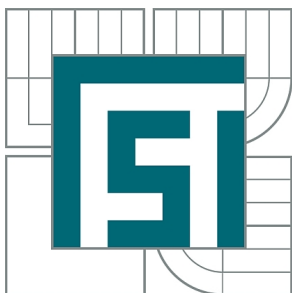


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VLIV PODVOZKU NA ENERGETICKÉ A VÝKONNOSTNÍ PARAMETRY TRAKTORŮ

THE INFLUENCE OF THE CHASSIS TO THE POWER AND PERFORMANCE CHARACTERISTICS
OF TRACTORS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. HANA RAŠOVSKÁ

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK BAUER, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Hana Rašovská

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vliv podvozku na energetické a výkonnostní parametry traktorů

v anglickém jazyce:

The influence of the chassis to the power and performance characteristics of tractors

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte metodiku terénního měření se zaměřením na posouzení podvozků traktorů z hlediska užitných vlastností. Na základě naměřených a vypočtených hodnot proveďte tabulkové a grafické zpracování. Získané technické parametry vyhodnoťte, proveďte celkové hodnocení a závěr.

Cíle diplomové práce:

Na základě realizovaných měření proveďte analýzu získaných výsledků z měření. Proveďte vyhodnocení naměřených a vypočtených technických parametrů z hlediska tahových vlastností traktorů.

Seznam odborné literatury:

- BAUER, F. -- SEDLÁK, P. -- ŠMERDA, T. Traktory. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
2. BAUER, F. -- SEDLÁK, P. -- ŠMERDA, T. Traktorové dopravní soupravy. In: SYROVÝ, O. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. s. 30--40. ISBN 978-80-86726-30-4.
3. ŠTURSA, V. -- BAUER, F. Vliv pneumatik na pracovní vlastnosti traktorových souprav. Zemědělská technika. 2000. sv. 46, č. 2, s. 47. ISSN 0044-3883.
4. ŠMERDA, T. -- BAUER, F. -- SEDLÁK, P. Vliv pneumatik na tahové vlastnosti traktoru a spotřebu paliva. Agromagazín. 2007. sv. 8, č. 1, s. 68--71. ISSN 1214-0643.
5. SEDLÁK, P. -- BAUER, F. Výsledky měření traktorů John Deere 7810 s návěsem Annaburger v dopravě. 2004.
6. RENIUS, T. Traktoren, Mnichov, 2001, ISBN 3-405-13146-4

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 16.12.2013

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá určením vlivu konstrukce podvozku traktoru na jeho užité vlastnosti. K hodnocení byly použity traktory John Deere řady 8 s kolovým a pásovým podvozkem, vybavené shodným motorem i převodovkou, s nimiž byly realizovány laboratorní a terénní zkoušky. Cílem laboratorních zkoušek bylo vyloučení rozdílu ve výkonech motoru obou traktorů, cílem terénních zkoušek bylo zhodnocení tahových vlastností traktorů s různým typem podvozku. Sledovaným ukazatelem byla především tahová síla, dále tahový výkon, prokluz a spotřeba paliva. Na základě tabulkového a grafického zpracování naměřených hodnot byly vyhodnoceny výsledky.

KLÍČOVÁ SLOVA

podvozek, prokluz, tahová charakteristika, tahová síla, tahový výkon

ABSTRACT

This master thesis deals with the influence of the type of tractor chassis on its utility properties. For the rating were used tractors John Deere 8 – series with wheel and track chassis, equipped with the same engine and gearbox, which were carried out for laboratory and field tests. The aim of laboratory tests was the exclusion of the difference in engine power of both tractors and the aim of field tests was to evaluate the drawbar properties of tractors with a different type of chassis. The reference parameter was especially drawbar pull, further drawbar power, slip and fuel consumption. Based on the tabular and graphical elaboration of the measured values were evaluated results..

KEYWORDS

chassis, slip, drawbar characteristic, drawbar pull, drawbar power



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RAŠOVSKÁ, H. *Vliv podvozku na energetické a výkonnostní parametry traktorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 58 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Bauer, CSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Bauera, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2014

.....

Ing. Hana Rašovská



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych ráda poděkovala vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za připomínky k řešení zadaného problému, věnovaný čas a rady při tvorbě diplomové práce. Dále děkuji Petře Burgerové za podporu během vypracovávání diplomové práce i během studia.



OBSAH

Úvod	10
1. Současný stav řešené problematiky	11
1.1 Motory.....	11
1.2 Převodová ústrojí	13
1.2.1 Pojezdové spojky	13
1.2.2 Převodovky	14
1.2.3 Rozvodovka	16
1.2.4 Koncové převody	17
1.3 Podvozky.....	17
1.3.1 Kolový podvozek.....	18
1.3.2 Pásový podvozek	20
1.3.3 Pneumatiky	22
1.3.4 Pásky.....	23
1.4 Mechanika traktorů	24
1.5 Tahové vlastnosti traktorů.....	26
2 Charakteristika traktorů	29
3 Metodiky měření a výpočtové vztahy	30
3.1 Měření jmenovité otáčkové charakteristiky	30
3.2 Měření tahové charakteristiky.....	33
3.3 Měření traktorů v agregaci s kombinovaným kypřičem	36
4 Výsledky a vyhodnocení měření jmenovité otáčkové charakteristiky traktorů	39
4.1 Výsledky a vyhodnocení měření traktoru JD 8320R.....	39
4.2 Výsledky a vyhodnocení měření traktoru JD 8320RT	40
4.3 Porovnání výsledků měření kolového a pásového traktoru	41
5 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktorů.....	42
5.1 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktoru JD 8320R.....	42
5.2 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktoru JD 8320RT	45
5.3 Porovnání tahových vlastností kolového a pásového traktoru.....	47
6 Výsledky a vyhodnocení měření traktorů v agregaci s kombinovaným kypřičem	51
7 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktorů na betonové dráze.....	53
7.1 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktoru JD 8320R na betonové dráze	53
7.2 Výsledky a vyhodnocení měření tahových vlastností traktoru JD 8320RT na betonové dráze	54



7.3 Porovnání výsledků měření tahových vlastností kolového a pásového traktoru na betonové dráze	55
Závěr	57
Použité informační zdroje.....	59
Seznam použitých zkratk a symbolů	61
Seznam příloh	63



ÚVOD

Zemědělství a rostlinná výroba, jež tvoří jednu z jeho částí, je nepostradatelným odvětvím lidské produkce. Rostlinná výroba procházela a stále prochází dynamickým vývojem, přičemž dnes je již plně mechanizována. K jednomu z nejvíce se rozvíjejících typů zemědělských strojů patří traktory. Díky použití elektronických systémů ve většině funkčních skupin a jejich vzájemným propojením, je docíleno mnohem lepšího využití paliva a také snížení nákladů na provoz traktoru. I když jsou traktory převážně využívány k zemědělským účelům, mají své nezastupitelné místo v dopravě. Musí tak splňovat nejen požadavky kladené z hlediska polních prací, ale také odpovídat předpisům pro provoz na pozemních komunikacích.

Konstrukce moderních traktorových motorů podléhá požadavkům na vysokou výkonnost traktoru, co nejvyšší účinnost a co nejnížší spotřebu paliva. Vývojem prochází především zařízení zodpovědná za přípravu směsi pro spalování, protože kvalita směsi výrazně ovlivňuje obsah škodlivin ve výfukových plynech.

S konstrukcí motorů se neustále rozvíjejí i používané převodovky, jejichž úkolem je co nejúčinněji přenést výkon z klikového hřídele motoru na hnací kola traktoru. Trendem současných koncepcí jsou převodovky umožňující plynulé řazení převodových stupňů pod zatížením, což má za následek maximální využití energetických možností traktoru.

Důležitou částí traktoru je jeho podvozek. Prostřednictvím podvozku je přenášena hnací síla motoru na podložku, ale také přenáší silová namáhání způsobená stroji zavěšenými v předním a zadním závěsu a interakcí traktoru s půdou. Podvozek musí být navržen tak, aby mohl všechna tato namáhání bezpečně přenášet a přitom neměl negativní vliv na výkonnostní parametry traktoru. Traktory bývají vybaveny podvozkem kolovým nebo pásovým. V případě každé konstrukce podvozku je možné nalézt výhody i nevýhody, jež mohou ovlivnit výběr traktoru.

Jelikož je nákup traktoru větší investicí, jeho výběr by měl být proveden pečlivě, se zvážením všech možných předností a nedostatků. Ačkoliv jsou výkonnostní parametry traktoru neméně důležité, rozhodujícím kritériem bývá v mnohých případech hlavně cena. V případě nákladů je nutné uvažovat nejen náklady pořizovací, ale i náklady na údržbu, opravy, nové pneumatiky či pásy nebo cenu provozních kapalin a nafty.

Cílem práce je analýza výsledků proběhlých měření a provedení vyhodnocení naměřených a vypočtených technických parametrů z hlediska tahových vlastností traktorů.

Na začátku diplomové práce je věnována pozornost současnému stavu řešené problematiky a teoretickým poznatkům. Následující kapitoly pak popisují metodiku proběhlých měření, výsledky samotných měření a jejich vyhodnocení.

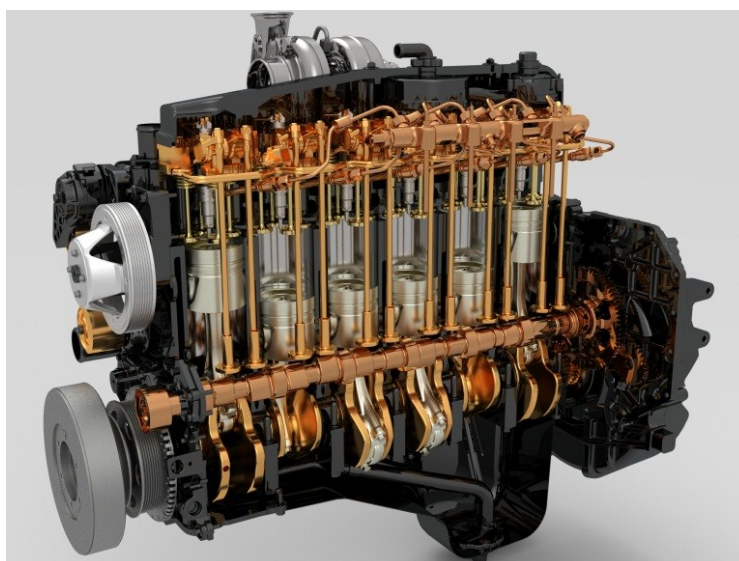


1. SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

V této kapitole jsou popsány současné trendy v konstrukci základních funkčních celků traktoru – motorů, převodových ustrojí a podvozků. Závěr kapitoly je věnován teoretickým poznatkům potřebným pro analýzu výsledků prováděných měření.

1.1 MOTORY

Nároky kladené na spalovací motor stále vzrůstají a motory se jim musí neustále přizpůsobovat. Současnou snahou je zkonstruovat motor tak, aby byl dopad jeho činnosti na životní prostředí co nejmenší, aby byl energeticky výhodný a přitom výkonný. Modernizací prochází především části zodpovědné za přípravu palivové směsi a také části, které prostřednictvím elektroniky řídí motor. U traktorů jsou téměř výhradně používány čtyřdobé vznětové motory, které jsou pro zvýšení výkonu přeplňovány turbodmychadlem (Obr 1.1).



Obr. 1.1 Motor CASE IH 6,7 l [9]

Palivová soustava vznětového motoru se skládá z nízkotlaké a vysokotlaké části. Nízkotlakou částí je dopravováno palivo z nádrže přes čistič paliva do vysokotlaké části. U některých traktorů je její součástí i chladič paliva. Vysokotlaká část zabezpečuje tvorbu vysokého tlaku paliva a jeho distribuci ke vstřikovačům, jejichž úkolem je dávkovat palivo do spalovacího prostoru.

Palivové soustavy jsou u traktorových motorů obvykle vybaveny řadovým vstřikovacím čerpadlem, rotačním vstřikovacím čerpadlem, sdruženou vstřikovací jednotkou, sdruženým vstřikovacím systémem nebo vstřikovacím systémem s tlakovým zásobníkem. Moderní traktorové motory obvykle používají vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem Common Rail.

Vstřikovací tlak je vytvářen nezávisle na otáčkách motoru a vstřikovaném množství paliva. Palivo pro vstřikování je připraveno ve vysokotlakém zásobníku paliva. [2] Systém je vybaven řídicí jednotkou, která je propojena s ostatními řídicími jednotkami pomocí sběrnice CAN – Bus.



Hlavními výhodami vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem jsou:

- přímé vstřikování paliva pod vysokým tlakem (až 200 MPa) – jemným rozprášením paliva a rychlým odpařením vzniká kvalitní směs se vzduchem,
- rozdělení vstřiku na úvodní vstřik, hlavní vstřik a následný vstřik – úvodním vstřikem se předejde spalovacímu prostoru a nárůst tlaku není tak prudký, motor má tišší a měkčí chod,
- přizpůsobení vstřikovacího tlaku provoznímu stavu motoru,
- nízké emise ve výfukových plynech.

Při provozu naftových motorů je sledován obsah škodlivin ve výfukových plynech. Především je hodnocen podíl emisí oxidu uhelnatého CO, uhlovodíků HC, oxidů dusíku NO_x a také pevných částic. I když se vývojem v oblasti tvoření palivové směsi dosáhlo značného poklesu obsahu škodlivin ve výfukových plynech, pro splnění požadovaných limitů je nutné výfukové plyny ještě dodatečně upravovat mimo spalovací prostor, a sice ve výfukovém potrubí. K tomuto účelu se používá:

- recirkulace výfukových plynů,
- filtr pevných částic,
- oxidační katalyzátor.

Recirkulace výfukových plynů (EGR) je založena na principu přivedení části výfukových plynů zpět do spalovacího prostoru, tím se sníží množství přivedeného čerstvého vzduchu a také kyslíku. Pro dokonalé spálení paliva musí být kyslíku dostatek, nicméně vzdušný kyslík reaguje za vysokých teplot s dusíkem na produkty NO_x. Přivedené spaliny jsou také schopny přijmout více tepla ze spalovacího prostoru a tím ovlivnit tvoření NO_x.

Filtry pevných částic jsou umístovány do výfukového potrubí, často do jednoho tělesa s katalyzátorem. Při průchodu výfukových plynů se pevné částice zachycují na stěnách. Zachytáváním částic je filtr průběžně zaplňován a je nutné jej vyměnit, či použít regenerativní systém. Ten umožňuje průběžné nebo periodické čištění spalováním sazí. Pro spalování je však nutné filtru zajistit teplotu vyšší, než je mez zápalnosti sazí (cca 600° C).

Oxidační katalyzátor vytváří podmínky pro reakci limitovaných produktů - oxidu uhelnatého, uhlovodíků a oxidů dusíku s kyslíkem a jejich přeměnu na méně škodlivý oxid uhličitý, vodní páru a oxid dusičitý. V případě zanesení filtru katalyzátoru dochází k jejich regeneraci.

Další vývojovou větví traktorových motorů je konstrukce motorů, které dokáží spalovat i jiná paliva, než je motorová nafta. Především jde o spalování biopaliv – metylesteru řepkového oleje, řepkového oleje nebo směsné nafty. Metylester řepkového oleje je do motorové nafty již přidáván a jeho podíl se má neustále zvyšovat. Někteří výrobci nabízejí traktory s dvoupalivovými systémy, u nichž je možné během provozu traktoru přepínat na spalování nafty nebo čistého řepkového oleje. Další možností je stávající palivový systém traktoru přestavět. Přestavby však obvykle nemají požadovaný efekt, neboť řídicí jednotka není přenastavena na rozdílné vlastnosti řepkového oleje a výkonostně-energetické parametry motoru se zhorší. Použitím biopaliv dochází i ke snížení většiny sledovaných emisí ve výfukových plynech.

Kromě kapalných paliv lze provozovat motor i na bioplyn nebo CNG. Spalovací motor je provozován v tzv. bivalentním režimu, tzn., že se současně do spalovacího prostoru přivádí plynné a kapalné palivo. Kapalně palivo slouží k iniciaci vznícení, neboť CNG má vysokou teplotu vznícení a běžnou kompresí by k jeho vznícení nedošlo. [1]



1.2 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

Převodovými ústrojími jsou všechna ústrojí, která spojují motor s hnacími koly a v případě traktorů, i s vývodovým hřídelem, ústrojí, která přenáší točivý moment, mění jeho velikost nebo smysl nebo jeho přenos přerušují.

Podle způsobu přenosu točivého momentu motoru lze rozdělit převodová ústrojí pro:

- krátkodobé přerušování točivého momentu – spojky,
- stálé spojení – spojovací a kloubové hřídele,
- změnu velikosti a smyslu točivého momentu – převodovky,
- rozdělení hnacího momentu na levé a pravé kolo – rozvodovky a diferenciály,
- zvýšení převodového poměru na hnacím kole – koncové převody. [1]

Převodová ústrojí jsou spojována do celků a mohou tvořit i nosnou část podvozku traktoru. Použitím elektroniky v převodových ústrojích je zajištěno jejich společné řízení s motorem. Jednotlivé části jsou ovládány mechanicky nebo elektrohydraulicky, v mnohých případech je řízení automatické.

1.2.1 POJEZDOVÉ SPOJKY

Pojezdové spojky krátkodobě přerušují točivý moment mezi klikovým hřídelem motoru a vstupním hřídelem převodovky. Vyrovnáváním rozdílných otáček obou spojovaných částí dochází ke skluzu, díky němuž dochází k plynulému rozjíždění a řazení převodových stupňů. Některé spojky plní funkci tlumiče torzních kmitů a chrání části převodového ústrojí proti nadměrnému zatížení.

KOTOUČOVÉ SPOJKY

Spojka je umístěna v tělese setrvačníku, který vyrovnává nerovnoměrnost chodu klikového hřídele a tvoří jednu z třecích ploch. Spojkový kotouč je opatřen drážkovým nábojem a spojkovým obložením. Je sevřen mezi přitlačným kotoučem a tělesem setrvačníku pomocí přitlačné pružiny. Při opakovaném rozjezdu se spojkové obložení zahřívá a snižuje se jeho součinitel tření a velikost možného přeneseného momentu. Spojka se proto dimenzuje na točivý moment, který je dvakrát až třikrát větší, než jaká je jeho maximální hodnota.

LAMELOVÉ SPOJKY

Lamelové spojky mohou kromě krátkodobého přerušení točivého momentu od motoru sloužit také k řazení převodových stupňů v převodovkách, násobičích nebo k reverzaci.

Spojka je tvořena lamelami řazenými za sebou, střídavě spojenými s hnací a hnanou hřídelí ozubením. Stlačením lamel dochází ke spojení obou částí. Lamely jsou v olejové náplni a jsou stlačovány pomocí pístu ovládaného olejem.

Spojky mají malé zástavbové rozměry a mohou přenášet velké točivé momenty. Velikost přeneseného momentu je závislá na středním průměru lamel, jejich počtu, součiniteli tření a přitlačné síle.



HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY

Hydrodynamická spojka je tvořena čerpadlovým kolem poháněným klikovým hřídelem motoru a turbínovým kolem spojeným se vstupním hřídelem převodovky. Prostor je zaplněn olejem, který je od čerpadlového kola odstředivou silou usměřován na turbínové kolo. Výhodou spojky je měkký záběr, tlumení torzních kmitů a součástí, které se neopotřebují. Nevýhodou je nemožnost rychlého přerušení točivého momentu a stálý skluz.

Pro udržení proudění oleje mezi čerpadlem a turbínou, musí mít čerpadlo vyšší počet otáček, než turbína. Pokud se otáčky vyrovnají a skluz bude nulový, spojka nepřenáší točivý moment. Spojka je pak vyřazena z činnosti pomocí spojky kotoučové.

1.2.2 PŘEVODOVKY

MECHANICKÉ PŘEVODOVKY

Mechanické převodovky jsou nejrozšířenějším typem převodovek použitých u traktorů, protože mají vysokou účinnost a jsou spolehlivé. Nevýhodou mechanických převodovek je jejich vysoká hmotnost. Klasické mechanické převodovky jsou složeny z hlavní, skupinové a reverzační převodovky.

Traktor musí při práci překonávat odpory nestálých velikostí, což vyžaduje změnu převodových stupňů. Nárůstem odporu nejprve poklesnou otáčky motoru a zvýší se točivý moment. Je-li zatížení i nadále zvětšováno, otáčky motoru stále klesají a musí dojít k podřazení, jinak se motor zastaví. Sešlápnutím spojky dojde k přerušení přenosu točivého momentu na hnací kola. Pokud se tak stane při těžké tahové práci, traktor se zastaví. Rozjezdem traktoru při plném zatížení je velmi zatěžována spojka i převodovka. Proto je u traktorů výhodné použití převodovek, které umožňují řadit alespoň několik stupňů při zatížení nebo umožňují řadit při zatížení stupně všechny.

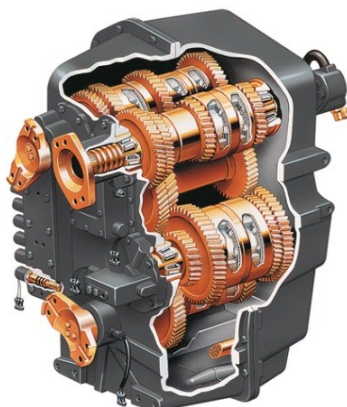
Mechanické převodovky s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení jsou doplněny násobičem točivého momentu (Obr. 1.2). Násobiče jsou obvykle předřazeny hlavní převodovce a dovolují tak při každém převodovém stupni změnu převodového poměru. Převodové stupně jsou v násobiči řazeny lamelovou spojkou a pásovou nebo lamelovou brzdou.

Násobiče mohou být předlokové s čelním soukolím, v němž je převod zařazen lamelovou spojkou, nebo planetové, tvořené planetovým soukolím, u nichž převod vzniká zastavením jednoho z členů. Zastavení probíhá prostřednictvím lamelové spojky nebo pásové brzdy. Podle počtu převodových stupňů se dělí násobiče točivého momentu na dvoustupňové, třístupňové nebo čtyřstupňové.



Obr. 1.2 Převodovka AutoQuad PLUS 20/20 John Deere [10]

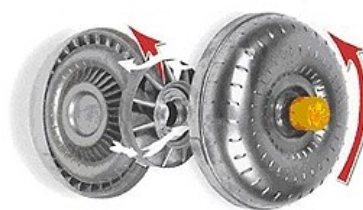
Některé typy mechanických převodovek umožňují řazení převodových stupňů v hlavní i skupinové převodovce při zatížení (Obr 1.3). Používají se hlavně u traktorů vyšších výkonových tříd, poněvadž při přeřazení za přenosu velkého točivého momentu dochází kromě zastavení traktoru i k velkému tepelnému namáhání kotoučů spojky. S rostoucí teplotou klesá součinitel tření a spojka by mohla začít prokluzovat. Převodovky jsou předlohové, ozubená kola jsou ve stálém záběru a řazení je zprostředkováno lamelovými spojkami a brzdami.



Obr. 1.3 Převodovka PowerShift 16/2 Case IH [11]

HYDRODYNAMICKÉ PŘEVODOVKY

Hydrodynamické převodovky jsou tvořeny kombinací mechanické převodovky a hydrodynamické spojky nebo hydrodynamického měniče (Obr. 1.4). Hydrodynamický měnič je uložen mezi motorem a mechanickou částí převodovky [1]. Čerpadlové kolo je spojeno s klikovým hřídelem motoru a turbínové kolo je spojeno s vstupem převodovky. Mezi oběma koly je vložen reaktor spojený přes volnoběžnou spojku se skříní měniče, který umožňuje změnu velikosti přeneseného točivého momentu.

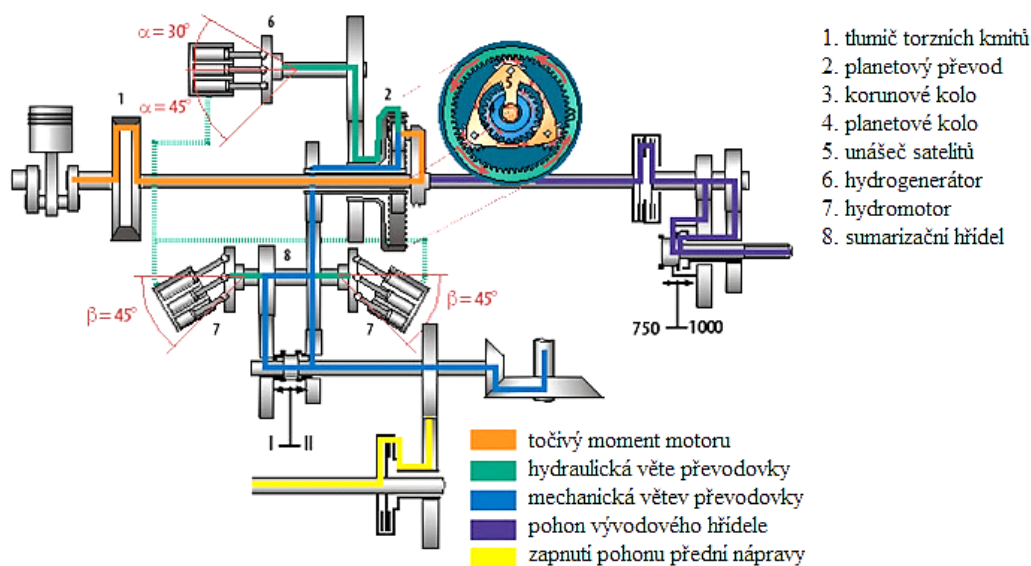


Obr. 1.4 Hydrodynamický měnič [12]

HYDROMECHANICKÉ PŘEVODOVKY

Traktorové převodovky využívají diferenciální hydrostatickou převodovku založenou na kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu. [1] Převodovky umožňují plynulou změnu jezdové rychlosti, přičemž část výkonu motoru je vedena přes hydrostatickou větev a část výkonu přes větev mechanickou. Ke spojení obou větví dochází v planetovém soukolí. Výstup tohoto soukolí je spojen s rozvodovkou traktoru (Obr. 1.5).

Hydrostatický převodník, přeměňující vstupní mechanickou energii na tlakovou (hydrogenerátor) a následně na výstupní mechanickou (hydromotor) přiváděnou na planetové soukolí, tvoří hydraulickou větev převodovky. Ač mají hydrostatické převodníky nižší účinnost, jejich velkou výhodou je malá hmotnost a malé rozměry. Mechanická větev je tvořena planetovým soukolím, které navyšuje celkovou účinnost hydromechanické převodovky.



Obr. 1.5 Převodovka Vario Fendt [13 – vlastní zpracování]

1.2.3 ROZVODOVKA

Rozvodovka je tvořena stálým převodem a diferenciálem. Úkolem stálého převodu je zvýšení točivého momentu na hnacích kolech, snížení otáček hřídelů hnacích kol a přenos točivého momentu z podélného směru na příčný. Stálý převod je obvykle tvořen párem kuželových kol.



Na pastorek je přiváděn točivý moment od motoru a přes ozubení je přenášen na talířové kolo spojené s klecí diferenciálu.

Diferenciál zajišťuje dělení přivedeného točivého momentu z jednoho hnacího hřídele na dva hnané a umožňuje rozdílné otáčení hnacích kol nápravy při průjezdu zatáčkou či při přejezdu nerovností s nestejnou výškou. Pokud by tomu tak nebylo, kola by se smýkala a prokluzovala, což by mělo za následek nežádoucí nárůst spotřeby paliva, větší opotřebení pneumatiky a rovněž by se mohla zhoršit ovladatelnost traktoru. V traktorových rozvodovkách jsou užívány nápravové kuželové diferenciály se dvěma planetovými koly spojenými s poloosami hnacích kol a čtyřmi satelity otočně uloženými v kleci diferenciálu.

Diferenciály bývají vybaveny uzávěrkami nebo jsou samosvorné. Pokud se jedno kolo protáčí (např. na měkkém podkladu), je zde působení diferenciálu nevýhodné, poněvadž je na něj přiváděn stejný hnací moment jako na kolo, které má přilnavost lepší. Uzávěrkou je hnacímu kolu s lepší přilnavostí dodán větší točivý moment, jehož velikost závisí na přilnavosti a hodnotě uzávěrky. Je-li diferenciál samosvorný, pak se vyrovnání otáček blokuje samočinně.

1.2.4 KONCOVÉ PŘEVODY

Točivý moment navýšený v rozvodovce se před hnacími koly ještě dále navyšuje. Koncové převody tvoří převodové ústrojí se stálým převodovým poměrem. [1] Je-li točivý moment navýšen až na konci svého přenosu z motoru na hnací kola, předchozí členy převodového ústrojí jsou méně namáhány. Koncové převody mohou být čelní nebo v současnosti více používané, planetové převody.

1.3 PODVOZKY

Podvozek tvoří nosnou část traktoru a jeho součástí jsou všechny mechanismy, jež umožňují pohyb traktoru a jeho řízení. Úkolem podvozku je také nést pracovní nářadí a stroje. Traktory bývají obvykle vybaveny kolovým podvozkem, u traktorů vyšších výkonových tříd nabízejí výrobci také pásový podvozek (Obr. 1.6).



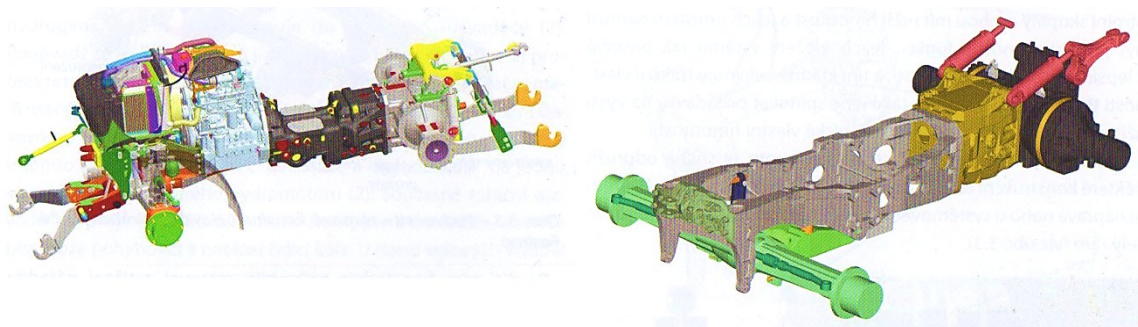
Obr. 1.6 Traktory John Deere řady 8 s kolovým a pásovým podvozkem [4]



1.3.1 KOLOVÝ PODVOZEK

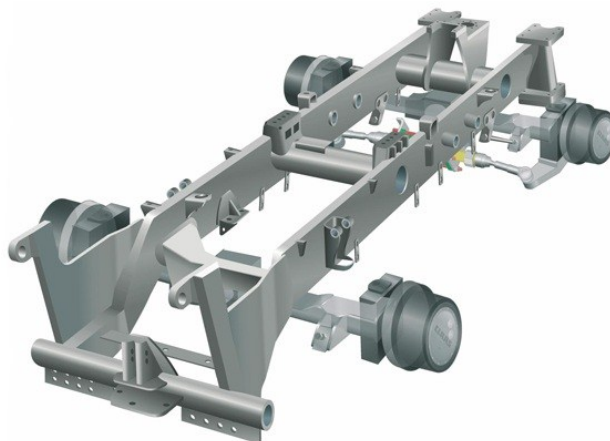
Konstrukce podvozku kolových traktorů může být bezrámová, polorámová nebo rámová. Bezrámovou konstrukcí jsou vybavovány traktory s nižšími výkony, u nichž je nosný celek tvořen spojením motoru, převodovky a rozvodovky (Obr. 1.7). Všechny části musí být dostatečně dimenzovány, neboť jsou velmi namáhány nesenými stroji, obzvláště při přejíždění nerovností. Kvůli potřebné odolnosti mají součásti velkou hmotnost.

Polorámové konstrukce mají rám, který nese motor a převodovku a je připojen k rozvodovce (Obr. 1.7). Motor ani převodovka nemusí plnit nosnou funkci, proto mohou mít menší hmotnost. Rozložení hmotnosti lze částečně upravit a zlepšit tak trakční vlastnosti traktoru.



Obr. 1.7 Bezrámová a polorámová konstrukce podvozku [1]

Používání rámových konstrukcí bylo vyvoláno rostoucím zatížením nářadím (Obr. 1.8). Motor, převodovka a rozvodovka nejsou nosnými částmi a proto mají menší hmotnost, kterou lze v rámu traktoru vhodně rozložit.



Obr. 1.8 Rámová konstrukce podvozku Claas Xerion [14]

U kolového podvozku jsou standardně poháněna kola zadní nápravy. K zapnutí pohonu přední nápravy dochází obvykle automaticky, podle rychlosti traktoru, úhlu natočení kol přední nápravy nebo v závislosti na prokluzu kol.

Významným faktorem, který ovlivňuje komfort a bezpečnost jízdy, je odpružení. Na konci devadesátých let nabízel nějakou formu odpružení pouze nepatrný zlomek výrobců traktorů. Získávalo si stále větší zájem, protože farmáři a dodavatelé zemědělských služeb pochopili důležitost plynulejší a pohodlnější jízdy pro řidiče. Od roku 1997 vyvíjela většina předních



výrobci traktorů odpružený systém pro přední nápravu nebo pro kabinu. [5] Traktory John Deere řady 6 byly mezi prvními, které nabízely systém odpružení přední nápravy.

Díky rostoucí pracovní rychlosti traktorů je dnes odpružení přední nápravy u traktorů střední a vyšší výkonové třídy standardem. Při jízdě po nerovném terénu má přední náprava stálý kontakt s podložkou, čímž se zvyšují tahové vlastnosti traktoru a jízda je pro obsluhu pohodlnější ve srovnání s neodpruženou přední nápravou. [1]

Kromě odpružení celé přední nápravy nabízejí někteří výrobci nezávislé odpružení jednotlivých kol, kdy jsou kola zavěšena pomocí kyvných pák. Touto konstrukcí se zlepšuje přenos výkonu motoru na podložku, jeho ovladatelnost a komfort jízdy. Příkladem takového odpružení je systém ILS firmy John Deere (Obr. 1.9).



Obr. 1.9 Nezávislé odpružení kol ILS John Deere [15]

Většina kolových traktorů je řízena hydrostaticky. Hydrostatická jednotka je ovládána volantem a pomocí tlakového oleje, dopravovaného do dvojčinného přímočarého hydromotoru, se přes řídící tyče natáčí kola nápravy.



1.3.2 PÁSOVÝ PODVOZEK

Výkony traktorových motorů se neustále navyšují a s nimi roste i hmotnost celého traktoru. Kolový traktor s velkou hmotností je k půdě příliš nešetrný. Jedním z řešení, jak přenést takovou hmotnost na půdu a současně ji příliš nepoškodit, je použití traktoru s dvojmontáží na zadní hnací nápravě nebo na obou nápravách (Obr. 1.10). Použití dvojmontáže je nevýhodné z hlediska transportní šířky. Dalším řešením je traktor s pásovým podvozkem.



Obr. 1.10 Traktor Case IH Magnum s dvojmontáží na přední i zadní nápravě [16]

Podvozky pásových traktorů jsou obvykle rámové nebo polorámové spojené s mohutnou skříní rozvodovky a zadního mostu. Některé mají rám rozdělen do dvou částí spojených kloubem. Traktory bývají vybaveny dvěma nebo čtyřmi pásovými jednotkami. Pásová jednotka (Obr. 1.11) sestává z centrálního nosníku (1), hnacího kola (2), napínacího kola (3), vodících kladek (4), napínacího mechanismu a pásu (5). Napínání pásu probíhá automaticky pomocí hydraulického systému.



Obr. 1.11 Části pásové jednotky [17, 18 - vlastní zpracování]



U koncepce se dvěma pásovými jednotkami je točivý moment přiveden na rozvodovku v zadním mostu nápravy a rozdělen na hnací kola pásové jednotky (Obr. 1.12).



Obr. 1.12 Caterpillar Challenger MT800C se dvěma pásovými jednotkami [19]

U koncepce čtyř pásových jednotek je točivý moment rozdělen rovnoměrně na rozvodovky obou hnacích náprav a přiveden na kola pásových jednotek. Pásová jednotka se může kývat okolo hnacího kola a lépe kopírovat nerovnosti. Rovněž je umožněn výkyv každé jednotky nezávisle na sobě. Traktor Case IH QuadTrac umožňuje ještě vzájemné natočení předního a zadního rámu vůči sobě (Obr. 1.13).



Obr. 1.13 Traktor Case IH QuadTrac se čtyřmi pásovými jednotkami [20]

Nevýhodou pásového podvozku jsou vyšší náklady na údržbu, neboť při práci v terénu, především při otáčení traktoru na souvrati, dochází k vnikání prachových částic mezi napínací a vodící prvky, které se více opotřebovávají nebo dokonce zadírají.



Řízení pásového podvozku je realizováno pomocí hydromechanického diferenciálního převodu. Systém řízení umožňuje plynulou změnu rychlosti jednotlivých pásů, a tím i plynulou změnu směru jízdy traktoru. Převod zajišťuje také otáčení traktoru na místě pohybem pásů v opačném smyslu. [1]

1.3.3 PNEUMATIKY

Pneumatiky jsou jednou z nejdůležitějších částí traktoru. Zajišťují spojení mezi traktorem a podložkou, přenášejí na podložku jeho hmotnost a hmotnost připojeného nářadí, hnací a brzdící momenty a boční síly. Pneumatiky dále ovlivňují jízdní komfort a odpružení traktoru.

Pro optimální jízdní vlastnosti a dlouhou životnost je důležité udržování předepsaného tlaku huštění. Pro zlepšení tahových vlastností se při práci na poli tlak v pneumatikách snižuje, aby se zvětšila styková plocha traktoru s podložkou, zlepšily tahové vlastnosti a zmenšil negativní dopad tíhy traktoru na půdu. Tlak však nesmí být snížen natolik, aby docházelo k protáčení pneumatiky na ráfku. Pokud se má traktor pohybovat opět po zpevněných komunikacích, tlak huštění by se měl zvýšit, aby se pneumatika nadměrně neopotřebovávala.

Výrobou pneumatik pro zemědělské stroje se zabývá hned několik světových výrobců, kteří se snaží neustálým vývojem dezénu a použitím nových materiálů dosáhnout co nejlepších vlastností tak, aby byly pneumatiky šetrné k půdě a zároveň zvyšovaly tahové parametry traktoru.

Jednu z technologických novinek představují pneumatiky Michelin Ultraflex. Tyto pneumatiky mají velmi pružné, ale odolné bočnice, mohou pracovat s menším tlakem nahuštění a přitom při jakékoliv pracovní rychlosti unést velmi vysoká zatížení. Pružná stavba kostry pneumatiky umožňuje větší plochu stopy a průjezd s kolejiemi o menší hloubce (Obr. 1.14).

Díky větší stykové ploše se zlepšují záběrové vlastnosti pneumatiky a tlak zátěže je rozložen rovnoměrněji, čímž je významnou měrou přispěno ke snižování zhutňování půdy. Pro traktory jsou tyto pneumatiky dodávány ve dvou verzích podle výkonnosti traktoru – Xeobib pro traktory s výkonem do 220 koní a Axiobib pro traktory s výkonem vyšším. Pneumatiky s obdobnými vlastnostmi nabízí i firma Mitas (SFT – Super Flexion Tyre).



Obr. 1.14 Stav půdy po projetí traktoru se standardní pneumatikou a s pneumatikou s technologií Ultraflex [21- vlastní zpracování]

1.3.4 PÁSY

Pásky podvozku mohou být poháněny třením mezi pásem a hnacím kolem nebo pomocí pryžových bloků, které zapadají do výřezů v hnacím kole (Obr 1.15). Dochází-li k přenosu hnacího momentu pomocí tření, hnací kolo má velký průměr, aby byla třecí plocha co největší a přenos hnacího momentu účinnější.



Obr. 1.15 Hnací kola pásového podvozku pro přenos hnací síly třením a prostřednictvím pryžových bloků [23,24 – vlastní zpracování]



Pásky se vyrábějí z pryže a ocelových vláken v různých šířkách. Pás by měl mít po celé své délce stejné vlastnosti, vysokou pevnost v tahu, měl by být odolný proti proražení a jeho délka by se neměla výrazně měnit. Optimální napnutí pásu je zajišťováno napínacím mechanismem v pásové jednotce traktoru. Vnější strana pásu je opatřena šípovým dezénem, na vnitřní straně mohou být pryžové bloky, jimiž je přenášena hnací síla, zlepšují vedení pásu a zabráňují bočnímu posuvu pásu.

1.4 MECHANIKA TRAKTORŮ [1]

Točivý moment motoru vyvolává na obvodu hnacích kol traktoru hnací sílu motoru danou vztahem:

$$F_{hm} = \frac{M_t \cdot i_c \cdot \eta_m}{r_d} \quad [N]. \quad (1.1)$$

M_t točivý moment motoru [Nm]

i_c celkový převodový poměr [-]

η_m mechanická účinnost [-]

r_d dynamický poloměr kola [m]

Hnací síla motoru vyvolává na podložce reakci – hnací sílu, která posunuje traktor dopředu a je dána součinem tíhy traktoru a součinitele záběru, tedy:

$$F_h = \mu \cdot G_t \quad [N]. \quad (1.2)$$

G_t tíha traktoru [N]

μ součinitel záběru [-]

Součinitel záběru je charakteristikou povrchu, po němž se traktor pohybuje a vyjadřuje dokonalost styku kola s podložkou.

Hnací síla musí překonávat všechny odpory, které působí proti pohybu traktoru. Zdrojem odporů je sám traktor, prostředí, v němž se pohybuje, reakce pracovního nářadí a také reakce zpracovávané hmoty. [1]

Odpory proti pohybu mohou být ztrátové (síla odporu valení F_v , síla odporu vzduchu F_w), spotřebované (síla na překonání stoupání F_s , setrvačná síla vznikající při nerovnoměrném pohybu F_a) a užitečné (tahová síla F_t). Silová bilance táhnoucího traktoru je dána následujícím vztahem:

$$F_h = F_v + F_w + F_s \pm F_a + F_t \quad [N]. \quad (1.3)$$

Poněvadž se předpokládá pohyb traktoru na poli, kde jsou rychlosti pro tahové práce nízké, je možné považovat sílu odporu vzduchu za nepodstatnou (při rychlostech menších než 9 m/s nemá příliš velký vliv).



Bude-li dále předpokládán rovnoměrný pohyb traktoru po rovině, vztah 1.3 se zjednoduší na vztah:

$$F_h = F_v + F_t \quad [N]. \quad (1.4)$$

Síla odporu valení je při tahové síle, působící rovnoběžně s podložkou, dána tíhou traktoru a součinitelem odporu valení podle vztahu:

$$F_v = f \cdot G_t \quad [N]. \quad (1.5)$$

f součinitel odporu valení [-]

Je-li známa tíha traktoru, součinitel odporu valení a součinitel záběru, lze tyto hodnoty dosadit do vztahů 1.2 a 1.5 a tyto dosadit do vztahu 1.4. Z tohoto vztahu je pak možné vyjádřit tahovou sílu traktoru:

$$F_t = F_h - F_v = G_t(\mu - f) \quad [N]. \quad (1.6)$$

Při pohybu traktoru vytváří hnací kola v půdě smykové napětí τ , jehož směr je rovnoběžný s povrchem půdy a které závisí na druhu půdy, její vlhkosti a kontaktním tlaku mezi pneumatikami a půdou.

Půda je po stránce smykových vlastností definována kohezí c , úhlem vnitřního tření φ a průběhem poměru τ/τ_{max} jako funkce posuvu půd j , kde τ_{max} představuje smykovou pevnost půdy. [1]

Smyková pevnost půdy je charakteristická pro určitý druh a vlhkost půdy a vypočte se ze vztahu:

$$\tau_{max} = c + q \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad [Pa]. \quad (1.7)$$

c koheze (soudržnost) půdy [Pa]
 φ úhel vnitřního tření v půdě [°]
 q kontaktní tlak [Pa]

Charakteristikou pojezdového ústrojí je velikost dosedací plochy pneumatiky. Její velikostí je ovlivněno zhutňování půdy. Plocha otisku S_o je charakterizována jako plocha rovinná, omezená obrysem vtlačení vzhledem k povrchu půdy a vzniká tedy na podložkách s malou únosností. Na tuhé podložce má eliptický tvar. [1]

Smykovou pevnost půdy lze rovněž spočítat z maximální hnací síly na obvodu kola, kterou lze přenést z kol na podložku a plochy otisku podle vztahu:

$$\tau_{max} = \frac{F_{hmax}}{S_o} \quad [Pa]. \quad (1.8)$$

F_{hmax} maximální hnací síla, kterou lze přenést z kol na podložku [N]
 S_o plocha otisku pneumatiky [m²]



Poměr tíhové síly přenášené každou pneumatikou nebo pásem a plochy otisku je označován jako kontaktní tlak q . Standardně je uváděna střední hodnota kontaktního tlaku:

$$q_s = \frac{G_t}{S_o} \quad [Pa]. \quad (1.9)$$

Dosazením vztahů 1.8 a 1.9 do vztahu 1.7 a jeho úpravou se obdrží rovnice pro maximální hnací sílu v ploše styku, která vypadá následovně:

$$F_{h\max} = c \cdot S_o + G_t \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad [N]. \quad (1.10)$$

Vztahy 1.5 a 1.10 lze dosadit do vztahu 1.6 a tímto způsobem je pak získána rovnice pro tahovou sílu, tedy:

$$F_t = c \cdot S_o + G_t \cdot (\operatorname{tg} \varphi - f) \quad [N]. \quad (1.11)$$

Z předchozí rovnice je patrné, že velikost tahové síly ovlivňuje hned několik faktorů. Koheze půdy a úhel vnitřního tření v půdě jsou faktory, které nemůžeme ovlivnit, neboť jsou dány vlastnostmi půdy.

Součinitel valivého odporu lze snížit prostřednictvím snížení pojezdové rychlosti, zvýšení tlaku v pneumatice, použitím pneumatiky s větším průměrem, snížením prokluzu nebo pohybem traktoru po tuhé podložce.

Velmi dobře lze ale ovlivnit plochu otisku a tíhu traktoru. Zvětšením plochy otisku je dosaženo nižšího kontaktního tlaku na podložce a tím se snižuje i zhutňování půdy (vztah 1.9). Rovněž dojde k nárůstu hnací síly a tedy i síly tahové (vztah 1.10). Nárůstem tíhy traktoru se také dosáhne navýšení hnací a tahové síly, ale dojde k navýšení kontaktního tlaku, což je nežádoucí vzhledem k vlastnostem půdy. Také roste síla odporu valení. Plocha otisku a tíha traktoru se tedy vzájemně ovlivňují a mělo by docházet k jejich změnám současně, tzn. roste-li tíha traktoru, měla by se zvětšit plocha otisku.

1.5 TAHOVÉ VLASTNOSTI TRAKTORŮ [1]

Traktor je energetický prostředek, který je určený především pro tahové práce, proto jsou pro jeho provoz důležité tahové vlastnosti. Ucelený přehled tahových vlastností dává tahová charakteristika. [1]

Tahová charakteristika zobrazuje průběh tahového výkonu, prokluzu kol a měrné tahové spotřeby v závislosti na tahové síle. Při konstrukci tahové charakteristiky je zvykem vynášet hodnoty získané měřením při zařazení několika převodových stupňů a při dodržení stejných podmínek měření.

Obalovou křivkou tahových výkonů je potenciální tahový výkon P_p , který je maximálním tahovým výkonem, kterého může traktor na každou tahovou sílu při daných podmínkách práce vyvinout.



Možnost využití tohoto výkonu je dána typem převodovky. Traktor se stupňovitou převodovkou nevyužívá potenciální tahový výkon, který má k dispozici, neboť u převodovky s konečným počtem převodových stupňů dochází ke ztrátám. Převodovky s plynulou změnou převodových stupňů dovolují traktoru, aby se při práci pohyboval jeho tahový výkon po křivce potenciálního výkonu a traktor tak vždy pracoval s největší tahovou účinností.

Tahové zkoušky pobíhají podle předepsaných metodik na betonových drahách, drahách s živičným povrchem, na strništi po sklizni obilnin nebo na pozemcích pro setí. Pohybující se traktor je zatěžován vozidlem, které umožňuje nastavení požadované zatěžovací síly a její udržení po celou dobu měření. V případě polních zkoušek se pro vyvození brzdě síly používá jiný traktor.

Tahové zkoušky jsou standardní, měřené při konstantní velikosti zatížení zkoušeného vozidla nebo urychlené, měřené při měnící se velikosti zatížení. Poněvadž byly tahové vlastnosti měřeny při standardní zkoušce, bude v práci věnována pozornost nadále pouze jim.

Během měřeného úseku je s určitou vzorkovací frekvencí měřena velikost tahové síly. Pro vyhodnocení zkoušky se tyto hodnoty průměrují podle vztahu:

$$F_t = \frac{\int_0^{s_0} F_{t\theta} ds}{s_0} \quad [kN], \quad (1.12)$$

$F_{t\theta}$ okamžitá tahová síla [kN]
 s_0 dráha ujetá traktorem za dobu zkoušky [m]

Průměrná pojezdová rychlost v_p během měřeného úseku se určí z dráhy ujeté traktorem za dobu zkoušky a času potřebného pro projetí měřeným úsekem:

$$v_p = \frac{s_0}{t} \quad [m \cdot s^{-1}]. \quad (1.13)$$

t čas potřebný na průjezd měřicím úsekem [s]

V dalším textu bude průměrná pojezdová rychlost značena jako v_{skut} .

Velikost tahového výkonu se vypočte z tahové síly a pojezdové rychlosti:

$$P_t = F_t \cdot v_{skut} \quad [kW]. \quad (1.14)$$

Při tahových zkouškách se dále sleduje hodinová spotřeba paliva:

$$M_{pht} = \frac{V_p \cdot \rho_p}{t} \cdot 3,6 \quad [kg \cdot h^{-1}]. \quad (1.15)$$

ρ_p hustota paliva [kg.l⁻¹]
 V_p objem paliva spotřebovaný při průjezdu měřeným úsekem [ml]



Z hodinové spotřeby je počítána měrná tahová spotřeba paliva podle vztahu:

$$m_{pt} = \frac{M_{ph}}{P_t} \cdot 10^3 \quad [g \cdot kW^{-1} h^{-1}]. \quad (1.16)$$

Prokluz se stanoví z pojezdové rychlosti v_{skut} , měřené obvykle přes sběrnici CAN – Bus nebo GPS snímač a teoretické rychlosti v_{teor} , která je získávána z počtu otáček hnacích kol. Vztah pro výpočet prokluzu vypadá následovně:

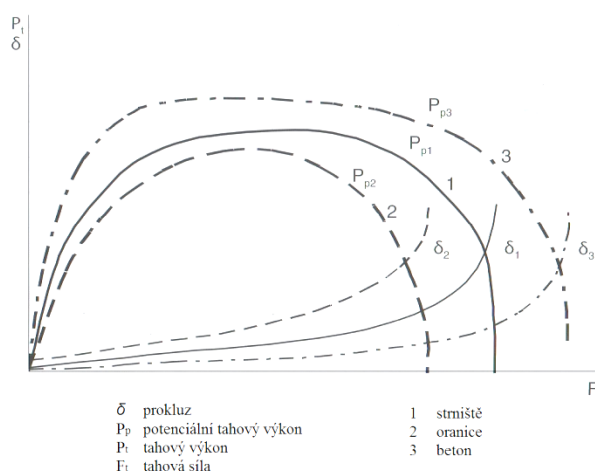
$$\delta = 1 - \frac{v_{skut}}{v_{teor}} \quad [-]. \quad (1.17)$$

Veličinou, vyjadřující kvalitu přenosu výkonu motoru na podložku, je tahová účinnost stanovená podle vztahu:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{e\max}} \cdot 100 \quad [\%]. \quad (1.18)$$

$P_{e\max}$ maximální efektivní výkon motoru [kW]

Traktory se během svého užívání pohybují po různých druzích povrchů. Rozdílné vlastnosti povrchů ovlivňují tahovou sílu, tahový výkon, prokluz a valivý odpor. K ilustraci změn tahových vlastností slouží Obr. 1.16, na němž je vyobrazena potenciální charakteristika pro strniště, oranici a betonovou vozovku.



Obr. 1.16 Vliv podložky na potenciální charakteristiku [1 – vlastní zpracování]

Menším prokluzem a valivým odporem na betonové vozovce je dosahováno nejvyšší tahové síly i tahového výkonu. Pokud je ale půda rozoraná, zvyšuje se prokluz a tím se snižuje tahová síla i tahový výkon. Tahový výkon a také tahová síla, dosahovaná na strništi, jsou do značné míry ovlivněny půdním druhem, předchozím zpracováním půdy a především vlhkostí. [1]



2 CHARAKTERISTIKA TRAKTORŮ

John Deere je známým výrobcem zemědělské techniky, ale i stavebních strojů a komunální techniky. V jejich nabídce lze nalézt několik řad traktorů, lišících se především svými výkony. Traktory vyšších výkonových tříd jsou nabízeny v kolové i v pásové variantě. Traktory řady 8, použité pro hodnocení vlivu podvozku na energetické a výkonnostní parametry traktorů, patří k jedněm z nejvýkonnějších.

Pro tahové zkoušky byly použity dva traktory vybavené shodným motorem a převodovkou, a sice kolový traktor John Deere 8320R a pásový traktor John Deere 8320RT (Obr. 2.1). Základní technické údaje obou traktorů jsou uvedeny v příloze č. 1.



Obr. 2.1 Traktory John Deere 8320R a John Deere 8320RT [6]



3 METODIKY MĚŘENÍ A VÝPOČTOVÉ VZTAHY

V této kapitole jsou popsány metodiky měření laboratorních a terénních zkoušek traktorů JD 8320R a JD 8320RT. Nejprve byla měřena jmenovitá otáčková charakteristika motorů na traktorové zkušebně Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně, poté proběhly terénní zkoušky, při nichž byly měřeny tahové vlastnosti traktorů a výkonostně-energetické ukazatele traktorů v agregaci s kombinovaným kypřičem.

3.1 MĚŘENÍ JMENOVITÉ OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY

Cílem laboratorních zkoušek bylo stanovení základních parametrů motorů obou traktorů změřením jmenovité otáčkové charakteristiky bez navýšení výkonu. Stanovení parametrů motoru bylo důležité pro navazující terénní zkoušky, kde bylo nutné vyloučit vliv případného rozdílu ve výkonu motoru. Při všech zkouškách byly dodržovány všeobecné požadavky dané normou ČSN ISO 789-1. Měřené údaje byly snímány s frekvencí 18 Hz a ukládány do paměti měřicího počítače.

Jmenovitá otáčková charakteristika byla měřena přes vývodový hřídel traktoru, při plné dodávce paliva (Obr. 3.1 a 3.2). V převodovce vývodového hřídele traktoru byl nastaven převod pro 1000 otáček za minutu. Vlastní měření jmenovité charakteristiky traktorového motoru probíhalo staticky, při ustálených režimech.



Obr. 3.1 Měření parametrů motoru traktoru John Deere 8320R přes vývodový hřídel na traktorové zkušebně [6]



Obr. 3.2 Měření parametrů motoru traktoru John Deere 8320RT přes vývodový hřídel na traktorové zkušebně [6]

Po zatížení na určený bod proběhlo nejprve ustálení parametrů motoru a následně byl proveden záznam měřených dat a výpočet průměrných hodnot. Celá zkouška probíhala zcela automaticky. S měřením točivého momentu motoru a otáček vývodového hřídele byla současně měřena hodinová spotřeba paliva, teplota nasávaného vzduchu, teplota plnicího vzduchu, teplota mazacího oleje, teplota chladicí kapaliny a teplota výfukových plynů. Souběžně s daty ze snímačů zkušebny byly snímány údaje z datové sběrnice CAN - Bus. Ze sběrnice byly snímány a ukládány k dalšímu zpracování především teploty provozních kapalin, hodinová spotřeba paliva a další hodnoty. [6]

Točivý moment motoru byl měřen pomocí vířivého dynamometru VD 500 připojeného k zadnímu vývodovému hřídeli traktoru přes kloubový hřídel (Obr. 3.3). Dynamometr byl regulován pomocí řídicího počítače zkušebny, jímž byly snímány i údaje z dynamometru. Otáčky dynamometru byly měřeny snímačem, který je součástí dynamometru.

Spotřeba paliva byla měřena pomocí dvou hmotnostních průtokoměrů, jedním byla měřena hmotnost paliva jdoucí do čerpadla a druhým hmotnost paliva jdoucí z něj (Obr. 3.4).



Obr. 3.3 Dynamometr VD 500 připojený k vývodovému hřídeli traktoru [6]



Obr. 3.4 Hmotnostní průtokoměry pro měření spotřeby paliva [6]

Výkon motoru byl stanoven podle vztahu:

$$P = \frac{M_t \cdot \pi \cdot n}{30} \quad [W]. \quad (3.1)$$

M_t točivý moment motoru [Nm]
 n otáčky motoru [min^{-1}]

Hodinová hmotnostní spotřeba paliva byla stanovena podle vztahu:

$$M_{ph} = V_{ph} \cdot \rho_p \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]. \quad (3.2)$$

ρ_p hustota paliva [$\text{kg} \cdot \text{l}^{-1}$],
 V_{ph} hodinová objemová spotřeba paliva proudícího průtokoměry [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$].



Měrná spotřeba paliva byla počítána podle vztahu:

$$m_p = \frac{M_{ph}}{P} \cdot 10^3 \quad [g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]. \quad (3.3)$$

Další důležitou charakteristikou motoru je převýšení točivého momentu, které bylo stanoveno podle vztahu:

$$\Delta M_t = \frac{M_{tmax} - M_{tj}}{M_{tj}} \cdot 100 \quad [\%]. \quad (3.4)$$

M_{tmax} maximální točivý moment motoru [Nm],

M_{tj} točivý moment odpovídající jmenovitým otáčkám [Nm].

Převýšení točivého momentu motoru udává, v jakém rozsahu otáček motoru bude jeho výkon téměř konstantní. V oblasti maximálního točivého momentu je dosahováno nejnižší měrné spotřeby paliva, ale otáčky motoru jsou nízké a běžně by tento pokles otáček měl za následek i pokles výkonu. Vysokou hodnotou převýšení je však dosaženo téměř neměnné hodnoty výkonu motoru mezi otáčkami jmenovitými a otáčkami odpovídajícími maximálnímu točivému momentu. Motor tak může pracovat se stejným výkonem i v oblasti nízké spotřeby paliva a provoz traktoru je tak ekonomičtější.

V souvislosti s převýšením točivého momentu se určuje ještě pokles otáček pomocí vztahu:

$$\Delta n = \frac{n_j - n_{Mtmax}}{n_j} \cdot 100 \quad [\%]. \quad (3.5)$$

n_j jmenovité otáčky [min^{-1}],

n_{Mtmax} otáčky odpovídající maximálnímu točivému momentu [min^{-1}].

3.2 MĚŘENÍ TAHOVÉ CHARAKTERISTIKY

Cílem tahových zkoušek bylo změřit vliv konstrukce podvozku traktoru na průběh tahových charakteristik. Měření tahových vlastností vybraných převodových stupňů bylo provedeno se standardním závažím vpředu 1 000 kg u obou traktorů a u kolového traktoru maximálním možným závažím na zadních kolech 925 kg.

Tahové zkoušky proběhly na rovném úseku pozemku „Za Mariňákem“ v katastru obce Vrbovec. Na povrchu půdy bylo strniště po sklizni hrachu s odstraněnou slámou. Na rovném úseku pozemku byl vyměřen 50-ti metrový úsek, na kterém bylo prováděno měření tahových vlastností obou testovaných traktorů.

Zkoušené převodové stupně byly zvoleny stejné (5, 7, 9, 11) a u pásového traktoru také převodový stupeň 12. Na každý uvedený převodový stupeň byl proveden větší počet měření, s cílem vykreslit co nejpřesněji charakteristický průběh tahového výkonu. Každé z měření probíhalo s konstantní brzdou silou (tahovou silou), která se postupně při dalším měření zvyšovala, aby bylo možné vykreslit celý průběh tahového výkonu.



Tahová síla byla v měřicím úseku udržována konstantní, pomocí připojeného traktoru. Jako brzdné vozidlo pro kolový traktor byl použit traktor pásový (Obr. 3.5). Pásový traktor byl při zkouškách brzděn dvěma kolovými traktory. Měřený a brzdící traktor byly spojeny ocelovým lanem s vloženým tenzometrickým snímačem síly (Obr. 3.6).

Měření probíhalo v jednom směru jízdy. Před počátkem měřicího úseku traktor ujel dostatečně dlouhou dráhu pro dosažení požadované rychlosti a ustálení měřených parametrů. Kromě tahové síly byla měřena současně další data z interních a externích snímačů doplněných na traktoru pro potřeby tahových zkoušek.



Obr. 3.5 Měření tahových charakteristik traktoru John Deere 8320R [6]



Obr. 3.6 Tenzometrický snímač [6]

Data z interních snímačů byla získána připojením na datovou sběrnici CAN-Bus, ze které byla ukládána do paměti měřicího počítače s frekvencí 20 Hz. Jednalo se např. o hodinovou spotřebu paliva, otáčky motoru, teoretickou a skutečnou rychlost, teploty provozních náplní atd. [6]

Z teoretické rychlosti a skutečné rychlosti byl vypočten prokluz kol či pásů podle vztahu:

$$\delta = 1 - \frac{v_{skut}}{v_{teor}} \cdot 100 \quad [\%]. \quad (3.6)$$

Z tahové síly a skutečné rychlosti byl vypočten tahový výkon (vztah 1.14), z hodinové spotřeby paliva a tahového výkonu byla vypočtena měrná tahová spotřeba (vztah 1.16).

Externí snímače tvořily GPS přijímač (Obr. 3.7), jímž byla souprava lokalizována a kontrolována skutečná rychlost a optický snímač (Obr. 3.7), jímž byl snímán počátek a konec měřicího úseku. Odrazovou plochu tvořily páry dopravních značení na začátku a konci vyměřeného úseku.



Obr. 3.7 GPS přijímač a optický snímač pro snímání počátku a konce měřeného úseku [6]



3.3 MĚŘENÍ TRAKTORŮ V AGREGACI S KOMBINOVANÝM KYPŘIČEM

V terénu byly dále měřeny výkonnostně-energetické ukazatele zkoušených traktorů v agregaci s kombinovaným kypřičem Köckerling Vector 800 (Obr. 3.8 a 3.9), jehož základní technické parametry jsou uvedeny v Tab. 3.1. Měření obou traktorů probíhala opět na pozemku v katastru obce Vrbovec.



Obr. 3.8 Kombinovaný kypřič Köckerling Vector 800 [6]

Tab. 3.1 Základní technické parametry radličkového kypřiče Köckerling Vector 800 [6]

rok výroby	2008
šířka záběru	8 000 mm
transportní šířka	3 000 mm
celková délka	9 200 mm
potřebný výkon	min. 330 koní
hmotnost	8 450 kg
výška rámu	850 mm



Obr. 3.9 Traktory John Deere v agregaci s kombinovaným kypřičem [6]

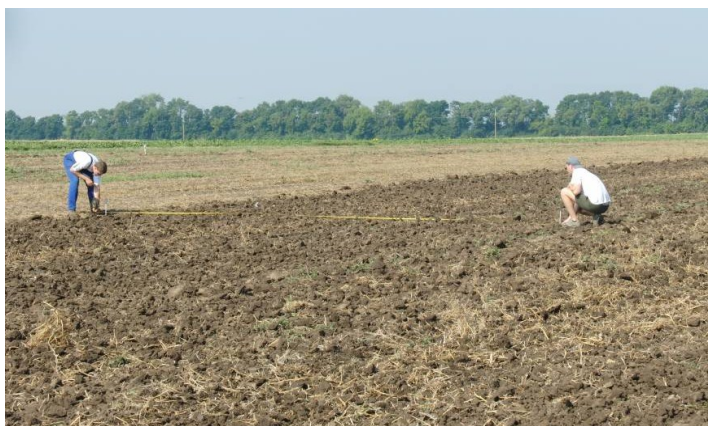


Na pozemku byla vytyčena zkušební parcela. Délka měřeného úseku se pohybovala v rozmezí od 346,5 m do 380 m. Tyto naměřené údaje byly pouze orientační, přesně ujetá dráha soupravy se vypočítávala pomocí GPS přijímače umístěného na kabině traktoru.

Při práci soupravy na pozemku, byl k síti CAN-Bus traktoru připojen měřicí počítač, do kterého se ukládala mimo již zmíněnou ujetou dráhu další potřebná data. Jednalo se zejména o průměrné otáčky motoru, operativní čas, hodinovou spotřebu, skutečnou rychlost traktoru (měřenou pomocí radaru, který byl součástí výbavy traktoru) a rychlost teoretickou (získanou ze snímačů otáček kol) pro výpočet prokluz kol či pásu. Současně byly zaznamenávány ještě další veličiny: teploty chladicí kapaliny, oleje, nasávaného vzduchu, tlak mazacího oleje v motoru, otáčky ventilátoru chlazení atd.

Při zkouškách každé soupravy byla provedena tři měření, při nichž byl motor příslušného traktoru udržován v otáčkách, kdy má maximální výkon, tedy v oblasti otáček 1950 min^{-1} .

Každé měření sestávalo ze tří jízd po parcele s dvěma obrátkami na souvrati. Šířka zpracované půdy byla po jednom přejezdu soupravy po parcele 7,88 m (Obr. 3.10). Hloubka kypřiče byla nastavena na 19 cm. Skutečná pracovní hloubka byla 16 cm. V průběhu měření byla skutečná pracovní hloubka několikrát měřena (Obr. 3.11). [6]



Obr. 3.10 Kontrola pracovního záběru kypřiče [6]



Obr. 3.11 Měření pracovní hloubky kypřiče a skutečné pracovní hloubky [6]



Během jízdy soupravy byl měřen celkový čas na zkypření vytyčeného úseku parcely (operativní čas) a celkový čas otáčení na souvrati (vedlejší čas). Z těchto hodnot byl počítán čas kypření (hlavní čas), který je dán vztahem:

$$T_h = T_o - T_v \quad [s]. \quad (3.7)$$

T_o operativní čas [s]
 T_v vedlejší čas [s]

Pomocí celkového záběru kypřiče a ujeté dráhy byla spočítána celková zkypřená plocha během jednoho měření. Ze zkypřené plochy a hlavního času byla počítána efektivní výkonnost podle vztahu:

$$W_{ef} = \frac{S}{T_h} \cdot 3600 \quad [ha \cdot h^{-1}]. \quad (3.8)$$

S celková zkypřená plocha [ha]

Z hodinové spotřeby nafty, doby kypření a zkypřené plochy byla vypočítána efektivní hektarová spotřeba nafty dle vztahu:

$$Q_h = \frac{Q_{hl} \cdot T_h}{3,6 \cdot S} \cdot 10^{-3} \quad [l \cdot ha^{-1}]. \quad (3.9)$$

Q_{hl} hodinová spotřeba nafty [$l \cdot h^{-1}$]

Měrná efektivní spotřeba nafty na metr krychlový zpracované půdy je pro vyloučení vlivu časových ztrát na souvrati stanovena z efektivní hektarové spotřeby nafty a hloubky kypření na základě následujícího vztahu:

$$Q_m = \frac{Q_h}{h} \cdot 10 \quad [ml \cdot m^{-3}]. \quad (3.10)$$

h hloubka kypření [m]

Velikost prokluzu byla vypočtena ze skutečné rychlosti a rychlosti teoretické podle vztahu 3.6 uvedeného v kapitole 3.2.

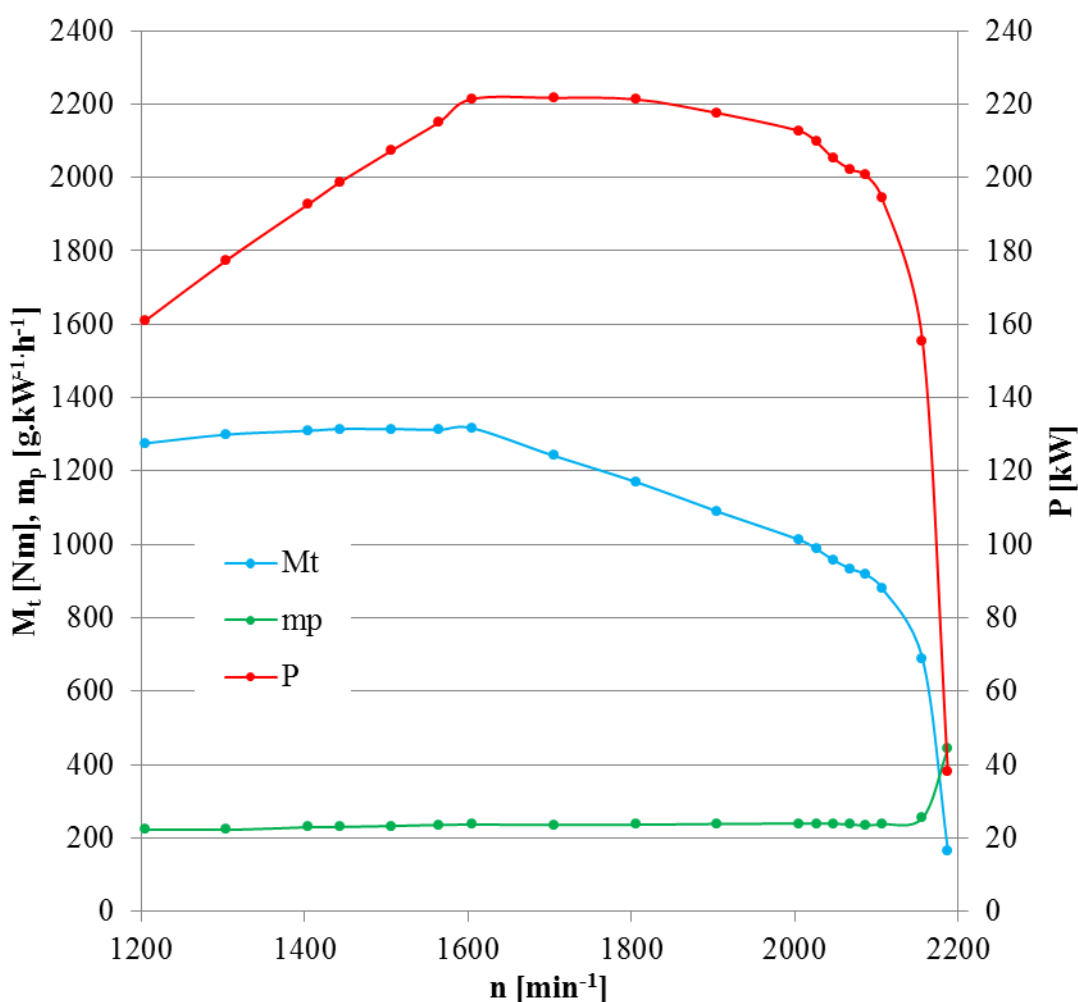


4 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ JMENOVITÉ OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY TRAKTORŮ

V této kapitole jsou uvedeny a vyhodnoceny výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky proběhlého na traktorové zkušebně Ústavu techniky a automobilové dopravy Mendelovy univerzity v Brně podle metodiky pospané v kapitole 3.1. Nejprve jsou měření obou traktorů vyhodnocena zvlášť, v závěru kapitoly jsou porovnána.

4.1 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TRAKTORU JD 8320R

Výsledky měření a vypočtené hodnoty pro vykreslení jmenovité otáčkové charakteristiky kolového traktoru jsou uvedeny v příloze č. 2, jmenovitá otáčková charakteristika je pak vykreslena na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Jmenovitá otáčková charakteristika motoru traktoru JD 8320R

Z uvedených charakteristik motoru kolového traktoru je patrné, že v otáčkách v rozmezí $1\,600 - 2\,000 \text{ min}^{-1}$ je výkon motoru téměř konstantní, přičemž jeho nejvyšší hodnoty, tedy $221,7 \text{ kW}$, bylo dosaženo při otáčkách $1\,705 \text{ min}^{-1}$. Maximálního točivého momentu $1\,317,2 \text{ Nm}$ dosahuje motor v otáčkách $1\,605 \text{ min}^{-1}$. Převýšení točivého momentu měřeného motoru, stanovené podle vztahu 3.4, je 49 % při poklesu otáček 24 %, vypočtených

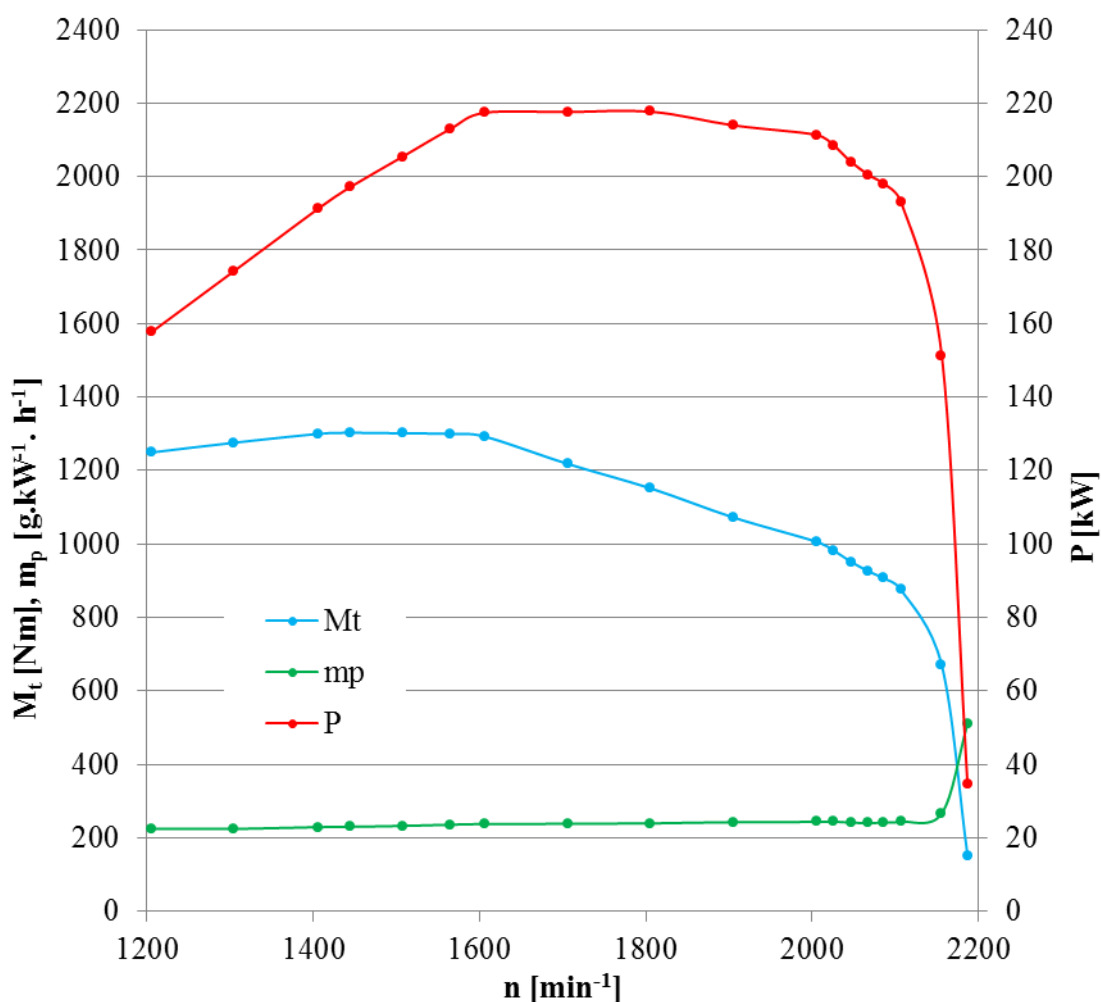


ze vztahu 3.5. Nejnižší zjištěnou hodnotou měrné spotřeby paliva je $222,7 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ získanou při otáčkách $1\,304 \text{ min}^{-1}$.

4.2 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TRAKTORU JD 8320RT

Výsledky měření a vypočtené hodnoty pro vykreslení jmenovité otáčkové charakteristiky pásového traktoru jsou uvedeny v příloze č. 3. Do Obr. 4.2 byla vykreslena jmenovitá otáčková charakteristika.

V průběhu výkonu, získaného při měření jmenovité charakteristiky motoru pásového traktoru, se opět vyskytuje oblast přibližně konstantního výkonu v rozmezí otáček $1\,600 - 2\,050 \text{ min}^{-1}$. Nejvyšší hodnota výkonu je $217,7 \text{ kW}$ a byla naměřena při otáčkách $1\,806 \text{ min}^{-1}$. Maximálního točivého momentu $1\,303 \text{ Nm}$ dosahoval motor v otáčkách $1\,444 \text{ min}^{-1}$. Motor disponuje převýšením točivého momentu o velikosti 48% při poklesu otáček 24% . Nejnižší zjištěnou hodnotou měrné spotřeby paliva je $224,8 \text{ g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ získanou při otáčkách $1\,304 \text{ min}^{-1}$.

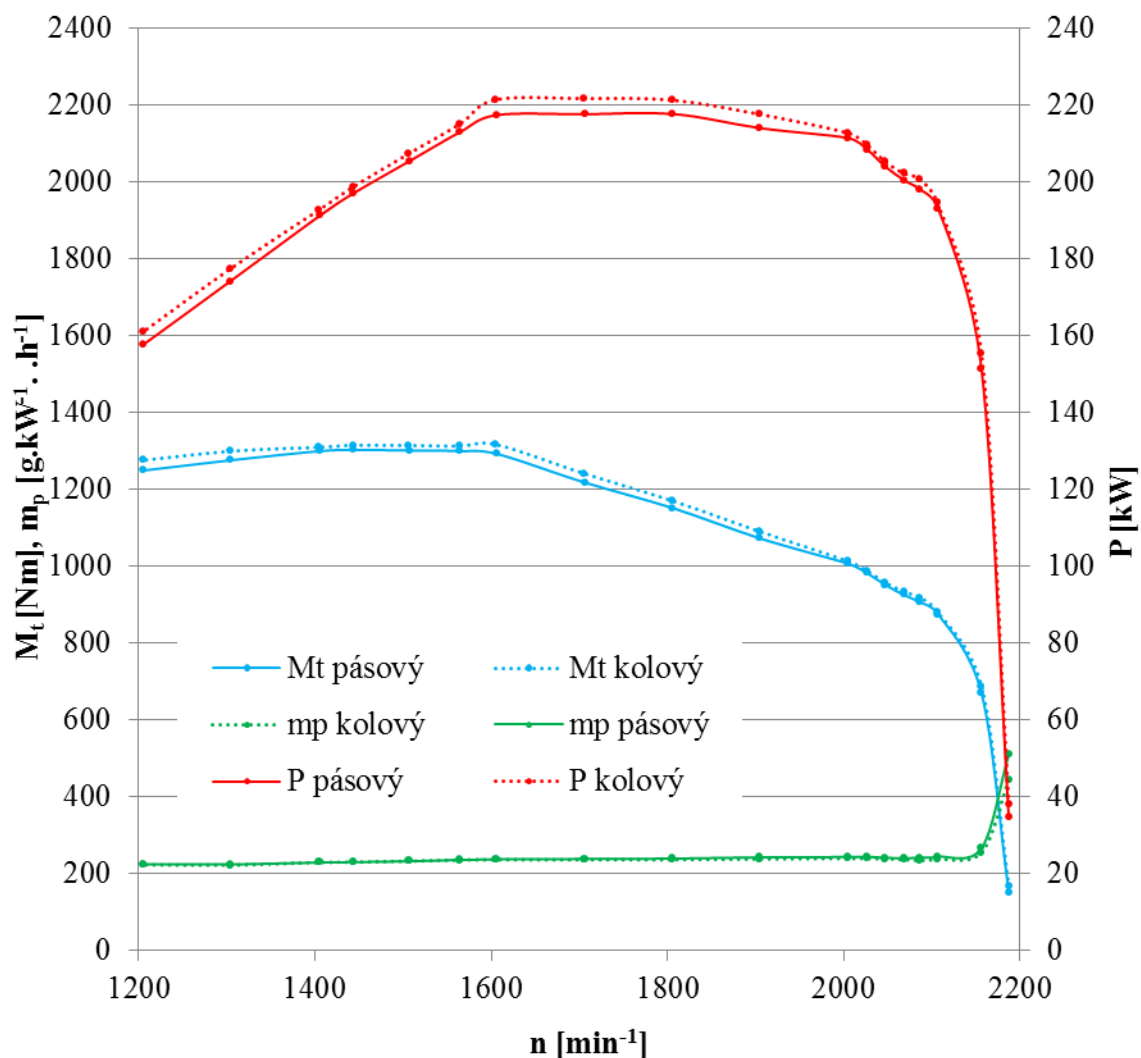


Obr. 4.2 Jmenovitá otáčková charakteristika motoru traktoru JD 8320RT



4.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ KOLOVÉHO A PÁSOVÉHO TRAKTORU

Pro porovnání obou motorů byly do Obr. 4.3 vykresleny obě jmenovité otáčkové charakteristiky. V průbězích všech tří sledovaných veličin jsou mezi oběma motory jen nepatrné rozdíly. Maximální rozdíl mezi naměřenými výkony a točivými momenty je 2%. Tuto odchylku je možné připsat nepřesnosti použitých zařízení a snímačů. Z minimálního rozdílu tedy lze usoudit, že oba motory mají stejné parametry.



Obr. 4.3 Jmenovité otáčkové charakteristiky motorů traktorů JD 8320R a JD 8320RT



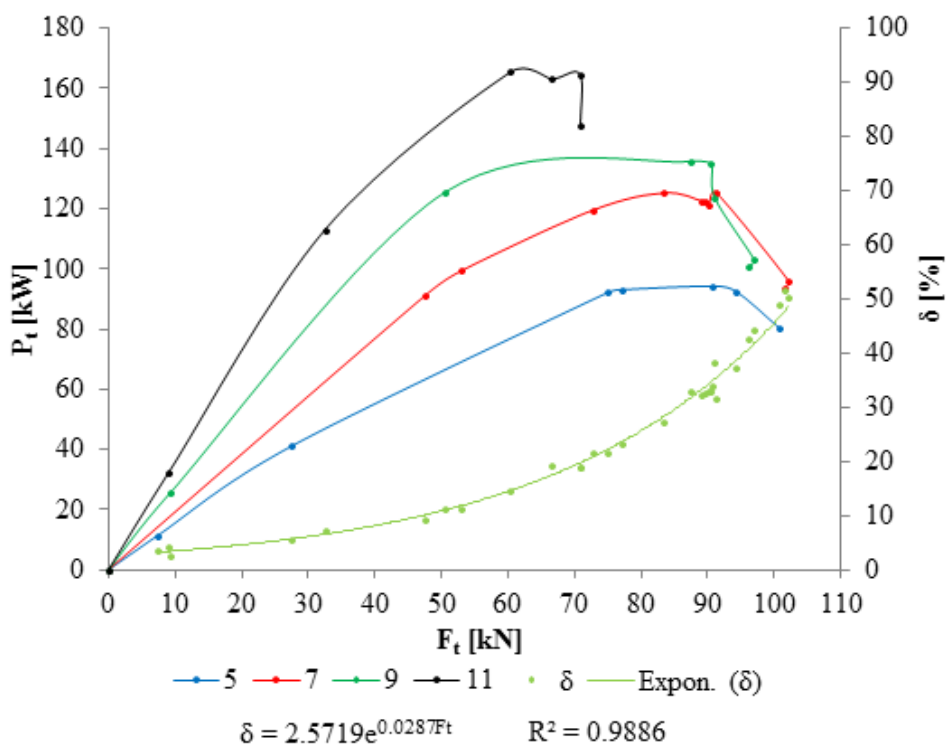
5 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORŮ

V této kapitole jsou uvedeny a vyhodnoceny výsledky měření tahových vlastností traktorů proběhlých v terénu, provedené podle metodiky popsané v kapitole 3.2. Nejprve jsou vyhodnoceny tahové vlastnosti obou traktorů zvlášť, v závěru této kapitoly jsou jejich tahové vlastnosti porovnány.

S kolovým traktorem byly provedeny dvě série měření pro různá nahuštění pneumatik na obou nápravách. Se standardně nahuštěnými pneumatikami (přední pneumatiky: 1,6 bar, zadní pneumatiky: 1,4 bar) bylo provedeno 30 měření na převodové stupně 5, 7, 9, 11. S traktorem s pneumatikami nahuštěnými na nižší tlak (přední pneumatiky: 1,2 bar, zadní pneumatiky: 1,0 bar) bylo provedeno 20 měření na převodové stupně 5, 7, 9. S pásovým traktorem bylo provedeno 36 měření na převodové stupně 5, 7, 9, 11 a převodový stupeň 12.

5.1 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320R

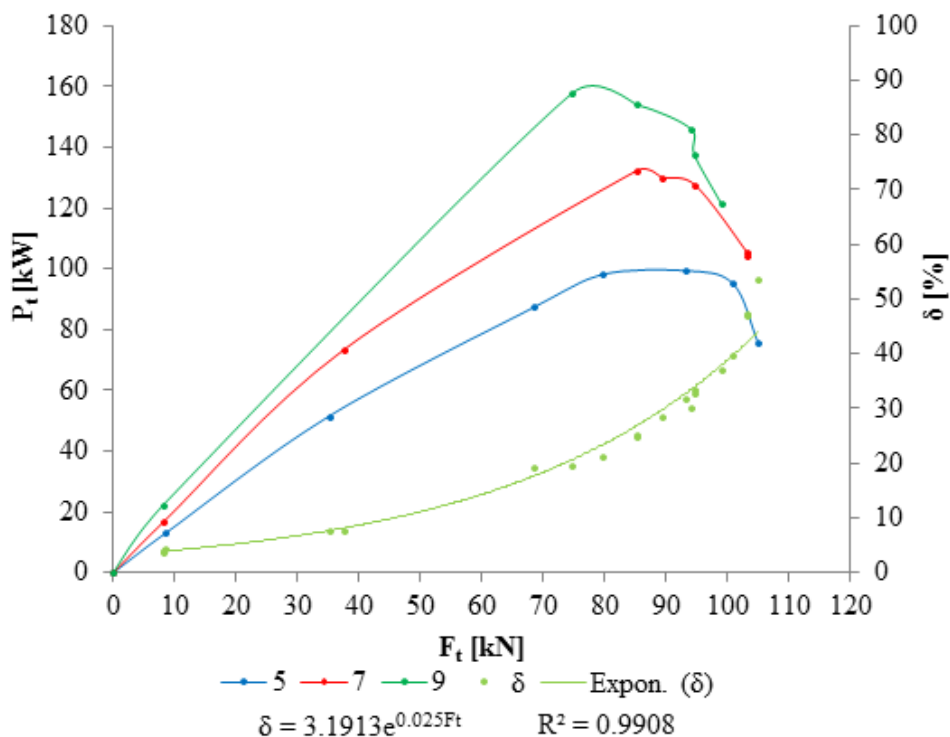
Výsledky měření tahových vlastností a vypočtené hodnoty pro kolový traktor jsou uvedeny v přílohách č. 4 a č. 5. Z naměřených a vypočtených hodnot byla pro obě nahuštění vykreslena tahová charakteristika (Obr. 5.1 a 5.2). Hodnoty prokluzů byly proloženy exponenciální funkcí s rovnicí uvedenou v obrázcích. Poněvadž je hodnota spolehlivosti funkce v obou případech blízká jedné, lze konstatovat, že zvolená funkce velmi dobře koresponduje s daty vyneseny v charakteristice.



Obr. 5.1 Tahová charakteristika traktoru JD 8320R se standardním tlakem v pneumatikách (1,6 bar na přední nápravě, 1,4 bar na zadní nápravě)



V případě kolového traktoru se standardně nahuštěnými pneumatikami (tahová charakteristika na Obr. 5.1) bylo dosaženo největšího tahového výkonu 165,5 kW na 11. převodový stupeň při tahové síle 60,4 kN, prokluzu 14,5 % a měrné tahové spotřebě 320,9 g.kW⁻¹.h⁻¹. Největší tahové síly 102,2 kN dosáhl traktor na 7. převodový stupeň při tahovém výkonu 95,9 kW, prokluzu 50,3 % a měrné tahové spotřebě 548,3 g.kW⁻¹.h⁻¹.

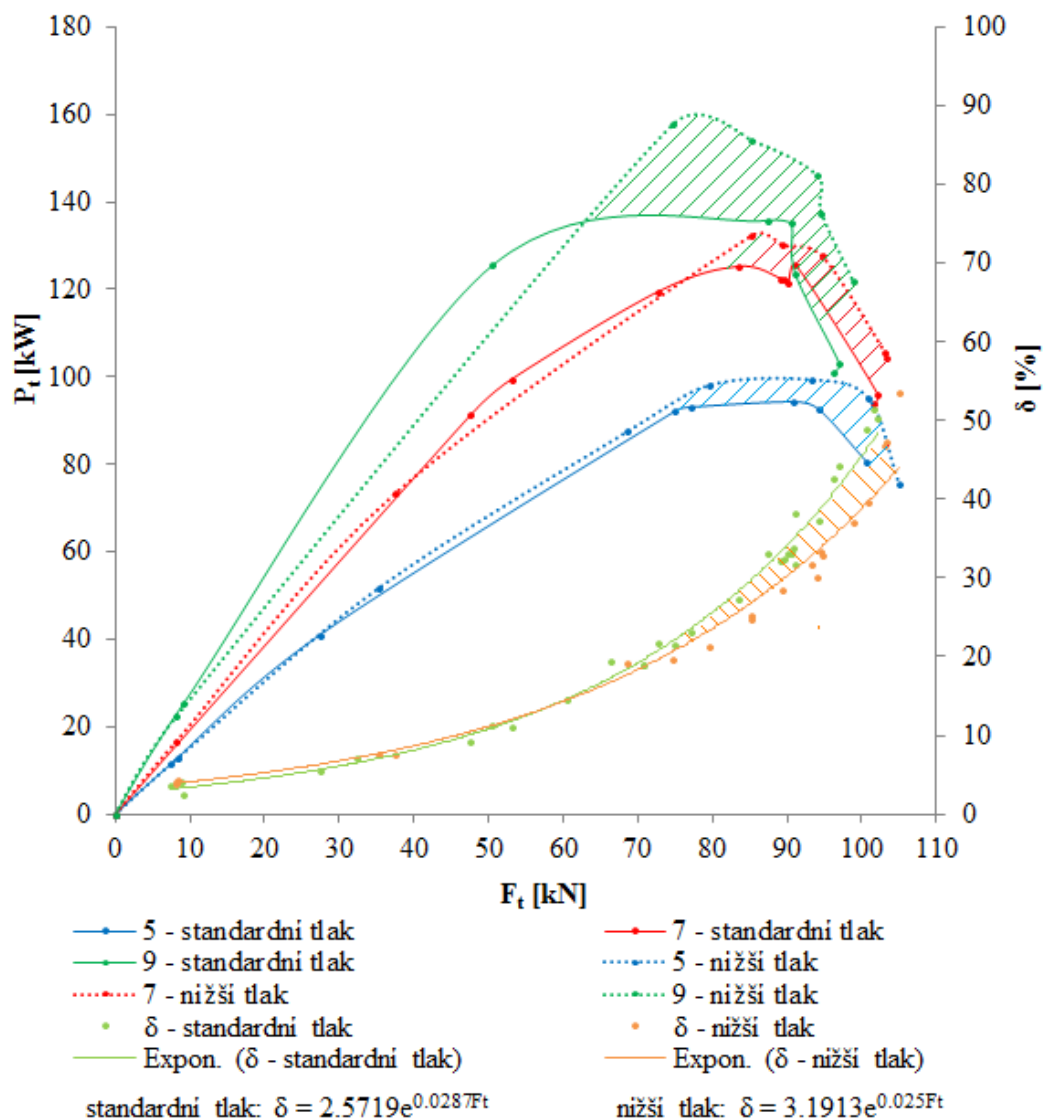


Obr. 5.2 Tahová charakteristika traktoru JD 8320R s nižším tlakem v pneumatikách (1,2 bar na přední nápravě, 1,0 bar na zadní nápravě)

V případě kolového traktoru s nižším tlakem v pneumatikách bylo dle tahové charakteristiky vykreslené na Obr. 5.2 dosaženo největšího tahového výkonu 157,8 kW na 9. převodový stupeň při tahové síle 74,7 kN, prokluzu 19,7 % a měrné tahové spotřebě 323,6 g.kW⁻¹.h⁻¹. Největší tahové síly 105 kN pak bylo dosaženo na 5. převodový stupeň za tahového výkonu 75,5 kW, prokluzu 53,6 % a měrné tahové spotřebě 610,4 g.kW⁻¹.h⁻¹.

Z důvodu porovnání výsledků měření kolového traktoru byly obě výše uvedené tahové charakteristiky vykresleny do společné tahové charakteristiky (Obr. 5.3) pro převodové stupně 5, 7 a 9.

K porovnání tahových vlastností byl vybrán 9. převodový stupeň, při němž dosáhl traktor se standardně nahuštěnými pneumatikami maximálního tahového výkonu 135,8 kW při tahové síle 87,5 kN, prokluzu 33,1 % a měrné tahové spotřebě 388,8 g.kW⁻¹.h⁻¹. Traktor s méně nahuštěnými pneumatikami dosáhl maximálního tahového výkonu 157,8 kW při tahové síle 74,7 kN, prokluzu 19,7 % a měrné tahové spotřebě 323,6 g.kW⁻¹.h⁻¹.



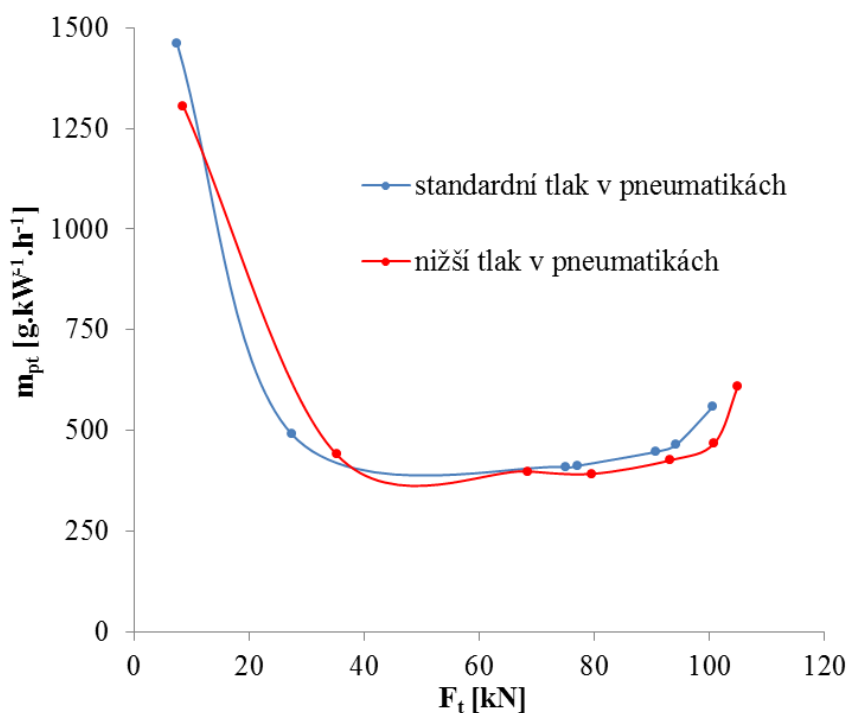
Obr. 5.3 Tahové charakteristiky traktoru JD 8320R se standardním tlakem v pneumatikách (1,6 bar na přední nápravě, 1,4 bar na zadní nápravě) a s nižším tlakem v pneumatikách (1,2 bar na přední nápravě, 1,0 bar na zadní nápravě)

U traktoru s podhuštěnými pneumatikami došlo k nárůstu tahového výkonu o 16,2 %, snížení prokluzu o 40,48 % a poklesu měrné tahové spotřeby o 16,8 %, ve srovnání s hodnotami naměřenými u traktoru se standardním nahuštěním. Vyšrafované oblasti mezi průběhy tahových výkonů představují ztráty na tahovém výkonu traktoru se standardně nahuštěnými pneumatikami v důsledku většího prokluzu, než jakého bylo dosaženo u traktoru s pneumatikami nahuštěnými na nižší tlak.

V kapitole 1.4 bylo uvedeno, že velikost tahové síly ovlivňují vlastnosti půdy, tíha traktoru a velikost styčné plochy mezi traktoem a podložkou (vztah 1.11). Podhuštěním pneumatik se zvětšila styčná plocha mezi kolem a podložkou. Poněvadž se nepředpokládá, že by se tíha traktoru a vlastnosti půdy změnily, příčinou navýšení tahové síly je nárůst styčné plochy. S nárůstem tahové síly pak narůstá i tahový výkon (vztah 1.14).



Do Obr. 5.4 byla vykreslena závislost měrné tahové spotřeby na tahové síle pro 5. převodový stupeň. Z průběhů měrné tahové spotřeby je patrné, že se snížením tlaku v pneumatikách dosáhlo i snížení spotřeby paliva. K poklesu měrné tahové spotřeby došlo v důsledku nárůstu tahového výkonu (vztah 1.16).

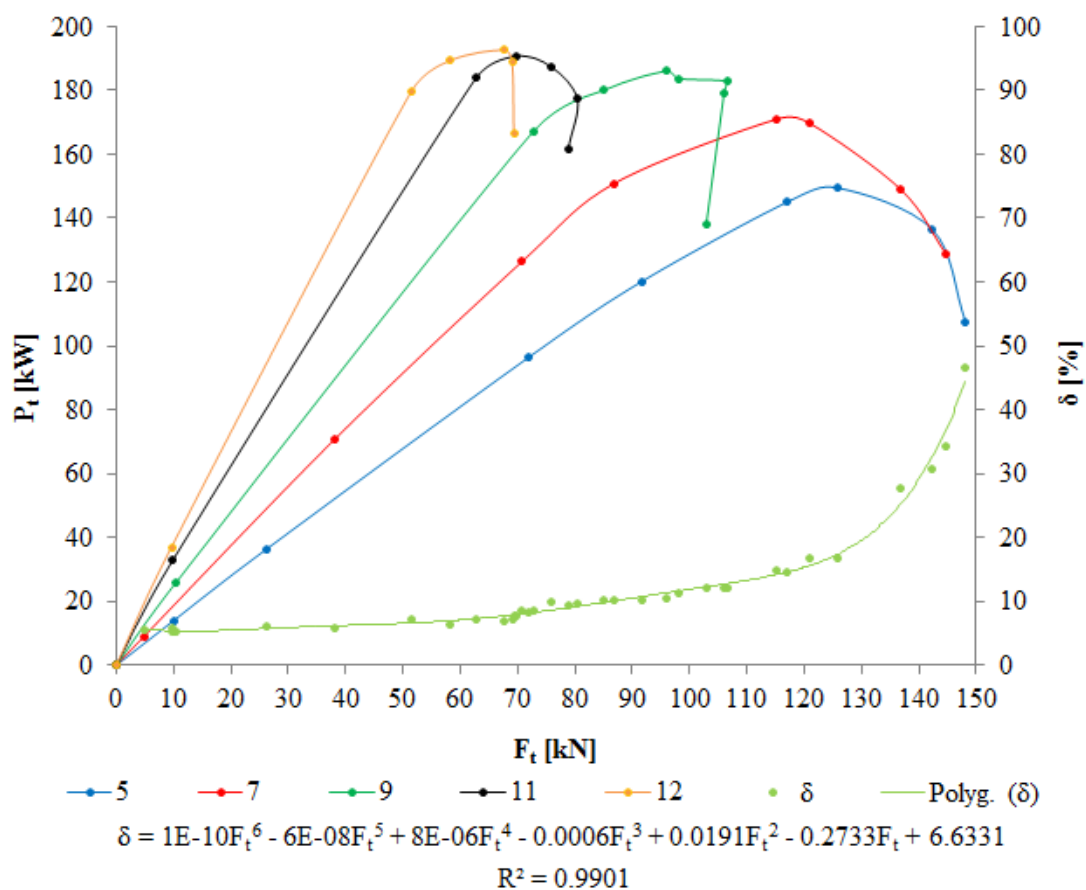


Obr. 5.4 Závislost měrné tahové spotřeby na tahové síle traktoru JD 8320R pro různá nahuštění pneumatik pro 5. převodový stupeň

5.2 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320RT

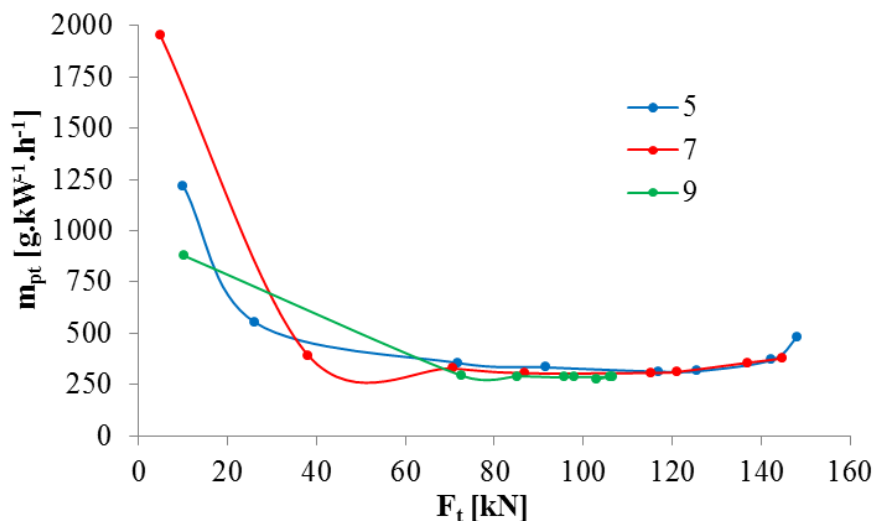
Výsledky měření tahových vlastností a vypočtené hodnoty pro pásový traktor jsou uvedeny v příloze č. 6. Z naměřených a vypočtených hodnot byla vykreslena tahová charakteristika (Obr. 5.5). Hodnoty prokluzů byly proloženy polynomem 5. stupně. Hodnota spolehlivosti je opět blízká jedné a zvolená spojnice trendu tedy velmi dobře odpovídá datům vynesným do tahové charakteristiky.

Z tahové charakteristiky je patrné, že největšího tahového výkonu 192,6 kW dosáhl traktor při zařazeném 12. převodovém stupni, tahové síle 67,5 kN, prokluzu 6,9 % a měrné tahové spotřebě 273,4 g.kW⁻¹.h⁻¹. Největší tahové síly 148,1 kN bylo dosaženo při zařazení 5. převodového stupně, tahovém výkonu 107,6 kW, prokluzu 46,5 % a měrné tahové spotřebě 480,8 g.kW⁻¹.h⁻¹.



Obr. 5.5 Tahová charakteristika traktoru JD 8320RT

Na Obr. 5.6 je vykreslena závislost měrné tahové spotřeby na tahové síle pro převodové stupně 5, 7 a 9. S vyššími převodovými stupni roste i tahový výkon, což má za následek pokles měrné tahové spotřeby (vztah 1.16).



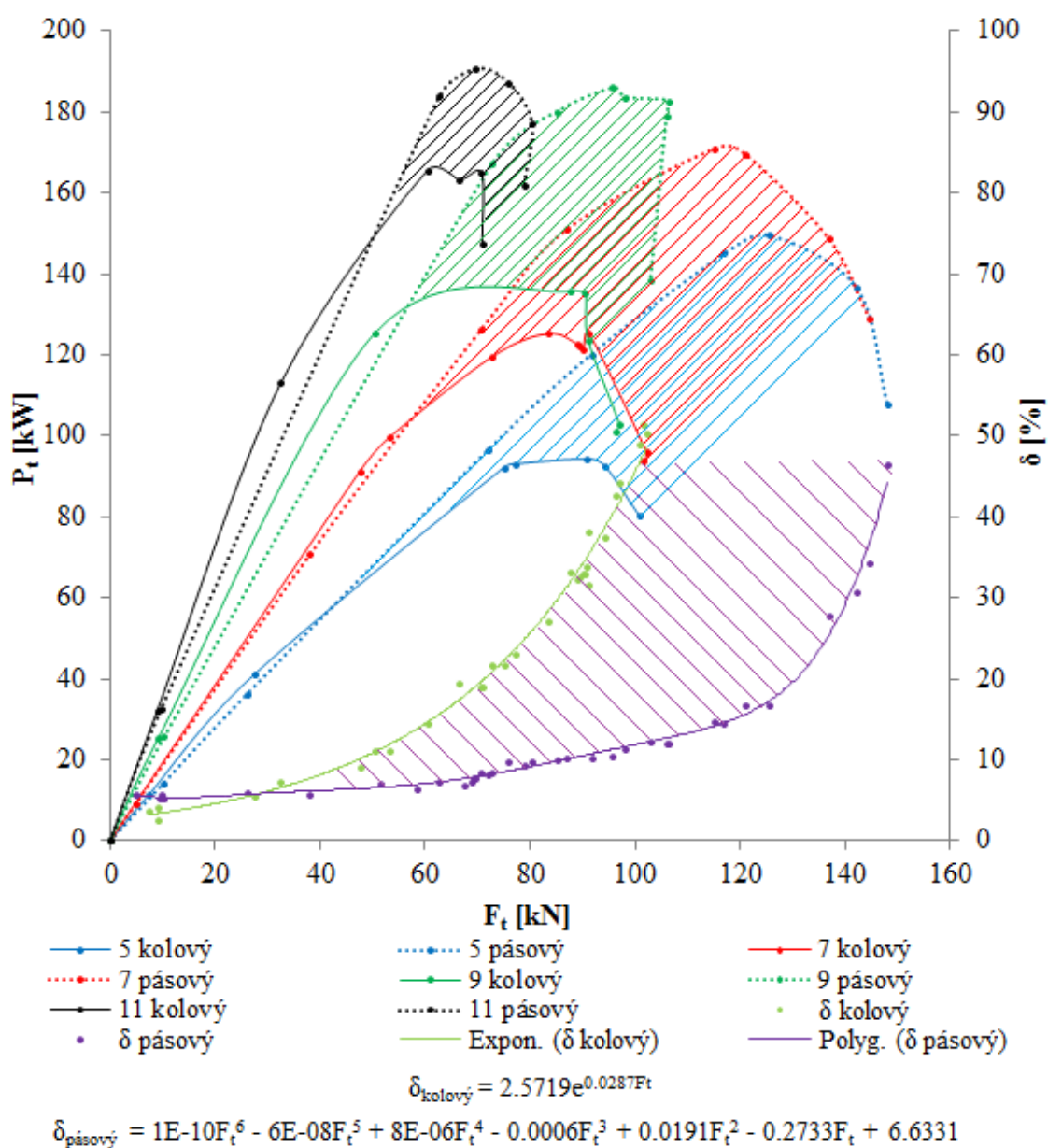
Obr. 5.6 Závislost měrné tahové spotřeby traktoru JD 8320RT na tahové síle



5.3 POROVNÁNÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ KOLOVÉHO A PÁSOVÉHO TRAKTORU

K porovnání tahových vlastností traktorů bylo využito pouze měření kolového traktoru se standardně nahuštěnými pneumatikami z důvodu přehlednosti vykreslovaných závislostí. Porovnání obou měření s kolovým traktorem je komentováno v závěru diplomové práce.

Na Obr. 5.7 jsou vykresleny tahové charakteristiky kolového a pásového traktoru. Pro porovnání naměřených tahových vlastností byl opět vybrán 9. převodový stupeň. Pásový traktor dosáhl maximálního tahového výkonu 186 kW při tahové síle 95,8 kN, prokluzu 10,5 % a měrné tahové spotřebě 285 g.kW⁻¹.h⁻¹. Kolový traktor dosáhl maximálního tahového výkonu 135,8 kW při tahové síle 87,5 kN, prokluzu 33,1 % a měrné tahové spotřebě 388,8 g.kW⁻¹.h⁻¹. Pásový traktor dosáhl vyššího tahového výkonu o 37 %, nižšího prokluzu o 68 % a nižší měrné tahové spotřeby o 27 % ve srovnání s traktorem s kolovým podvozkem.



Obr. 5.7 Tahové charakteristiky traktorů JD 8320R a JD 8320RT



U pásového traktoru došlo k nárůstu tahové síly a tahového výkonu a současně došlo k poklesu prokluzu kol oproti kolovému traktoru. Tento trend lze pozorovat u všech převodových stupňů. Vyšrafované plochy mezi průběhy tahových výkonů, vykreslených na Obr. 5.7, představují ztráty na tahovém výkonu kolového traktoru. Pásový traktor disponuje přibližně třikrát větší styčnou plochou, než kolový traktor. Značným zvětšením styčné plochy bylo dosaženo nižšího prokluzu, větších tahových sil a výkonů.

V Tab. 5.1 jsou uvedeny maximální tahové síly F_{tmax} dosažené na převodové stupně 5, 7, 9 a 11 s kolovým a pásovým traktorem a jim odpovídající tahové výkony P_t a prokluzu δ . Rovněž jsou v tabulce uvedeny rozdíly ve velikosti maximálních dosažených tahových sil ΔF_{tmax} . Z tabulky je patrné, že při nízkých převodových stupních jsou rozdíly ve velikosti tahových sil značné (40 – 50 %), zatímco zařazením vyšších převodových stupňů se velikost těchto rozdílů zmenšuje (přibližně 10 %).

Tab. 5.1 Maximální tahové síly dosažené na jednotlivé převodové stupně traktorů JD 8320R a JD 8320RT a odpovídající tahové výkony a prokluzu

převodový stupeň	kolový			pásový			ΔF_{tmax} [kN]	ΔF_{tmax} [%]
	F_{tmax} [kN]	P_t [kW]	δ [%]	F_{tmax} [kN]	P_t [kW]	δ [%]		
5	100.7	80.5	48.9	148.1	107.6	46.5	47.4	47.1
7	102.2	95.9	50.3	144.7	128.8	34.4	42.5	41.6
9	97	103	44.2	106.5	182.8	12.1	9.5	9.8
11	70.9	147.6	18.9	80.4	177.2	9.7	9.5	13.4

V Tab. 5.2 jsou uvedeny velikosti maximálních tahových výkonů P_{tmax} dosažených na převodové stupně 5, 7, 9 a 11 s oběma traktory a jim odpovídající tahové síly a prokluzu. Tabulka je dále doplněna o velikosti rozdílů v maximálních tahových výkonech ΔP_{tmax} kolového a pásového traktoru. Řazením vyšších převodových stupňů se rozdíl mezi tahovými výkony snižuje, což je způsobeno klesajícím rozdílem mezi tahovými silami vyvinutými kolovým a pásovým traktorem.

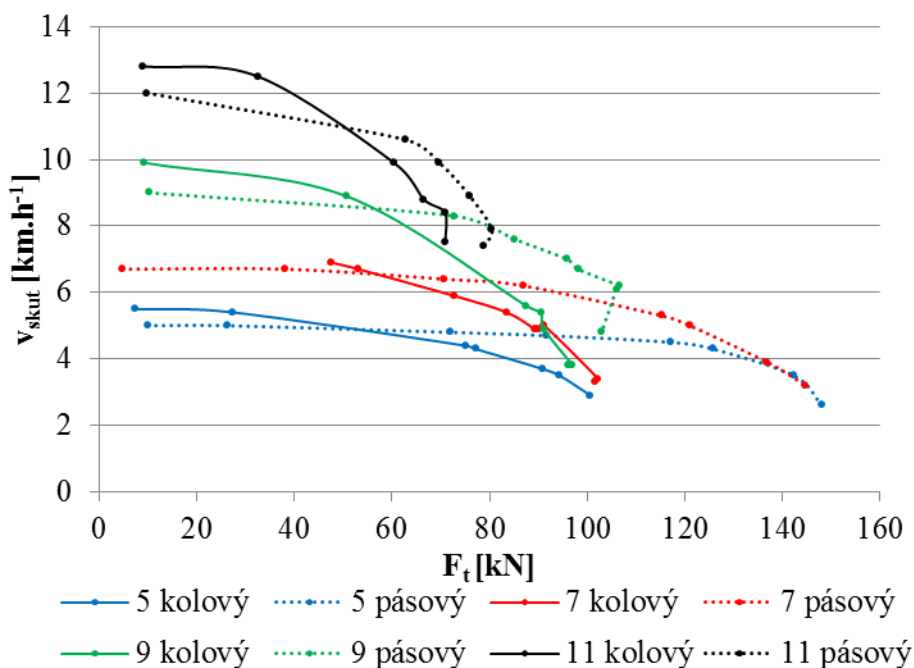
Tab. 5.2 Maximální tahové výkony dosažené na jednotlivé převodové stupně traktorů JD 8320 a JD 8320RT a odpovídající tahové síly a prokluzu

převodový stupeň	kolový			pásový			ΔP_{tmax} [kW]	ΔP_{tmax} [%]
	P_{tmax} [kW]	F_t [kN]	δ [%]	P_{tmax} [kW]	F_t [kN]	δ [%]		
5	94.3	90.8	33.8	149.5	125.7	16.8	55.2	58.5
7	125.5	91.2	31.7	171	115.2	14.8	45.5	36.3
9	135.8	87.5	33.1	186	95.8	10.5	50.2	37.0
11	165.5	60.4	14.5	190.7	69.7	7.7	25.2	15.2

Na Obr. 5.8 je uvedena závislost pojezdové rychlosti na tahové síle pro převodové stupně 5, 7, 9 a 11, jež byla získána při měření tahových charakteristik. Polní práce probíhají při pojezdových rychlostech 5 – 15 km.h⁻¹. Nízkým pojezdovým rychlostem odpovídají i maximální tahové síly a maximální prokluzu. Nejvíce se rozdíl podvozku projevuje právě ve velikosti prokluzu. Prokluz nedosahuje při vyšších pojezdových rychlostech tak vysokých

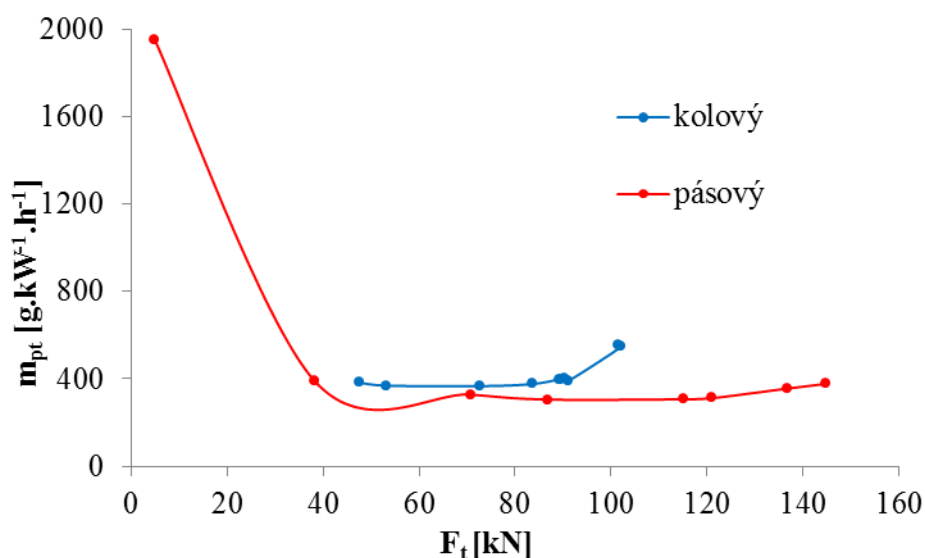


hodnot a rovněž rozdíl mezi prokluzy traktorů s různými podvozky není tak značný. Proto se rozdíl ve velikosti tahové síly při vyšších rychlostech snižuje (viz Obr. 5.8).



Obr. 5.8 Závislost pojezdové (skutečné) rychlosti traktorů JD 8320R a JD 8320RT pro jednotlivé převodové stupně na tahové síle

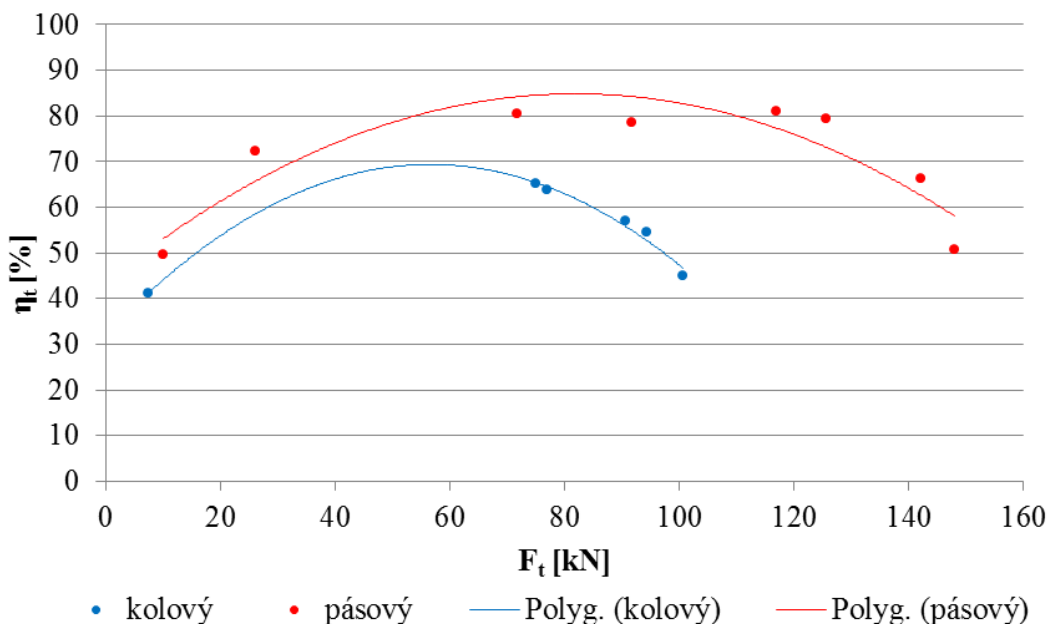
Ze závislosti měrné tahové spotřeby traktorů na tahové síle pro 9. převodový stupeň (Obr. 5.9) je opět možné usoudit, že zvětšením styčné plochy mezi traktozem a podložkou došlo k nárůstu tahového výkonu a tedy k poklesu měrné tahové spotřeby.



Obr. 5.9 Závislost měrné tahové spotřeby traktorů JD 8320R a JD 8320RT pro 9. převodový stupeň na tahové síle



Mírou efektivitý přenosu výkonu motoru na podložku je tahová účinnost. Na Obr. 5.10 je uvedena závislost tahové účinnosti traktorů na tahové síle pro 5. převodový stupeň. Hodnoty tahové účinnosti byly proloženy polynomem druhého stupně. Obě hodnoty spolehlivosti použitého polynomu jsou vysoké, přičemž polynom použitý u kolového traktoru koresponduje s vynesnými daty lépe. Největší tahové účinnosti je dosaženo u pásového traktoru, poněvadž při stejném výkonu motoru dosahuje větších tahových výkonů (vztah 2.18).



$$\begin{aligned} \text{kolový: } \eta_t &= -0.0117F_t^2 + 1.3206F_t + 31.965 & \text{pásový: } \eta_t &= -0.0061F_t^2 + 1.005F_t + 43.618 \\ R^2 &= 0.9826 & R^2 &= 0.8146 \end{aligned}$$

Obr. 5.10 Závislost tahové účinnosti traktorů JD 8320R a JD 8320RT pro 5. převodový stupeň na tahové síle

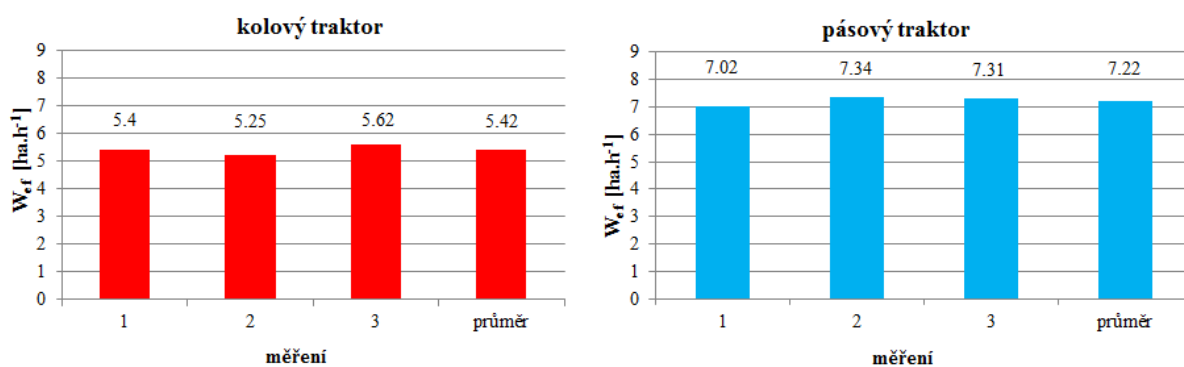


6 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TRAKTORŮ V AGREGACI S KOMBINOVANÝM KYPŘIČEM

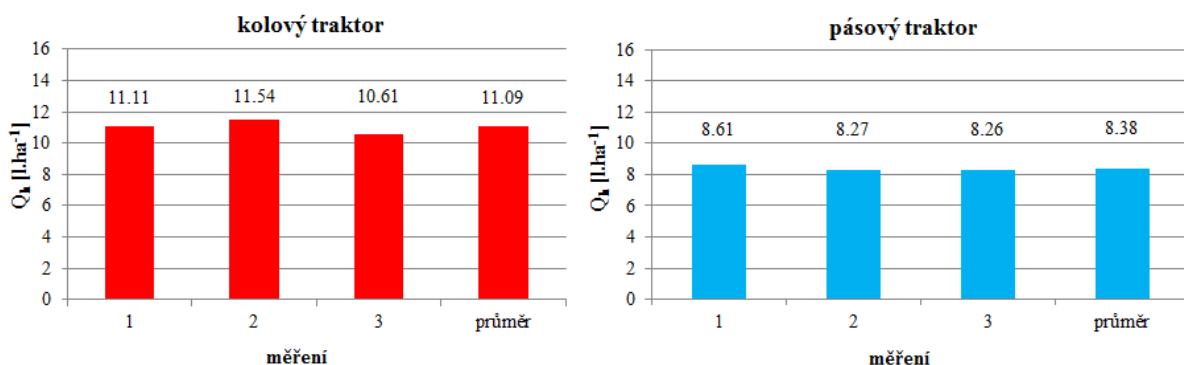
Zkoušky obou traktorů v soupravě s kombinovaným kypřičem, jejichž výsledky jsou uvedeny a vyhodnoceny v této kapitole, proběhly podle metodiky popsané v kapitole 3.3. Naměřené a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulkách v příloze č. 7. Na Obr. 6.1 až 6.4 jsou vyneseny hodnoty efektivní výkonnosti, efektivní spotřeby paliva, měrné efektivní spotřeby paliva a prokluzu pro jednotlivá měření a typ traktoru.

Kolový traktor dosáhl průměrné efektivní výkonnosti $5,42 \text{ ha.h}^{-1}$, průměrné efektivní spotřeby $11,09 \text{ l.ha}^{-1}$, průměrné měrné efektivní spotřeby $6,93 \text{ ml.m}^{-3}$ a průměrného prokluzu $22,91 \%$. Pásový traktor dosáhl průměrné efektivní výkonnosti $7,22 \text{ ha.h}^{-1}$, průměrné efektivní spotřeby $8,38 \text{ l.ha}^{-1}$, průměrné měrné efektivní spotřeby $5,24 \text{ ml.m}^{-3}$ a průměrného prokluzu $7,60 \%$.

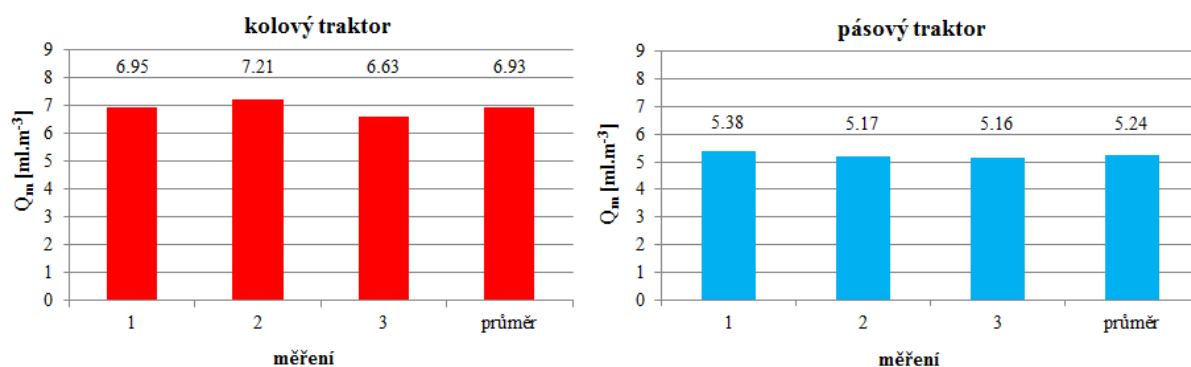
Použitím traktoru s pásovým podvozkem bylo docíleno navýšení efektivní výkonnosti o $1,8 \text{ ha.h}^{-1}$, tedy o $33,21 \%$. Také došlo k poklesu efektivní spotřeby paliva o $2,71 \text{ l.ha}^{-1}$ (rozdíl $24,44 \%$) a značnému poklesu prokluzu, a sice o $15,31 \%$ (rozdíl $66,81 \%$). Ve všech případech je brán jako základ kolový traktor. Nárůst výkonnosti a pokles spotřeby paliva při použití pásového traktoru je dán velkým poklesem velikosti prokluzu.



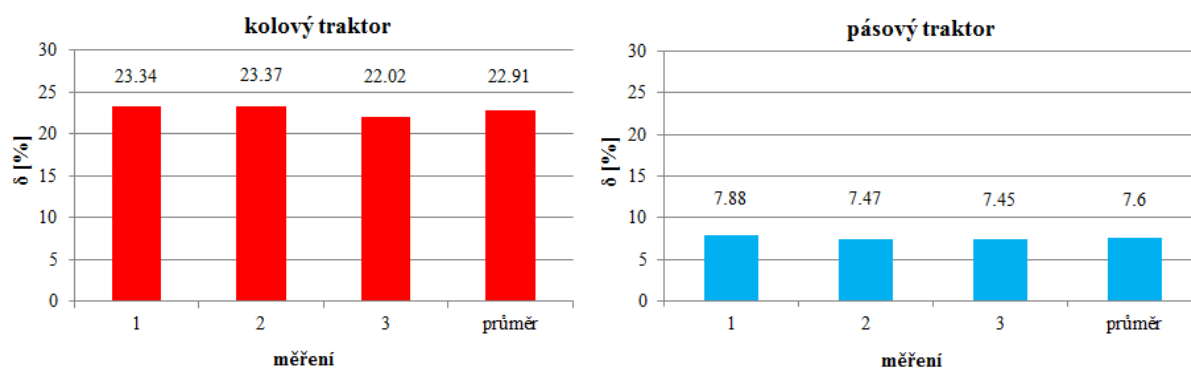
Obr. 6.1 Efektivní výkonnost traktorů v agregaci s kypřičem



Obr. 6.2 Efektivní hektarová spotřeba paliva traktorů v agregaci s kypřičem



Obr. 6.3 Měrná efektivní spotřeba paliva traktorů v agregaci s kypřičem



Obr. 6.4 Prokluz traktorů v agregaci s kypřičem



7 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORŮ NA BETONOVÉ DRÁZE

Pro další hodnocení tahových vlastností traktorů s různým typem podvozku byly využity výsledky testování traktorů provedené na Univerzitě v Nebrasce. Traktorová zkušebna, nacházející se na této univerzitě, testuje traktory podle metodiky OECD a tahové vlastnosti jsou zkoušeny na betonové dráze. Na webových stránkách zkušebny se nachází databáze, která obsahuje výsledky měření traktorů různých výrobců a jejich modelů.

K porovnání tahových vlastností byly z databáze vybrány stejné traktory, John Deere 8320R a 8320RT, jaké byly použity při terénních zkouškách a jejichž základní technické údaje jsou uvedeny v příloze č. 8. Oba traktory jsou vybaveny stejným motorem a převodovkou. V úvodní části kapitoly jsou vyhodnoceny výsledky měření obou traktorů zvlášť, v závěru kapitoly jsou traktory porovnány mezi sebou.

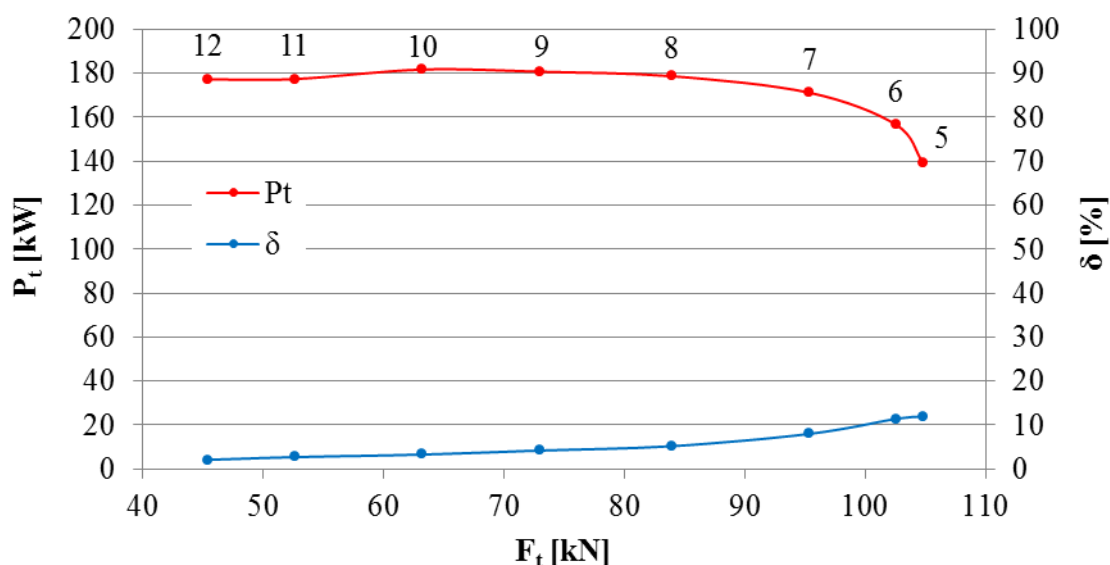
7.1 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320R NA BETONOVÉ DRÁZE

Měření kolového traktoru probíhalo při plné dodávce paliva, byl vybaven dvojmontáží na zadní nápravě a jeho hmotnost byla 11 662 kg. V Tab. 7.1 jsou uvedeny naměřené hodnoty maximálního tahového výkonu a maximálního prokluzu a jim odpovídající hodnoty tahové síly, skutečné rychlosti a měrné tahové spotřeby na jednotlivé převodové stupně.

Tab. 7.1 Výsledky měření maximálních tahových výkonů na převodové stupně 5 - 12 na betonové dráze – kolový traktor JD 8320R [7]

převodový stupeň	tahový výkon P_t [kW]	tahová síla F_t [kN]	prokluz δ [%]	měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	skutečná rychlost v_{skut} [km.h ⁻¹]
5	138.97	104.83	12	295	4.77
6	156.66	102.54	11.4	288	5.5
7	171.15	95.37	8	274	6.46
8	178.66	83.92	5.2	259	7.67
9	180.69	72.97	4.2	259	8.92
10	181.69	63.24	3.3	254	10.34
11	177.37	52.63	2.7	260	12.13
12	177.21	45.38	2.1	262	14.06

Na Obr 7.1 je vykreslena potenciální tahová charakteristika kolového traktoru, která obsahuje obalovou křivku maximálních tahových výkonů - průběh potenciálního tahového výkonu a křivku maximálních prokluzů pro jednotlivé převodové stupně. Kolový traktor dosáhl největšího tahového výkonu 181,69 kW na 10. převodový stupeň při tahové síle 63,24 kN a prokluzu 3,3 %. Maximální tahová síla 104,83 kN pak byla zaznamenána při zařazení 5. převodovém stupně, tahovém výkonu 138,97 kW a prokluzu 12 %.



Obr. 7.1 Potenciální tahová charakteristika měřená na betonové dráze pro převodové stupně 5 – 12 – kolový traktor JD 8320R

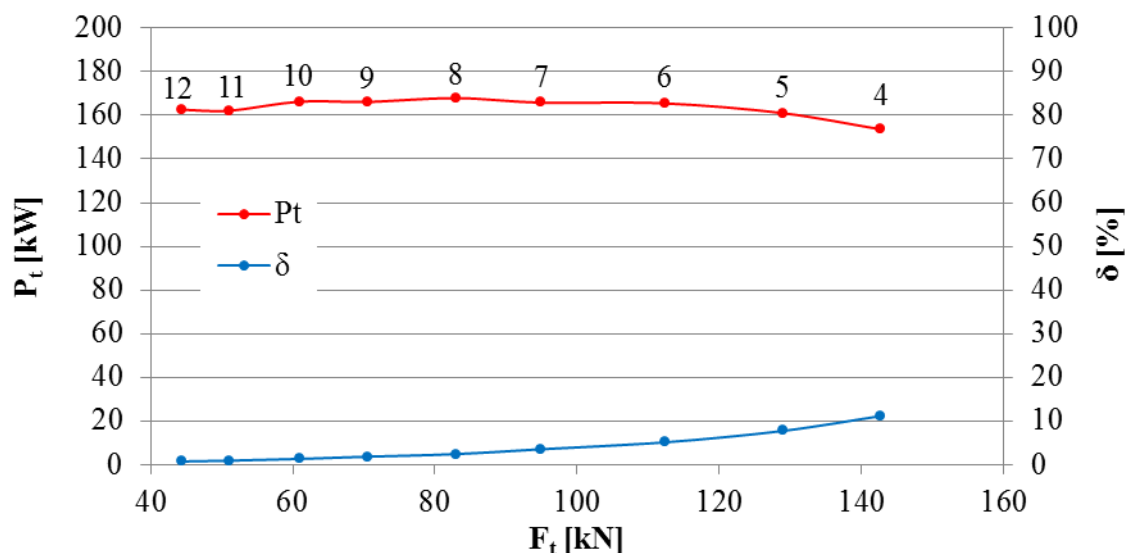
7.2 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320RT NA BETONOVÉ DRÁZE

Měření pásového traktoru probíhalo rovněž při plné dodávce paliva, přičemž hmotnost traktoru byla 15 368 kg. V Tab. 7.2 jsou uvedeny naměřené hodnoty maximálního tahového výkonu a maximálního prokluzu a jim odpovídající hodnoty tahové síly, skutečné rychlosti a měrné tahové spotřeby na převodové stupně 4 - 12.

Tab. 7.2 Výsledky měření maximálních tahových výkonů a prokluzů na převodové stupně 5 - 12 na betonové dráze – pásový traktor JD 8320RT [8]

převodový stupeň	tahový výkon P_t [kW]	tahová síla F_t [kN]	prokluz δ [%]	měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	skutečná rychlost v_{skut} [km.h ⁻¹]
4	153.6	142.68	11.2	297	3.88
5	160.99	128.94	7.8	282	4.5
6	165.46	112.36	5.2	274	5.3
7	165.78	94.96	3.6	274	6.28
8	167.89	82.91	2.5	271	7.29
9	166.12	70.49	1.9	274	8.49
10	166.27	60.99	1.4	272	9.82
11	162.11	51.03	1	279	11.43
12	162.55	44.33	0.8	280	13.2

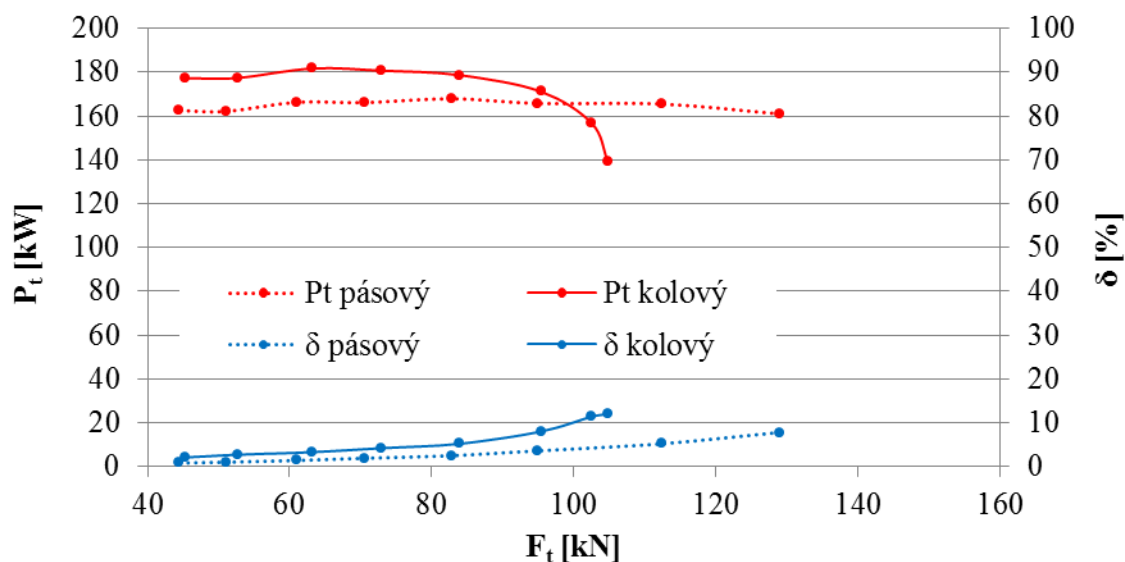
Na Obr. 7.2 je vykreslena potenciální tahová charakteristika pásového traktoru s obalovými křivkami maximálních tahových výkonů a maximálních prokluzů pro jednotlivé převodové stupně. Pásový traktor dosáhl největšího tahového výkonu 167.89 kW na 8. převodový stupeň při tahové síle 82,91 kN a prokluzu 2,5 %. Maximální tahová síla 142,68 kN byla naměřena při zařazeném 4. převodovém stupni, tahovém výkonu 153,6 kW a prokluzu 11,2 %.



Obr. 7.2 Potenciální tahová charakteristika měřená na betonové dráze pro převodové stupně 4 – 12 – pásový traktor JD 8320RT

7.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ KOLOVÉHO A PÁSOVÉHO TRAKTORU NA BETONOVÉ DRÁZE

K porovnání tahových vlastností traktorů, zkoušených na betonové dráze, slouží potenciální tahová charakteristika pro převodové stupně 5 – 12, vykreslená na Obr. 7.3. U pásového traktoru byla naměřena maximální tahová síla o velikosti 128,94 kN a u kolového traktoru tahová síla o velikosti 102,54 kN. Pásový traktor tedy dosáhl větší tahové síly o 23 %. U obou traktorů bylo dosaženo maximální tahové síly na 5. převodový stupeň.



Obr. 7.3 Potenciální tahové charakteristiky měřené na betonové dráze na převodové stupně 5 - 12 - kolový traktor JD 8320R a pásový traktor JD 8320RT



Při porovnání tahových výkonů na 10. převodový stupeň lze konstatovat, že pásový traktor dosáhl maximálního tahového výkonu 166,27 kW a kolový traktor 181,69 kW. Kolový traktor dosáhl na tento převodový stupeň většího tahového výkonu o 15,42 kW, tedy o 9,3 %. Při zařazeném 10. převodovém stupni dosáhl pásový traktor maximálního prokluzu 1,4 % a kolový traktor 3,3 %.

Tahová síla je dána rozdílem hnací síly a síly odporu valení (vztah 1.6). Velikost valivého odporu je dána součinem tíhy traktoru a součinitele odporu valení (vztah 1.5). Rozdíl mezi hmotnostmi obou traktorů činí 3 700 kg ve prospěch kolového traktoru. Součinitel odporu valení pásového traktoru na betonovém či asfaltovém povrchu se v literatuře neuvádí, neboť se traktor na tomto typu povrchu téměř vůbec nepohybuje. Velikost součinitele odporu valení na suché polní cestě se v případě kolového traktoru nachází v rozmezí 0,03 – 0,05 (střední hodnota 0,04) a v případě pásového traktoru v rozmezí 0,05 – 0,07 (střední hodnota 0,06). [1] Budou-li porovnávány střední hodnoty těchto součinitelů, pak se v případě pásového traktoru zvýší hodnota součinitele o 50 %. Pro betonový či asfaltový povrch je pro kolový traktor udáváno rozmezí 0,018 – 0,020 (střední hodnota 0,019). [1] Na základě hodnot udávaných pro suchou polní cestu lze předpokládat, že velikost součinitele odporu valení bude u obou traktorů řádově stejná, u pásového traktoru nepatrně vyšší. K interpretaci výsledků bude i pro pásový traktor předpokládán padesátiprocentní nárůst velikosti součinitele odporu valení a jeho hodnota, užitá pro výpočet, tedy bude $f = 0,028$.

Velikost odporu valení traktorů se získá dosazením tíhy traktoru (za předpokladu tíhového zrychlení $g = 10 \text{ m.s}^{-1}$) a součinitele odporu valení do vztahu 1.5. Velikost odporu valení pro kolový traktor F_{vk} a pásový traktor F_{vp} má tedy velikost:

$$F_{vk} = G_{tk} \cdot f_k = 11662 \cdot 10 \cdot 0,02 = 2332,4 \text{ N}, \quad (7.1)$$

$$F_{vp} = G_{tp} \cdot f_p = 15368 \cdot 10 \cdot 0,028 = 4303,04 \text{ N}. \quad (7.2)$$

Výkon spotřebovaný na překonání valivého odporu je dán součinem odporu valení a rychlosti. Kolový traktor dosáhl na 10. převodovém stupni jezdové rychlosti $10,34 \text{ m.s}^{-1}$ a pásový traktor $9,82 \text{ m.s}^{-1}$. Dosazením výše vypočtených hodnot a rychlostí do vztahu pro výpočet výkonu se obdrží výkony spotřebované na překonání valivého odporu kolového traktoru P_{vk} a pásového traktoru P_{vp} :

$$P_{vk} = F_{vk} \cdot v_k = 2332,4 \cdot 10,34 = 24117 \text{ W} \doteq 24 \text{ kW}, \quad (7.3)$$

$$P_{vp} = F_{vp} \cdot v_p = 4303,04 \cdot 9,82 \doteq 42256 \text{ W} \doteq 42,3 \text{ kW}. \quad (7.4)$$

Ve výkonech spotřebovaných na překonání valivého odporu je rozdíl 18,3 kW. Pásový traktor musí díky své hmotnosti překonávat větší valivý odpor, což se projeví na větších ztrátách výkonu. Rozdíl v tahových výkonech, uvedený na předchozí straně, je 15,42 kW. Dosažení nižšího prokluzu je běžně doprovázeno dosažením vyššího tahového výkonu. Vlivem ztrát valením dosáhl pásový traktor nižších tahových výkonů, i když byl v jeho případě naměřen nižší prokluz. Rozdíl ve velikosti ztrátového výkonu a rozdílu tahových výkonů je dán možnou nepřesností předpokladu o velikosti nárůstu součinitele valivého odporu a zaokrouhlováním.



ZÁVĚR

Cílem práce byla analýza výsledků proběhlých měření a provedení vyhodnocení naměřených a vypočtených technických parametrů z hlediska tahových vlastností traktorů. Na začátku práce byly ověřovány parametry motorů obou traktorů, které byly udány výrobcem. Vlivem vysoké hodnoty převýšení točivého momentu motorů rovnému 49 % dosahují oba motory přibližně konstantního výkonu 220 kW v rozmezí otáček 1 600 – 2 100 min⁻¹. To je z ekonomického hlediska velmi výhodné neboť motor může pracovat se stejným výkonem i v oblasti nižších otáček, kde je dosahováno nižší měrné spotřeby (přibližně 230 g.kW⁻¹.h⁻¹) v porovnání s měrnou spotřebou v otáčkách vyšších (přibližně 250 g.kW⁻¹.h⁻¹). Na základě porovnání jmenovitých otáčkových charakteristik byly parametry motorů prohlášeny za shodné.

V další části byly vyhodnocovány výsledky tahových zkoušek kolového a pásového traktoru proběhlých na strništi. Zkoušky kolového traktoru proběhly ve dvou sériích. V sérii měření byly pneumatiky nahuštěny na standardní tlak, v druhé sérii měření byl tlak v pneumatikách na obou nápravách snížen. Porovnáním naměřených hodnot na 9. převodový stupeň bylo zjištěno, že podhuštěním došlo k nárůstu tahového výkonu o 16,2 %, snížení prokluzu o 40,48 % a poklesu měrné tahové spotřeby o 16,8 % oproti traktoru se standardním nahuštěním pneumatik.

Následně byly porovnávány tahové vlastnosti kolového traktoru se standardním nahuštěním pneumatik a traktoru s pásovým podvozkem dosažené při zařazení 9. převodového stupně. Pásový traktor dosáhl vyššího tahového výkonu o 37 %, nižšího prokluzu o 68 % a nižší měrné tahové spotřeby o 27 % ve srovnání s traktorem s kolovým podvozkem.

Obě porovnání jsou vztažena ke kolovému traktoru s pneumatikami nahuštěnými na standardní tlak. V případě pásového podvozku bylo dosaženo markantnějšího nárůstu tahového výkonu, tahové síly a poklesu spotřeby paliva. Pásové poskytují traktoru až 3x větší styčnou plochu s podložkou, jejímž prostřednictvím může být přenášena hnací síla motoru, která se projeví v nárůstu tahového výkonu.

Velikost prokluzu se při vyšších jezdových rychlostech, tj. v oblasti nižších tahových sil, neprojevuje v takové míře, jako při nízkých rychlostech, při nichž jsou vykonávány tahové práce (5 - 15 km.h⁻¹). Rozdíly ve velikostech maximálních tahových sil a maximálních tahových výkonů dosažených při vyšších převodových stupních tedy nejsou tak velké.

Pásový traktor je schopen lépe využít efektivní výkon motoru, neboť na 5. převodový stupeň dosáhl maximální tahové účinnosti přibližně 85 %, zatímco kolový traktor dosáhl maximální tahové účinnosti přibližně 70 %. Obdobně by tomu bylo i při řazení vyšších převodových stupňů, ale rozdíl mezi velikostí maximálních účinností by se snižoval.

Kromě tahových vlastností byly hodnoceny výkonnostní a energetické ukazatele obou traktorů v soupravě s kombinovaným kypřičem. Měření ukázala, že použitím traktoru s pásovým podvozkem lze docílit značné úspory paliva a zvýšení výkonnosti soupravy. Důvodem je opět mnohem menší prokluz, než k jakému dochází u kolového traktoru.

V závěru práce byly porovnávány tahové vlastnosti obou traktorů na betonové dráze. Kolový traktor dosáhl i při větším prokluzu větších tahových výkonů. Příčinou takových výsledků měření byla větší hmotnost pásového traktoru a tedy i jeho vyšší valivý odpor.



Pásový traktor dosáhl ve srovnání s kolovým traktorem lepších tahových vlastností. Na základě provedených měření lze tedy konstatovat, že užíváním pásového traktoru dojde ke zvýšení produktivity polních prací a snížení nákladů vynaložených na nákup pohonných hmot. Je potřeba podotknout, že pásový traktor měl větší hmotnost, cca o 2 t, která se projevila na tahové síle. Rozhodujícím faktorem je však styčná plocha. Pásový traktor měl styčnou plochu větší, a proto dosáhl větších tahových sil při menším prokluzu a tím vyšších tahových výkonů.

Pořizovací cena pásového traktoru je však vyšší, než cena kolového traktoru stejné výkonové třídy. Disponují-li motory kolových traktorů vysokým výkonem (cca 350 - 400 kW), nejsou schopny tento výkon přenést efektivně na podložku. Je-li potřeba nákup traktoru s tak velkým výkonem, pak by měl zákazník investovat do pásového traktoru. Aby byla zajištěna návratnost investic, měl by být tento traktor maximálně využíván. Takovéto využití dokáží zajistit velké zemědělské podniky a traktory pracující ve službách.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, F. a kol.: *Traktory*. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006. ISBN 80-86726-15-0.
- [2] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B.: *Automobily 4: Příslušenství*. 2. vyd. Brno: Avid, 2008. ISBN 978-80-87143-08-7.
- [3] GSCHEIDLE, R.: *Příručka pro automechanika*. 3. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [4] MACMILLAN, D.: *Velká kniha traktorů John Deere*. 1. vyd. Praha: Vladimír Pícha, 2011. ISBN 978-80-904879-0-1.
- [5] WILLIAMS, M.: *Traktory: Přes 220 nejvýznamnějších světových traktorů*. 1. vyd. Praha: Slovart, 2009. ISBN 978-80-7391-126-3.
- [6] BAUER, F.: *Vyhodnocení měření kolového traktoru John Deere 8320R a pásového traktoru John Deere 8320RT ve vozidlových laboratořích a v terénu*. Brno, 2010. Mendelova univerzita v Brně.

Internetové zdroje:

- [7] HOY, Roger M. *Nebraska OECD Tractor Test 1963 – Summary 660 John Deere 8320R Diesel 16 Speed*. 2009. Dostupné z: <http://tractortestlab.unl.edu/>
- [8] HOY, Roger M. *Nebraska OECD Tractor Test 1971 – Summary 732 John Deere 8320RT Diesel 16 Speed*. 2010. Dostupné z: <http://tractortestlab.unl.edu/>
- [9] AGRICS. *Motory CASE IH*. [online]. 2011 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.agrics.cz/motory-case-ih>
- [10] Prodejní manuál: Převodovka Autoquad Plus 20/20. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://salesmanual.deere.com/>
- [11] Steiger & Quadtrac 4WD. [online]. 2012 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.caseih.com/>
- [12] KAPS Automatic. *Repase hydrodynamických měničů*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.hydromenice.cz/>
- [13] Fendt. *Fendt Vario Transmission*. [online]. 2011 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <https://www.fendt.com>
- [14] Claas. *Frame XERION 3800/3300*. [online]. [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.claasofamerica.com/>
- [15] Prospekt firmy John Deere: *Traktory řady 8R* [online]. 2014 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://johndeeredistributor.cz/Zemedelska-technika/Produkty/Traktory/Rada-8R-modelovy-rok-2011>
- [16] AGRICS. *MAGNUM Efficient Power (235 - 389 koní)* [online]. 2011 [cit. 2014-05-20]. Dostupné z: <http://www.agrics.cz/magnum-ep-novinka>
- [17] *Caterpillar MT 800: a High Horsepower Tracked Tractor For the 21st Century* [online]. 2000 [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: http://www.toytractorshow.com/caterpillar_mt_800.htm



- [18] *Tractor & Construction Plant Wiki: Caterpillar track* [online]. [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: http://tractors.wikia.com/wiki/Caterpillar_track
- [19] AGWEB. *Tractors: 100 HP +* [online]. 2014 [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: <http://www.agweb.com/tractors-100-hp/>
- [20] AGRICS. *STEIGER/QUADTRAC Efficient Power (350 - 692 koní)* [online]. 2011 [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: <http://www.agrics.cz/steiger-ep-novinka>
- [21] MICHELIN. *Proof of Performance* [online]. 2014 [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: <http://www.michelinag.com/Innovating/Proof-of-performance>
- [22] Prospekty firmy Michelin: *Michelin Ultraflex Technologies*.
- [23] VERS. *Náhradní díly VERS: Podvozkové díly na pásové traktory* [online]. 2012 [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: <http://www.vers.cz/>
- [24] *Case ih stx 450 quad trac final drive wheels with holes* [online]. [cit. 2014-05-20].
Dostupné z: <http://www.lislesurplus.com/misc/Case-ih-stx-450-quad-trac-final-drive-wheels-with-holes/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c	[Pa]	koheze půdy
f	[-]	součinitel odporu valení
F_a	[N]	setrvačná síla vznikající při nerovnoměrném pohybu
F_h	[N]	hnací síla na obvodu kola
F_{hm}	[N]	hnací síla motoru
F_{hmax}	[N]	maximální hnací síla na obvodu kola
F_s	[N]	síla na překonání stoupání
F_t	[kN]	tahová síla
$F_{t\theta}$	[kN]	okamžitá tahová síla
F_v	[N]	síla odporu valení
F_w	[N]	síla odporu vzduchu
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G_t	[N]	tíha traktoru
h	[m]	hloubka kypření
i_c	[-]	celkový převodový poměr
m_p	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	měrná spotřeba paliva
M_{ph}	[kg.h ⁻¹]	hodinová hmotnostní spotřeba paliva
M_{pht}	[kg.h ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva při tahových zkouškách
m_{pt}	[g.kW.h ⁻¹]	měrná tahová spotřeba
M_t	[Nm]	točivý moment
M_{tmax}	[Nm]	maximální točivý moment motoru
M_{tj}	[Nm]	točivý moment motoru odpovídající jmenovitým otáčkám
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_j	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
$n_{M_{tmax}}$	[min ⁻¹]	otáčky motoru při maximálním točivém momentu
P	[W]	výkon motoru
P_{emax}	[W]	maximální efektivní výkon motoru
P_t	[W]	tahový výkon
q	[Pa]	kontaktní tlak
q_s	[Pa]	střední kontaktní tlak
Q_h	[l.ha ⁻¹]	hektarová spotřeba nafty
Q_{hl}	[l.h ⁻¹]	hodinová spotřeba nafty
Q_m	[ml.m ⁻³]	měrná efektivní spotřeba nafty na metr krychlový zpracované půdy
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
S	[ha]	celková zkypřená plocha
S_o	[m ²]	plocha otisku pneumatiky
s_0	[m]	dráha ujetá traktorem během tahové zkoušky
t	[s]	čas potřebný pro průjezd měřeným úsekem
T_h	[s]	hlavní čas
T_o	[s]	operativní čas
T_v	[s]	vedlejší čas
v_p	[m.s ⁻¹]	průměrná rychlost jízdy na měřeném úseku při tahové zkoušce
V_p	[ml]	objem paliva spotřebovaný na měřeném úseku při tahové zkoušce
V_{ph}	[l.h ⁻¹]	hodinová objemová spotřeba paliva
v_{skut}	[km.h ⁻¹]	skutečná (pojezdová) rychlost
v_{teor}	[km.h ⁻¹]	teoretická rychlost
W_{ef}	[ha.h ⁻¹]	efektivní výkonnost



δ	[%]	prokluz kol
ΔM_t	[%]	převýšení točivého momentu motoru
Δn	[%]	pokles otáček motoru
η_m	[-]	mechanická účinnost
η_t	[-]	tahová účinnost
μ	[-]	součinitel záběru
ρ_p	[kg.l ⁻¹]	hustota paliva
τ	[Pa]	smykové napětí v půdě
τ_{max}	[Pa]	smyková pevnost půdy
φ	[°]	úhel vnitřního tření v půdě



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1 Základní technické údaje traktorů John Deere 8320R a John Deere 8320RT
- Příloha č. 2 Výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky traktoru JD 8320R
- Příloha č. 3 Výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky traktoru JD 8320RT
- Příloha č. 4 Výsledky měření tahových vlastností traktoru JD 8320R se standardním tlakem v pneumatikách (1,6 bar na přední nápravě, 1,4 bar na zadní nápravě)
- Příloha č. 5 Výsledky měření tahových vlastností traktoru JD 8320R s nižším tlakem v pneumatikách (1,2 bar na přední nápravě, 1,0 bar na zadní nápravě)
- Příloha č. 6 Výsledky měření tahových vlastností traktoru JD 8320RT
- Příloha č. 7 Výsledky měření a vypočtené hodnoty traktorů JD 8320R a JD 8320RT v soupravě s kombinovaným kypřičem Köckerling Vector 800
- Příloha č. 8 Základní technické údaje traktorů JD 8320R a JD 8320RT měřených na Univerzitě v Nebrasce



ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE TRAKTORŮ JOHN DEERE 8320R A JOHN DEERE 8320RT

traktor	John Deere 8320R - kolový	John Deere 8320RT - pásový
motor		
číslo motoru	*RG 6090L078771*	*RG 6090L07567*
číslo traktoru	*1 RW 8320RVAP006517*	*1 RW 8320RLAP901556*
rok výroby	2010	2010
počet motohodin	3,2	207,8
jmenovitý výkon	239 kW/320 koní	239 kW/320 koní
maximální výkon bez navýšení	255 kW/347 koní	255 kW/347 koní
jmenovitý výkon s navýšením	261 kW/355 koní	261 kW/355 koní
jmenovité otáčky	2 100 min ⁻¹	2 100 min ⁻¹
maximální točivý moment	1 419 Nm při 1 500 min ⁻¹	1 419 Nm při 1 500 min ⁻¹
počet válců	6	6
počet ventilů	24	24
vrtání	118,4 mm	118,4 mm
zdvih	136 mm	136 mm
kompresní poměr	16,3	16,3
objem motoru	9 000 cm ³	9 000 cm ³
pohon ventilátoru chlazení	Varicool systém s proměnlivými otáčkami ventilátoru chlazení	Varicool systém s proměnlivými otáčkami ventilátoru chlazení
přepínání	turbodmychadlo	turbodmychadlo
vstřikovací systém	Vysokotlaký Common Rail s plně elektronickým řízením	Vysokotlaký Common Rail s plně elektronickým řízením
převodovka		
typ	Powershift	Powershift
počet převodových stupňů	16F/5R	16F/5R
pojezdové ústrojí		
rozměr předních pneumatik	Michelin 600/70 R30	-
rozměr zadních pneumatik	Michelin 710/70 R42	-
šířka pásů	-	630 mm
hmotnost		
na přední nápravě	6 920 kg	9 540 kg
na zadní nápravě	7 420 kg	6 920 kg
celkem	14 340 kg	16 460 kg
rozměry		
rozchod	-	1 835 mm
rozchod na přední nápravě	1 810 mm	-
rozchod na zadní nápravě	1 860 mm	-
rozvor	3 020 mm	2 500 mm



VÝSLEDKY MĚŘENÍ JMENOVITÉ OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY TRAKTORU JD 8320R

otáčky n [min^{-1}]	točivý moment M_t [Nm]	výkon P [kW]	hodinová spotřeba paliva M_{ph} [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]	měrná spotřeba paliva m_p [$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$]
2 187	166.7	38.2	16.9	443.5
2 156	688	155.3	39.6	255.1
2 106	882.2	194.6	46.4	238.2
2 086	918.7	200.7	47.1	234.9
2 068	933.9	202.2	47.9	236.9
2 047	957.3	205.2	49.1	239.4
2 026	988.5	209.7	50.3	239.8
2 005	1012.9	212.7	51	239.8
1 904	1090.9	217.6	51.9	238.7
1 805	1170.8	221.3	52.4	236.8
1 705	1241.7	221.7	52.5	236.6
1 605	1317.2	221.4	52.4	236.7
1 564	1312.8	215	50.7	236
1 506	1314.5	207.3	48.3	233.1
1 444	1314.9	198.8	45.8	230.6
1 405	1310	192.8	44.3	229.7
1 304	1299.5	177.4	39.5	222.7
1 205	1275.8	161	36	223.6

**VÝSLEDKY MĚŘENÍ JMENOVITÉ OTÁČKOVÉ CHARAKTERISTIKY TRAKTORU JD 8320RT**

otáčky n [min⁻¹]	točivý moment M_t [Nm]	výkon P [kW]	hodinová spotřeba paliva M_{ph} [kg.h⁻¹]	měrná spotřeba paliva m_p [g.kW⁻¹.h⁻¹]
2187	151.4	34.7	17.7	511.1
2156	670.2	151.3	40.4	266.7
2107	875.3	193.1	47.8	244.5
2086	906.8	198.1	48	242.2
2068	925.8	200.5	48.2	240.6
2047	951.5	204	49.3	241.8
2026	982.7	208.5	51	244.5
2005	1006.6	211.4	51.5	243.7
1905	1072.7	214	52	243.1
1806	1151.6	217.7	52.2	239.8
1706	1218.3	217.6	51.9	238.7
1606	1292.8	217.4	51.7	237.9
1564	1299.8	212.9	50.3	236.1
1507	1301.6	205.4	47.8	232.9
1444	1302.9	197.1	45.4	230.5
1406	1299.9	191.3	43.9	229.5
1304	1275.8	174.2	39.2	224.8
1206	1249.6	157.8	35.5	225



VÝSLEDKY MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320R SE STANDARDNÍM TLAKEM V PNEUMATIKÁCH (1,6 BAR NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ, 1,4 BAR NA ZADNÍ NÁPRAVĚ)

číslo měření	převodový stupeň	tahová síla F_t [kN]	teoretická rychlost v_{teor} [km.h ⁻¹]	skutečná rychlost v_{skut} [km.h ⁻¹]	prokluz δ [%]	tahový výkon P_t [kW]	hodinová spotřeba paliva M_{pht} [L.h ⁻¹]	měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	otáčky n [min ⁻¹]
1	5	7.4	5.7	5.5	3.6	11.4	19.1	1462.7	2188.5
2		100.7	5.6	2.9	48.9	80.5	52.7	559.5	2150.3
3		75	5.6	4.4	21.6	92.2	44.1	407.8	2160.4
4		94.3	5.6	3.5	37.4	92.5	50.4	464.8	2152.9
5		90.8	5.6	3.7	33.8	94.3	49.5	446.9	2154.3
6		77.1	5.6	4.3	23.1	93.1	45	411.8	2159.6
7		27.4	5.7	5.4	5.5	41	23.6	490.3	2183.5
8	7	47.6	7.6	6.9	9.2	91.3	40.6	382.9	2163.3
9		91.2	7.3	5	31.7	125.5	57.3	392.5	2072.9
10		102.2	6.8	3.4	50.3	95.9	61.3	548.3	1941.8
11		53.1	7.6	6.7	11.1	99.5	42.9	369.4	2161.8
12		83.5	7.4	5.4	27.2	125.3	55.1	376.5	2116.5
13		72.7	7.6	5.9	21.7	119.5	51.2	367.2	2153.4
14		89.5	7.3	4.9	32.5	122.2	57	399.4	2079.6
15		89.2	7.3	4.9	32.2	122.5	57	398.4	2078.6
16		101.6	6.8	3.3	51.5	93.8	61.2	557.5	1954.8
17		90.2	7.2	4.9	33	121.5	57.5	403.4	2069.7
18	9	9.2	10.2	9.9	2.5	25.4	22.5	784.6	2184.8
19		87.5	8.4	5.6	33.1	135.8	61.8	388.8	1787.3
20		50.6	10.1	8.9	11.2	125.6	50.5	343.4	2153.1
21		96.2	6.6	3.8	42.7	101	52.6	444.9	1417.3
22		91.1	7.9	4.9	38.2	123.5	61.7	426.7	1692.5
23		97	6.9	3.8	44.2	103	55.2	457.4	1470.2
24		90.5	8	5.4	33	135.1	61.7	389.6	1714.3
25	11	32.5	13.5	12.5	7.2	113	48.8	369.6	2155.2
26		60.4	11.5	9.9	14.5	165.5	61.8	320.9	1844
27		70.9	9.2	7.5	18.9	147.6	55.6	322.9	1478.1
28		70.8	10.3	8.4	19	164.8	61.5	320	1651.5
29		66.5	11	8.8	19.4	163.2	61.8	324.2	1751.9
30		9	13.4	12.8	4.1	32.2	24.6	664.7	2136.7



VÝSLEDKY MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320R S NIŽŠÍM TLAKEM V PNEUMATIKÁCH (1,2 BAR NA PŘEDNÍ NÁPRAVĚ, 1,0 BAR NA ZADNÍ NÁPRAVĚ)

číslo měření	převodový stupeň	tahová síla F_t [kN]	teoretická rychlost v_{teor} [km.h ⁻¹]	skutečná rychlost v_{skut} [km.h ⁻¹]	prokluz δ [%]	tahový výkon P_t [kW]	hodinová spotřeba paliva M_{ph} [L.h ⁻¹]	měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	otáčky n [min ⁻¹]
1	5	8.5	5.7	5.5	4.4	13	19.5	1306.2	2188.1
2		100.9	5.6	3.4	39.6	95.1	51.9	468.3	2151.1
3		105	5.6	2.6	53.6	75.5	53.9	610.4	2137
4		79.5	5.7	4.4	21.3	98.1	45	391.7	2159.3
5		93.2	5.6	3.8	31.8	99.4	49.6	425.5	2153.9
6		68.5	5.7	4.6	19.1	87.4	40.8	398.1	2163.9
7		35.2	5.7	5.3	7.6	51.6	26.6	439.6	2180
8	7	8.2	7.7	7.4	3.8	16.7	19.9	1026.8	2188.1
9		85.3	7.4	5.6	24.8	132.4	55.3	356.5	2113.2
10		103.2	6.9	3.6	47.2	104.5	61	499.1	1973.6
11		103.1	6.9	3.7	46.9	105.6	60.9	492.9	1979.8
12		89.3	7.3	5.2	28.4	130.1	56.4	369.6	2090.7
13		94.7	7.2	4.9	32.9	127.6	58.1	388.3	2057.9
14		37.6	7.6	7	7.6	73.5	32.9	381.4	2172.6
15	9	8.2	10.2	9.8	4.1	22.4	22.6	886.7	2184.4
16		85.3	8.7	6.5	25.2	154	61.7	342.3	1856.6
17		74.7	9.5	7.6	19.7	157.8	59.8	323.6	2020.1
18		94.6	7.9	5.2	33.4	137.5	61.6	383.6	1678.4
19		98.9	7	4.4	37.1	121.7	57.2	401.6	1508
20		94	8	5.6	30.1	146.1	61.7	360.5	1713



VÝSLEDKY MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORU JD 8320RT

číslo měření	převodový stupeň	tahová síla F_t [kN]	teoretická rychlost v_{teor} [km.h ⁻¹]	skutečná rychlost v_{skut} [km.h ⁻¹]	prokluz δ [%]	tahový výkon P_t [kW]	hodinová spotřeba paliva M_{pht} [L.h ⁻¹]	měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} [g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	otáčky n [min ⁻¹]
1	5	10	5.3	5	5.2	14	19.4	1218.9	2188.3
2		142.3	5	3.5	30.6	136.5	58.8	369.8	2040.9
3		148.1	4.9	2.6	46.5	107.6	60.3	480.8	2008.8
4		125.7	5.1	4.3	16.8	149.5	55.1	315.2	2115.1
5		117	5.2	4.5	14.5	145	53.2	313.1	2147
6		91.7	5.3	4.7	10.2	120.2	47	334.1	2157
7		26.2	5.3	5	6	36.4	23.5	552.6	2183.6
8		71.9	5.3	4.8	8.3	96.4	40.1	355.3	2164.6
9	7	4.8	7.1	6.7	5.6	9	19.8	1954.1	2188.4
10		115.2	6.3	5.3	14.8	171	61.2	307	1926.5
11		86.9	7	6.2	10.3	150.9	53.8	305.8	2136
12		70.7	7	6.4	8.5	126.3	48.3	328.5	2155.8
13		38.1	7.1	6.7	5.7	70.8	32.4	392.6	2173.7
14		121	6.1	5	16.7	169.6	61.7	312.1	1864.3
15		136.9	5.4	3.9	27.7	148.8	61.6	356.3	1659.7
16		144.7	4.9	3.2	34.4	128.8	56.4	377.3	1503.2
17	9	10.3	9.5	9	5.2	25.7	25.8	877.3	2180.4
18		95.8	7.8	7	10.5	186	61.8	285	1799.1
19		72.7	9	8.3	8.4	167.1	57.2	293.2	2076.2
20		85.1	8.5	7.6	10.1	180.1	61.2	290.9	1952
21		106	6.9	6.1	12.1	179.2	60.5	288.8	1593.4
22		106.5	7	6.2	12.1	182.8	61.4	287.1	1617.9
23		98.1	7.6	6.7	11.3	183.7	61.7	287.2	1752.5
24		102.9	5.5	4.8	12.2	138.3	44.6	275.6	1267.5
25	11	9.8	12.7	12	5.7	32.8	27.4	732.1	2178.6
26		69.7	10.7	9.9	7.7	190.7	61.8	277.6	1832.3
27		62.7	11.4	10.6	7.2	183.8	61.2	285.1	1953
28		75.9	9.8	8.9	9.8	187.3	61.6	281.3	1684.6
29		80.4	8.8	7.9	9.7	177.2	57	274.9	1508.9
30		78.8	8.1	7.4	9.3	161.8	51.8	273.8	1407
31	12	9.6	14.6	13.9	5.3	37	28.8	693.1	2178.2
32		51.4	13.5	12.6	7.1	179.6	60.2	287.2	2013.5
33		58.3	12.5	11.7	6.3	189.4	61.7	278.7	1859.2
34		69	10.6	9.9	7.3	189	60.1	272	1581.2
35		67.5	11	10.3	6.9	192.6	61.5	273.4	1642.7
36		69.3	9.4	8.7	7.7	166.6	51.5	264.1	1394.6



VÝSLEDKY MĚŘENÍ A VYPOČTENÉ HODNOTY TRAKTORŮ JD 8320R A JD 8320RT V SOUPRAVĚ S KOMBINOVANÝM KYPŘÍČEM KÖCKERLING VECTOR 800

kolový traktor				
číslo měření	1	2	3	průměr
otáčky n [min^{-1}]	1 943.2	1 922.2	1 964.9	1 943.5
hlavní čas T_h [s]	547.23	567.62	534.26	549.7
celkový záběr [m]	23.64	23.64	23.64	23.64
délka měřeného úseku [m]	347.5	350	352.5	350
hodinová spotřeba nafty Q_{hl} [l.h^{-1}]	60.06	60.57	59.6	60.08
hloubka kypření h [m]	0.16	0.16	0.16	0.16
skutečná rychlost v_{skut} [km.h^{-1}]	6.89	6.75	7.2	6.95
teoretická rychlost v_{teor} [km.h^{-1}]	8.99	8.78	9.2	8.99
efektivní výkonnost W_{ef} [ha.h^{-1}]	5.4	5.25	5.62	5.42
hektarová spotřeba nafty Q_h [l.ha^{-1}]	11.11	11.54	10.61	11.09
měrná efektivní spotřeba nafty na metr krychlový zpracované půdy Q_m [ml.m^{-3}]	6.95	7.21	6.63	6.93
prokluz δ [%]	23.34	23.37	22.02	22.91

pásový traktor				
číslo měření	1	2	3	průměr
otáčky n [min^{-1}]	1 955.3	1 936.4	1 908.9	1 933.5
hlavní čas T_h [s]	439.72	423.18	427.67	430.19
celkový záběr [m]	23.64	23.64	23.64	23.64
délka měřeného úseku [m]	362.5	365	367.5	365
hodinová spotřeba nafty Q_{hl} [l.h^{-1}]	60.41	60.67	60.38	60.49
hloubka kypření h [m]	0.16	0.16	0.16	0.16
skutečná rychlost v_{skut} [km.h^{-1}]	9.08	9.46	9.66	9.4
teoretická rychlost v_{teor} [km.h^{-1}]	9.86	10.23	10.43	10.17
efektivní výkonnost W_{ef} [ha.h^{-1}]	7.02	7.34	7.31	7.22
hektarová spotřeba nafty Q_h [l.ha^{-1}]	8.61	8.27	8.26	8.38
měrná efektivní spotřeba nafty na metr krychlový zpracované půdy Q_m [ml.m^{-3}]	5.38	5.17	5.16	5.24
prokluz δ [%]	7.88	7.47	7.45	7.6


ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE TRAKTORŮ JD 8320R A JD 8320RT MĚŘENÝCH NA UNIVERZITĚ V NEBRASCE

traktor	John Deere 8320R - kolový	John Deere 8320RT - pásový
motor		
číslo motoru	*RG 6090L068192*	*RG 6090L069954*
číslo traktoru	*RW 8320R002220*	*1RW 8320RC9P901296*
jmenovitý výkon	239 kW/320 koní	239 kW/320 koní
maximální výkon bez navýšení	255 kW/347 koní	255 kW/347 koní
jmenovitý výkon s navýšením	261 kW/355 koní	261 kW/355 koní
jmenovité otáčky	2100 min ⁻¹	2 100 min ⁻¹
maximální točivý moment	1 419 Nm při 1 500 min ⁻¹	1 419 Nm při 1 500 min ⁻¹
počet válců	6	6
počet ventilů	24	24
vrtání	118,4 mm	118,4 mm
zdvih	136 mm	136 mm
kompresní poměr	16,3	16,3
objem motoru	8 984 cm ³	8 984 cm ³
přepřňování	turbodmychadlo	turbodmychadlo
převodovka		
typ	Powershift	Powershift
počet převodových stupňů	16F/4R	16F/4R
pojezdové ústrojí		
rozměr předních pneumatik	420/85 R34	-
rozměr zadních pneumatik	480/80 R50, dvojmontáž	-
šířka pásů	-	635 mm
hmotnost		
celkem	11 662 kg	15 368 kg
rozměry		
rozchod	-	1 930 mm
rozchod na přední nápravě	1 626 - 2 235 mm	
rozchod na zadní nápravě	1 524 - 3 368 mm	
rozvor	3 020 mm	2 515 mm