4 Úplná otáčková charakteristika motoru kolového traktoru John Deere 8320R měřena přes PTO.....</i>	<i>55</i>
<i>Obr. 5.5 Jmenovitá otáčková charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT .</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 5.6 Porovnání naměřeného a aktuálního točivého momentu pásového traktoru odečteného ze sítě CAN-Bus.....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 5.7 Aktuální točivý moment pásového traktoru odečtený z palubní sítě v závislosti na točivém momentu měřeného přes PTO.....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 5.8 Úplná otáčková charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT měřena přes PTO.....</i>	<i>60</i>
<i>Obr. 5.9 Porovnání jmenovitých otáčkových charakteristik zkoušených traktorů.....</i>	<i>61</i>
<i>Obr. 5.10 Tahová charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,6 bar – přední náprava, 1,4 bar – zadní náprava.....</i>	<i>63</i>
<i>Obr. 5.11 Průběh měrných tahových spotřeb kolového traktoru John Deere 8320R, tlak huštění 1,6 bar – přední náprava, 1,4 bar – zadní náprava.....</i>	<i>64</i>
<i>Obr. 5.12. Prokluz - radar v závislosti na prokluzu GPS.....</i>	<i>65</i>
<i>Obr. 5.13 Průběhy efektivního výkonu motoru a tahového výkonu kolového traktoru John Deere 8320R v závislosti na tahové síle.....</i>	<i>66</i>

<i>Obr. 5.14 Průběh měrných tahových spotřeb kolového traktoru John Deere 8320R, tlak huštění 1,2 bar – přední náprava, 1,0 bar – zadní náprava</i>	67
<i>Obr. 5.15 Tahová charakteristika kolového traktoru John Deere 8320R, husticí tlak 1,2 bar – přední náprava, 1,0 bar – zadní náprava</i>	68
<i>Obr. 5.16 Vliv huštění pneumatik na tahovou charakteristiku traktoru John Deere 8320R</i>	71
<i>Obr. 5.17 Změna styčné plochy mezi podložkou a pneumatikami při změně tlaku huštění – traktor John Deere 8320R</i>	72
<i>Obr. 5.18 Vliv změny huštění pneumatik Michelin MachXBib na tahovou účinnost traktoru John Deere 8320R</i>	72
<i>Obr. 5.19 Vliv změny husticího tlaku na měrnou tahovou spotřebu měřeného traktoru</i> 73	
<i>Obr. 5.20 Tahová charakteristika pásového traktoru John Deere 8320RT na vybrané převodové stupně</i>	74
<i>Obr. 5.21 Průběh měrných tahových spotřeb pásového traktoru John Deere 8320RT</i> ..	75
<i>Obr. 5.22 Porovnání tahového a efektivního výkonu pásového traktoru John Deere 8320RT v závislosti na tahové síle</i>	76
<i>Obr. 5.23 Nejvyšší hodnoty tahové účinnosti pásového traktoru John Deere 8320RT na zkoušené převodové stupně</i>	77
<i>Obr. 5.24 Porovnání tahových výkonů a prokluzů kolového a pásového traktoru John Deere 8320R/RT</i>	80
<i>Obr. 5.25 Porovnání tahových účinností kolového traktoru John Deere 8320R a pásového traktoru John Deere 8320RT na vybrané převodové stupně</i>	81
<i>Obr. 5.26 Srovnání měrných tahových spotřeb na devátý převodový stupeň</i>	82
<i>Obr. 5.27 Průběh penetrometrického odporu na zkušební parcele</i>	83
<i>Obr. 5.28 John Deere 8320R v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800</i>	83
<i>Obr. 5.29 Efektivní výkonnosti pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800</i>	86
<i>Obr. 5.30 Efektivní spotřeby paliva pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800</i>	86
<i>Obr. 5.31 Zjištěné prokluzy pracovních traktorových souprav John Deere 8320R/RT a radličkového kypřiče Köckerling Vector 800</i>	87
<i>Obr. 6.1 Porovnání potencionálních tahových charakteristik kolového a pásového traktoru John Deere 8320R/RT na betonové dráze (Nebraska University, 2009)</i>	88

10 SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 4.1 Technické parametry kolového traktoru John Deere 8320R (firemní literatura John Deere, 2009).....</i>	<i>32</i>
<i>Tab. 4.2 Technické parametry pásového traktoru John Deere 8320RT (firemní literatura John Deere, 2009)</i>	<i>33</i>
<i>Tab. 4.3 Technické parametry vířivého dynamometru V 500.....</i>	<i>34</i>
<i>Tab. 4.4 Hustící tlaky pneumatik kolového traktoru.....</i>	<i>38</i>
<i>Tab. 4.5 Odebrané otisky pneumatik a jejich plocha</i>	<i>40</i>
<i>Tab. 4.6 Technické parametry traktoru John Deere 8400 (tractordata.com)</i>	<i>41</i>
<i>Tab. 4.7 Technické parametry radličkového kypřiče Köckerling Vector 800 (köckerling.com)</i>	<i>47</i>
<i>Tab. 5.1 Naměřené hodnoty jmenovité otáčkové charakteristiky kolového traktoru.....</i>	<i>52</i>
<i>Tab. 5.2 Naměřené hodnoty jmenovité otáčkové charakteristiky pásového traktoru.....</i>	<i>57</i>
<i>Tab. 5.3 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.10</i>	<i>64</i>
<i>Tab. 5.4 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.11</i>	<i>64</i>
<i>Tab. 5.5 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.14</i>	<i>67</i>
<i>Tab. 5.6 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.15</i>	<i>69</i>
<i>Tab. 5.7 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.20</i>	<i>75</i>
<i>Tab. 5.8 Regresní rovnice odpovídající grafu viz obr. 5.21</i>	<i>75</i>

11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

c_v	vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola	[m]
f	součinitel odporu valení	[-]
F_h	hnací síla (reakce podložky na kolo)	[N]
F_s	suvná síla od rámu traktoru	[N]
F_t	tahová síla	[N]
F_v	síla odporu valení	[N]
G_h	tíha připadající na hnací kolo	[N]
G_v	tíha připadající na hnané kolo	[N]
c_h	vzdálenost normálové reakce od osy hnacího kola	[m]
i_c	celkový převodový poměr	[-]
i_k	převodový poměr koncového převodu	[-]
i_p	převodový poměr převodovky	[-]
i_r	převodový poměr rozvodovky	[-]
M_{akt}	aktuální točivý moment	[Nm]
M_h	hnací moment	[N.m]
M_{hm}	točivý moment na hnacích kolech	[N.m]
M_j	točivý moment při jmenovitých otáčkách	[Nm]
M_{max}	maximální točivý moment	[Nm]
m_p	měrná spotřeba paliva	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
M_{ph}	hodinová hmotnostní spotřeba paliva	[kg.h ⁻¹]
m_{pt}	měrná tahová spotřeba	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]
M_t	točivý moment	[N.m]
m_v	hmotnost vody ve vzorku	[g]
M_v	moment odporu valení	[N.m]
m_z	hmotnost vzorku před vysušením	[g]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]
P	výkon	[W]
P_e	efektivní výkon motoru	[W]
P_{hm}	výkon na hnacích kolech	[W]
P_t	tahový výkon	[W]
P_δ	výkon ztracený prokluzem	[W]
Q_1	efektivní spotřeba paliva	[l.ha ⁻¹]

Q_{h1}	hodinová spotřeba paliva na kypření	[l.h ⁻¹]
R	výslednice normálové reakce a odporu valení	[N]
r_d	dynamický poloměr	[m]
S	zkypřená plocha	[ha]
S_o	styčná plocha	[mm ²]
T_1	hlavní čas	[s]
T_2	operativní čas	[s]
T_3	vedlejší čas	[s]
v_s	skutečná rychlost	[m.s ⁻¹]
v_t	teoretická rychlost	[m.s ⁻¹]
w	hmotnostní vlhkost půdy	[%]
W_1	výkonnost efektivní	[ha.h ⁻¹]
Y_h	normálová reakce podložky	[N]
Y_v	normálová reakce podložky	[N]
δ	prokluz	[%]
ΔM	převýšení točivého momentu	[%]
η_t	tahová účinnost	[-]
μ	součinitel záběru	[-]
ρ	objemová hmotnost	[kg.m ⁻³]
ρ_d	objemová hmotnost vysušené půdy	[kg.m ⁻³]
ψ	úhel odporu valení	[°]
ω	úhlová rychlost klikového hřídele	[s ⁻¹]
ω_h	úhlová rychlost hnacího kola	[s ⁻¹]

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 *Tab. 12.1 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,6 bar a 1,4 bar*

Příloha 2 *Tab. 12.2 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,2 bar a 1,0 bar*

Příloha 3 *Tab. 12.3 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek pásového traktoru John Deere 8320RT*

Příloha 4 *Tab. 12.4 Naměřené a vypočtené parametry kolového traktoru John Deere 8320R v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800*

Příloha 5 *Tab 12.5 Naměřené a vypočtené parametry pásového traktoru John Deere 8320RT v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800*

Příloha 1 Tab. 12.1 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,6 bar a 1,4 bar

Pořadové číslo měření	Převodový stupeň	Tahová síla	Rychlost teoretická	Rychlost skutečná	Prokluz	Výkon tahový
		F_t	v_t	v_s	δ	P_t
		[kN]	[km.h ⁻¹]	[km.h ⁻¹]	[%]	[kW]
Měření 0_kolový	7	47,6	7,6	6,9	9,2	91,3
Měření 1_kolový		91,2	7,3	5,0	31,7	125,2
Měření 2_kolový		102,2	6,8	3,4	50,3	95,9
Měření 3_kolový		53,1	7,6	6,7	11,1	99,5
Měření 4_kolový		83,5	7,4	5,4	27,2	125,3
Měření 5_kolový		72,7	7,6	5,9	21,7	119,5
Měření 6_kolový		89,5	7,3	4,9	32,5	122,2
Měření 7_kolový		89,2	7,3	4,9	32,2	122,5
Měření 8_kolový		101,6	6,8	3,3	51,5	93,8
Měření 9_kolový		90,2	7,2	4,9	33,0	121,5
Měření 10_kolový	9	9,2	10,2	9,9	2,5	25,4
Měření 11_kolový		87,5	8,4	5,6	33,1	135,8
Měření 12_kolový		50,6	10,1	8,9	11,2	125,6
Měření 13_kolový		96,2	6,6	3,8	42,7	101,0
Měření 14_kolový		91,1	7,9	4,9	38,2	123,5
Měření 15_kolový		97,0	6,9	3,8	44,2	103,0
Měření 16_kolový		90,5	8,0	5,4	33,0	135,1
Měření 17_kolový	11	32,5	13,5	12,5	7,2	113,0
Měření 18_kolový		60,4	11,5	9,9	14,5	165,5
Měření 19_kolový		70,9	9,2	7,5	18,9	147,6
Měření 20_kolový		70,8	10,3	8,4	19,0	164,8
Měření 21_kolový		66,5	11,0	8,8	19,4	163,2
Měření 22_kolový		9,0	13,4	12,8	4,1	32,2
Měření 23_kolový	5	7,4	5,7	5,5	3,6	11,4
Měření 24_kolový		100,7	5,6	2,9	48,9	80,5
Měření 25_kolový		75,0	5,6	4,4	21,6	92,2
Měření 27_kolový		94,3	5,6	3,5	37,4	92,5
Měření 28_kolový		90,8	5,6	3,7	33,8	94,3
Měření 29_kolový		77,1	5,6	4,3	23,1	93,1
Měření 30_kolový		27,4	5,7	5,4	5,5	41,0

Pokračování přílohy 1

Pořadové číslo měření	Převodový stupeň	Spotřeba	Měrná tahová spotřeba	Otáčky motoru	Aktual. moment	Zatížení	Výkon motoru
		M_{ph}	m_{pt}	n	M_{akt}	Load	P_e
		[l.h. ⁻¹]	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]	[kW]
Měření 0_kolový	7	40,6	382,9	2163,3	56,0	77,5	124,4
Měření 1_kolový		57,3	392,5	2072,9	82,3	100,0	201,7
Měření 2_kolový		61,3	548,3	1941,8	91,5	100,0	217,4
Měření 3_kolový		42,9	369,4	2161,8	59,5	81,6	135,6
Měření 4_kolový		55,1	376,5	2116,5	77,6	100,0	190,4
Měření 5_kolový		51,2	367,2	2153,4	71,4	96,6	173,2
Měření 6_kolový		57,0	399,4	2079,6	81,6	100,0	200,1
Měření 7_kolový		57,0	398,4	2078,6	81,8	100,0	200,4
Měření 8_kolový		61,2	557,5	1954,8	91,0	100,0	217,4
Měření 9_kolový		57,5	403,4	2069,7	82,6	100,0	202,4
Měření 10_kolový	9	22,5	784,6	2184,8	31,7	44,3	46,4
Měření 11_kolový		61,8	388,8	1787,3	98,3	100,0	220,8
Měření 12_kolový		50,5	343,4	2153,1	70,4	95,1	169,8
Měření 13_kolový		52,6	444,9	1417,3	106,0	100,0	196,5
Měření 14_kolový		61,7	426,7	1692,5	102,9	100,0	222,2
Měření 15_kolový		55,2	457,4	1470,2	106,5	100,0	204,1
Měření 16_kolový		61,7	389,6	1714,3	101,9	100,0	222,0
Měření 17_kolový	11	48,8	369,6	2155,2	68,0	92,0	162,3
Měření 18_kolový		61,8	320,9	1844,0	95,6	100,0	219,4
Měření 19_kolový		55,6	322,9	1478,1	106,8	100,0	205,7
Měření 20_kolový		61,5	320,0	1651,5	104,9	100,0	222,3
Měření 21_kolový		61,8	324,2	1751,9	100,0	100,0	221,4
Měření 22_kolový		24,6	664,7	2136,7	36,4	46,0	61,0
Měření 23_kolový	5	19,1	1462,7	2188,5	26,0	37,6	27,7
Měření 24_kolový		52,7	559,5	2150,3	73,3	99,0	179,2
Měření 25_kolový		44,1	407,8	2160,4	61,5	83,9	141,7
Měření 27_kolový		50,4	464,8	2152,9	70,3	95,1	169,7
Měření 28_kolový		49,5	446,9	2154,3	69,0	93,4	165,7
Měření 29_kolový		45,0	411,8	2159,6	62,8	85,5	146,2
Měření 30_kolový		23,6	490,3	2183,5	33,2	46,1	51,2

Příloha 2 Tab. 12.2 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek kolového traktoru John Deere 8320R, hustící tlak 1,2 bar a 1,0 bar

Pořadové číslo měření	Převodový stupeň	Tahová síla	Rychlost teoretická	Rychlost skutečná	Prokluz	Výkon tahový
		F_t	v_t	v_s	δ	P_t
		[kN]	[km.h ⁻¹]	[km.h ⁻¹]	[%]	[kW]
Měření 32_kolový	5	8,5	5,7	5,5	4,4	13,0
Měření 33_kolový		100,9	5,6	3,4	39,6	95,1
Měření 35_kolový		105,0	5,6	2,6	53,6	75,5
Měření 36_kolový		79,5	5,7	4,4	21,3	98,1
Měření 37_kolový		93,2	5,6	3,8	31,8	99,4
Měření 38_kolový		68,5	5,7	4,6	19,1	87,4
Měření 39_kolový		35,2	5,7	5,3	7,6	51,6
Měření 40_kolový	7	8,2	7,7	7,4	3,8	16,7
Měření 41_kolový		85,3	7,4	5,6	24,8	132,4
Měření 42_kolový		103,2	6,9	3,6	47,2	104,5
Měření 43_kolový		103,1	6,9	3,7	46,9	105,6
Měření 44_kolový		89,3	7,3	5,2	28,4	130,1
Měření 45_kolový		94,7	7,2	4,9	32,9	127,6
Měření 46_kolový		37,6	7,6	7,0	7,6	73,5
Měření 47_kolový	9	8,2	10,2	9,8	4,1	22,4
Měření 48_kolový		85,3	8,7	6,5	25,2	154,0
Měření 49_kolový		74,7	9,5	7,6	19,7	157,8
Měření 50_kolový		94,6	7,9	5,2	33,4	137,5
Měření 51_kolový		98,9	7,0	4,4	37,1	121,7
Měření 52_kolový		94,0	8,0	5,6	30,1	146,1

Pokračování přílohy 2

<i>Pořadové číslo měření</i>	<i>Převodový stupeň</i>	<i>Spotřeba</i>	<i>Měrná tahová spotřeba</i>	<i>Otáčky motoru</i>	<i>Aktual. moment</i>	<i>Zatížení</i>	<i>Výkon motoru</i>
		M_{ph}	m_{pt}	n	M_{akt}	Load	P_e
		[l.h. ⁻¹]	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]	[kW]
Měření 32_kolový	5	19,5	1306,2	2188,1	26,4	38,2	29,2
Měření 33_kolový		51,9	468,3	2151,1	72,3	97,7	176,0
Měření 35_kolový		53,9	610,4	2137,0	75,4	100,0	185,0
Měření 36_kolový		45,0	391,7	2159,3	62,8	85,3	145,9
Měření 37_kolový		49,6	425,5	2153,9	69,1	93,4	166,0
Měření 38_kolový		40,8	398,1	2163,9	56,1	77,7	124,7
Měření 39_kolový		26,6	439,6	2180,0	38,2	51,6	67,4
Měření 40_kolový	7	19,9	1026,8	2188,1	27,1	39,0	31,3
Měření 41_kolový		55,3	356,5	2113,2	78,0	100,0	191,3
Měření 42_kolový		61,0	499,1	1973,6	90,2	100,0	216,8
Měření 43_kolový		60,9	492,9	1979,8	90,0	100,0	216,7
Měření 44_kolový		56,4	369,6	2090,7	80,5	100,0	197,3
Měření 45_kolový		58,1	388,3	2057,9	83,8	100,0	205,1
Měření 46_kolový		32,9	381,4	2172,6	45,5	63,3	90,8
Měření 47_kolový	9	22,6	886,7	2184,4	31,6	44,1	45,9
Měření 48_kolový		61,7	342,3	1856,6	95,1	100,0	219,2
Měření 49_kolový		59,8	323,6	2020,1	87,5	100,0	213,1
Měření 50_kolový		61,6	383,6	1678,4	103,6	100,0	222,3
Měření 51_kolový		57,2	401,6	1508,0	106,9	100,0	209,7
Měření 52_kolový		61,7	360,5	1713,0	101,9	100,0	221,9

Příloha 3 Tab. 12.3 Naměřené a vypočtené hodnoty tahových zkoušek pásového traktoru John Deere 8320RT

Pořadové číslo měření	Převodový stupeň	Tahová síla	Rychlost teoretická	Rychlost skutečná	Prokluz	Výkon tahový
		F_t	v_t	v_s	δ	P_t
		[kN]	[km.h ⁻¹]	[km.h ⁻¹]	[%]	[kW]
Měření 54_pásový	7	4,8	7,1	6,7	5,6	9,0
Měření 55_pásový		115,2	6,3	5,3	14,8	171,0
Měření 56_pásový		86,9	7,0	6,2	10,3	150,9
Měření 57_pásový		70,7	7,0	6,4	8,5	126,3
Měření 58_pásový		38,1	7,1	6,7	5,7	70,8
Měření 59_pásový		121,0	6,1	5,0	16,7	169,6
Měření 60_pásový		136,9	5,4	3,9	27,7	148,8
Měření 63_pásový		144,7	4,9	3,2	34,4	128,8
Měření 64_pásový	5	10,0	5,3	5,0	5,2	14,0
Měření 65_pásový		142,3	5,0	3,5	30,6	136,5
Měření 66_pásový		148,1	4,9	2,6	46,5	107,6
Měření 67_pásový		125,7	5,1	4,3	16,8	149,5
Měření 68_pásový		117,0	5,2	4,5	14,5	145,0
Měření 69_pásový		91,7	5,3	4,7	10,2	120,2
Měření 70_pásový		26,2	5,3	5,0	6,0	36,4
Měření 71_pásový		71,9	5,3	4,8	8,3	96,4
Měření 73_pásový	9	10,3	9,5	9,0	5,2	25,7
Měření 74_pásový		95,8	7,8	7,0	10,5	186,0
Měření 75_pásový		72,7	9,0	8,3	8,4	167,1
Měření 76_pásový		85,1	8,5	7,6	10,1	180,1
Měření 77_pásový		106,0	6,9	6,1	12,1	179,2
Měření 78_pásový		106,5	7,0	6,2	12,1	182,8
Měření 79_pásový		98,1	7,6	6,7	11,3	183,7
Měření 80_pásový		102,9	5,5	4,8	12,2	138,3
Měření 81_pásový	11	9,8	12,7	12,0	5,7	32,8
Měření 82_pásový		69,7	10,7	9,9	7,7	190,7
Měření 83_pásový		62,7	11,4	10,6	7,2	183,8
Měření 84_pásový		75,9	9,8	8,9	9,8	187,3
Měření 85_pásový		80,4	8,8	7,9	9,7	177,2
Měření 86_pásový		78,8	8,1	7,4	9,3	161,8
Měření 87_pásový	12	9,6	14,6	13,9	5,3	37,0
Měření 88_pásový		51,4	13,5	12,6	7,1	179,6
Měření 89_pásový		58,3	12,5	11,7	6,3	189,4
Měření 90_pásový		69,0	10,6	9,9	7,3	189,0
Měření 91_pásový		67,5	11,0	10,3	6,9	192,6
Měření 92_pásový		69,3	9,4	8,7	7,7	166,6

Pokračování přílohy 3

<i>Pořadové číslo měření</i>	<i>Převodový stupeň</i>	<i>Spotřeba</i>	<i>Měrná tahová spotřeba</i>	<i>Otáčky motoru</i>	<i>Aktual. moment</i>	<i>Zatížení</i>	<i>Výkon motoru</i>
		M_{ph}	m_{pt}	n	M_{akt}	Load	P_e
		[l.h. ⁻¹]	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]	[kW]
Měření 54_pásový	7	19,8	1954,1	2188,4	26,8	38,7	29,2
Měření 55_pásový		61,2	307,0	1926,5	92,0	100,0	214,8
Měření 56_pásový		53,8	305,8	2136,0	75,3	99,6	181,8
Měření 57_pásový		48,3	328,5	2155,8	67,5	91,3	158,3
Měření 58_pásový		32,4	392,6	2173,7	45,3	62,9	88,3
Měření 59_pásový		61,7	312,1	1864,3	94,7	100,0	216,4
Měření 60_pásový		61,6	356,3	1659,7	104,6	100,0	219,9
Měření 63_pásový		56,4	377,3	1503,2	106,4	100,0	205,3
Měření 64_pásový	5	19,4	1218,9	2188,3	26,5	38,3	28,2
Měření 65_pásový		58,8	369,8	2040,9	85,5	100,0	206,1
Měření 66_pásový		60,3	480,8	2008,8	88,4	100,0	211,9
Měření 67_pásový		55,1	315,2	2115,1	77,8	100,0	188,3
Měření 68_pásový		53,2	313,1	2147,0	74,2	99,8	179,2
Měření 69_pásový		47,0	334,1	2157,0	65,7	89,1	153,0
Měření 70_pásový		23,5	552,6	2183,6	33,4	46,3	50,3
Měření 71_pásový		40,1	355,3	2164,6	55,2	76,8	119,9
Měření 73_pásový	9	25,8	877,3	2180,4	36,5	49,7	60,4
Měření 74_pásový		61,8	285,0	1799,1	97,8	100,0	217,9
Měření 75_pásový		57,2	293,2	2076,2	82,0	100,0	198,3
Měření 76_pásový		61,2	290,9	1952,0	91,1	100,0	214,7
Měření 77_pásový		60,5	288,8	1593,4	106,9	100,0	217,4
Měření 78_pásový		61,4	287,1	1617,9	106,8	100,0	220,2
Měření 79_pásový		61,7	287,2	1752,5	100,0	100,0	218,9
Měření 80_pásový		44,6	275,6	1267,5	103,7	100,0	170,5
Měření 81_pásový	11	27,4	732,1	2178,6	39,4	53,1	69,4
Měření 82_pásový		61,8	277,6	1832,3	96,2	100,0	217,1
Měření 83_pásový		61,2	285,1	1953,0	91,1	100,0	214,7
Měření 84_pásový		61,6	281,3	1684,6	103,3	100,0	219,5
Měření 85_pásový		57,0	274,9	1508,9	106,9	100,0	207,1
Měření 86_pásový		51,8	273,8	1407,0	105,6	100,0	191,7
Měření 87_pásový	12	28,8	693,1	2178,2	41,2	55,9	75,4
Měření 88_pásový		60,2	287,2	2013,5	88,1	100,0	211,4
Měření 89_pásový		61,7	278,7	1859,2	94,9	100,0	216,4
Měření 90_pásový		60,1	272,0	1581,2	106,9	100,0	216,0
Měření 91_pásový		61,5	273,4	1642,7	105,4	100,0	219,8
Měření 92_pásový		51,5	264,1	1394,6	105,7	100,0	190,3

Příloha 4 Tab. 12.4 Naměřené a vypočtené parametry kolového traktoru John Deere 8320R v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800

Parametr	Označení	Jednotka	Varianta I (1 900 – 2 000 min ⁻¹)				Varianta II (1 700 – 1 750 min ⁻¹)			
			93	94	95	Průměr	96	97	98	Průměr
Číslo měření	-	[-]	93	94	95	Průměr	96	97	98	Průměr
Otáčky motoru	n	[min ⁻¹]	1943	1922	1965	1943	1719	1751	1697	1722
Spotřeba paliva	Q _h	[l.h ⁻¹]	60,06	60,57	59,60	60,08	60,32	60,98	60,90	60,73
Čas	T ₁	[s]	547,23	567,62	534,26	549,70	513,33	480,84	482,28	492,15
Rychlost z radaru	v _r	[km.h ⁻¹]	6,89	6,75	7,20	6,95	7,55	8,10	8,20	7,95
Rychlost od kol	v _k	[km.h ⁻¹]	8,99	8,78	9,20	8,99	9,60	10,07	10,22	9,96
Prokluz	δ	[%]	23,34	23,37	22,02	22,91	21,30	19,63	19,74	20,22
Celkový záběr	h	[m]	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64
Délka měřeného úseku	l	[m]	347,50	350,00	352,50	350,00	355,00	357,50	360,00	357,50
Efektivní výkonnost	W ₁	[ha.h ⁻¹]	5,40	5,25	5,62	5,42	5,89	6,33	6,35	6,19
Efektivní spotřeba nafty	Q ₁	[l.ha ⁻¹]	11,11	11,54	10,61	11,09	10,25	9,64	9,59	9,82
Měrná efektivní spotřeba paliva	Q _{1m}	[ml.m ⁻³]	6,95	7,21	6,63	6,93	6,41	6,02	5,99	6,14

Příloha 5 Tab 12.5 Naměřené a vypočtené parametry pásového traktoru John Deere 8320RT v agregaci s radličkovým kypřičem Köckerling Vector 800

Parametr	Označení	Jednotka	Varianta I (1 900 – 2 000 min ⁻¹)				Varianta II (1 700 – 1 750 min ⁻¹)			
			99	100	104	Průměr	101	102	103	Průměr
Číslo měření	-	[-]	99	100	104	Průměr	101	102	103	Průměr
Otáčky motoru	n	[min ⁻¹]	1955	1936	1909	1934	1716	1713	1713	1714
Spotřeba paliva	Q _h	[l.h ⁻¹]	60,41	60,67	60,38	60,49	60,67	60,90	61,13	60,90
Čas	T ₁	[s]	439,72	423,18	427,67	430,19	431,50	421,76	423,46	425,57
Rychlost z radaru	v _r	[km.h ⁻¹]	9,08	9,46	9,66	9,40	9,50	9,69	9,76	9,65
Rychlost od kol	v _k	[km.h ⁻¹]	9,86	10,23	10,43	10,17	10,28	10,47	10,57	10,44
Prokluz	δ	[%]	7,88	7,47	7,45	7,60	7,60	7,50	7,66	7,59
Celkový záběr	h	[m]	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64	23,64
Délka měřeného úseku	l	[m]	362,50	365,00	367,50	365,00	370,00	372,50	375,00	372,50
Efektivní výkonnost	W ₁	[ha.h ⁻¹]	7,02	7,34	7,31	7,22	7,30	7,52	7,54	7,45
Efektivní spotřeba nafty	Q ₁	[l.ha ⁻¹]	8,61	8,27	8,26	8,38	8,31	8,10	8,11	8,18
Měrná efektivní spotřeba paliva	Q _{1m}	[ml.m ⁻³]	5,38	5,17	5,16	5,24	5,20	5,06	5,07	5,11

