

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2017

BC. MARTIN ŽIDEK

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



**Analýza výstupních parametrů traktorových
souborů na zpracování půdy**
Diplomová práce

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

Vypracoval:
Bc. Martin Židek

Brno 2017

Zadání

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci **Analýza výstupních parametrů traktorových souprav na zpracování půdy** vypracoval/a samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

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

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

V Brně dne 27. 4. 2017

Bc. Martin Židek

podpis

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě děkuji prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc., za vedení práce, za pomoc při praktickém měření, cenné rady a připomínky a vše, co mi pomohlo k vypracování diplomové práce.

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma „Analýza výstupních parametrů traktorových souprav na zpracování půdy“ obsahuje v teoretické části aktuální přehled nejdůležitějších částí traktorů. Diplomová práce dále obsahuje popis traktorů CLAAS ARION 640 s mechanickou stupňovitou převodovkou HEXASHIFT a plynulou hydrostatickou převodovkou CMATIC, které byly společně s pluhem PÖTTINGER servo 45S NP součástí praktické části. V srpnu roku 2016 proběhlo v Jiřicích u Miroslavi na Znojemsku terénní měření. Toto měření je zpracováno v praktické části, která je zaměřena na porovnání tahových charakteristik obou převodovek a zjištění jejich vlivu na tahové vlastnosti traktoru. Výsledky byly tabulkově a graficky zpracovány a byla provedena analýza naměřených hodnot.

Klíčová slova

Traktor, Převodové ústrojí, HEXASHIFT, CMATIC, tahové charakteristiky

ABSTRACT

The diploma thesis on the theme „Analysis of the Output Parameters of Tractors Kit for Soil Preparation“ contains in theoretical part actual survey of most important parts of the tractors. The diploma thesis further includes description of tractors CLAAS ARION 640 with mechanical speed gearbox HEXASHIFT and continuous hydrostatic gearbox CMATIC and description of plow PÖTTINGER servo 45S NP, which were all together elements of the practical part. The field measurement took place in Jiřice at Miroslav on Znojemsko in august 2016. This measurement is processed in the practical part, which focuses on comparing tensile characteristics of both gearboxes and determining their influence on the tensile properties of the tractor. Results were tabular and graphically elaborated and the analysis of measured values was performed.

Keywords

Tractor, transmission, HEXASHIFT, CMATIC, tensile characteristics

OBSAH

1 ÚVOD	9
2 CÍL	10
3 KONSTRUKCE TRAKTORŮ	11
3.1 Spalovací Motor	11
3.1.1 Palivová soustava	11
3.1.1.1 Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL	12
3.1.2 Přepínání	13
3.1.2.1 Turbodmychadla s regulací VGT	15
3.1.3 Snižování emisí spalovacích motorů	16
3.1.3.1 Recirkulace výfukových plynů (EGR)	16
3.1.3.2 Filtr pevných částic (DPF)	18
3.2 Převodové ústrojí	19
3.2.1 Mechanické převodovky	20
3.2.1.1 Převodovka Claas HEXASHIFT	20
3.2.2 Hydrostatické převodovky	23
3.2.2.1 Převodovka Claas EQ 200	24
3.3 Elektrohydraulické systémy traktorů	26
3.3.1 Polohová regulace	27
3.3.2 Silová regulace	27
3.3.3 Smíšená regulace	28
3.3.4 Regulace na mezní prokluz	29
3.3.5 Tlaková regulace	29
4 POUŽITÉ PŘÍSTROJE	31
4.1 Měřicí ústředna	31
4.2 Tenzometrické snímače síly	31
5 VÝPOČTOVÉ VZTAHY	33
6 METODIKA MĚŘENÍ TAHOVÝCH CHARAKTERISTIK NA ASFALTOVÉ PODLOŽCE	34

7	METODIKA MĚŘENÍ ENERGETICKÝCH A VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ TRAKTORŮ V AGREGACI S PLUHEM.....	36
7.1	Charakteristika vybraného pozemku pro polní měření	37
8	TECHNICKÉ PARAMETRY TRAKTORŮ A PLUHU	39
8.1	CLAAS ARION 640	39
8.2	PÖTTINGER SERVO 45S NP	43
9	VÝSLEDKY MĚŘENÍ.....	45
9.1	Valivé odpory	45
9.2	Tahové charakteristiky	47
9.3	Energetické a výkonnostní parametry orební soupravy	55
9.3.1	Volné horní táhlo třibodového závěsu	57
9.3.2	Síla v horním táhle třibodového závěsu	58
9.3.3	Závislost prokluzu zadních kol na síle v horním táhle třibodového závěsu.....	60
9.3.4	Výstupní energetické a výkonnostní parametry	62
10	ZÁVĚR	63
10.1	Hodnocení valivých odporů CLAAS ARION 640 CMATIC a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT	63
10.2	Hodnocení tahových vlastností traktorů CLAAS ARION 640 CMATIC a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT	63
10.2.1	Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 100 kPa	63
10.2.2	Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 150 kPa	64
10.2.3	Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 220 kPa	64
10.3	Hodnocení polních měření s traktorů HEXASHIFT a CMATIC v agregaci s pluhem PÖTTINGER	64
11	PŘEHLED ZDROJŮ	66
11.1	Přehled použité literatury	66
11.2	Přehled použitých internetových zdrojů	66

12 SEZNAM OBRÁZKŮ.....	68
13 SEZNAM TABULEK.....	71
14 SEZNAM PŘÍLOH.....	72

1 ÚVOD

V zemědělství se stále více klade důraz na ekonomiku, hospodárnost a přesnost. Hlavní důvody jsou závislost na neobnovitelných zdrojích, především motorové nafty, u které každý rok stoupá cena, a zároveň s tím stoupají provozní náklady. O nahrazení neobnovitelných zdrojů se neuvažuje ani v delším časovém horizontu, proto je potřeba soustředit se na faktory, které ovlivňují energetickou náročnost. Cílem je využít maximálního výkonu traktoru při stálém snižování emisí, což je z legislativního hlediska povinné. Proto se minimalizování dopadů na životní prostředí stalo velice důležitým faktorem při konstrukci traktorů.

Traktory se používají hlavně v kombinaci s nářadím, a to převážně při tahových pracích, kde se staly nepostradatelnou součástí. Tahová síla traktoru je převáděna z motoru přes převodové ústrojí a hnací kola, případně pásy, na podložku. Další podstatné využití traktorů je v dopravě při přepravě materiálů.

Převodové ústrojí je jednou z klíčových konstrukčních částí, které ovlivňují výkonnostní parametry soupravy. Vývoj převodových ústrojí proto prošel velkou revolucí a v dnešní době nalezneme velké portfolio plynulých převodovek, stejně jako převodovek řazených pod zatížením v celém rozsahu převodových stupňů. V současnosti jsou oba typy rozšířeny napříč celému výkonnostnímu spektru traktorů.

2 CÍL

Cílem diplomové práce bylo vypracovat analýzu výstupních dat dvou traktorových souprav při orbě, které mají rozdílné převodové ústrojí. Konkrétně se jedná o CLAAS ARION 640 CMATIC, což je traktor s plynulou převodovkou, a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT, který má mechanickou (stupňovitou) převodovku se všemi stupni řazenými pod zatížením. Dalším cílem diplomové práce bylo vypracovat metodiku terénního měření. Naměřená a vypočtená data tabulkově a graficky zpracovat. Cílem bylo taktéž naměřené a vypočtené hodnoty analyzovat a formulovat závěry pro praxi.

3 KONSTRUKCE TRAKTORŮ

3.1 Spalovací Motor

Problematika spalovacích motorů je velice rozsáhlá, proto se tato kapitola bude soustředit pouze na motory používané v traktorech. V těch se téměř výhradně vyskytují čtyřdobé vznětové motory s vnitřním spalováním, kde se energie přenáší přes píst a ojnici na klikový hřídel. Tato část bude zaměřena na hlavní části spalovacího motoru. O přípravu a vstřík směsi se již výhradně stará systém COMMON RAIL. Přepřívání moderních motorů je pomocí turbodmychadla s mezichladičem (Intercooler) plnicího vzduchu. Elektronická řídící jednotka umožňuje navýšení výkonu (Power boost). Dále legislativa stanovuje emisní limity, které musí traktorové motory splňovat. Pro naplnění těchto limitů jsou nutné technické a konstrukční úpravy spalovacího motoru.

3.1.1 Palivová soustava

Palivová soustava je důležitou součástí motoru. Slouží k zajištění dodání stejného množství paliva do všech válců spalovacího motoru, a to ve správný čas. Hlavními úkoly palivové soustavy jsou:

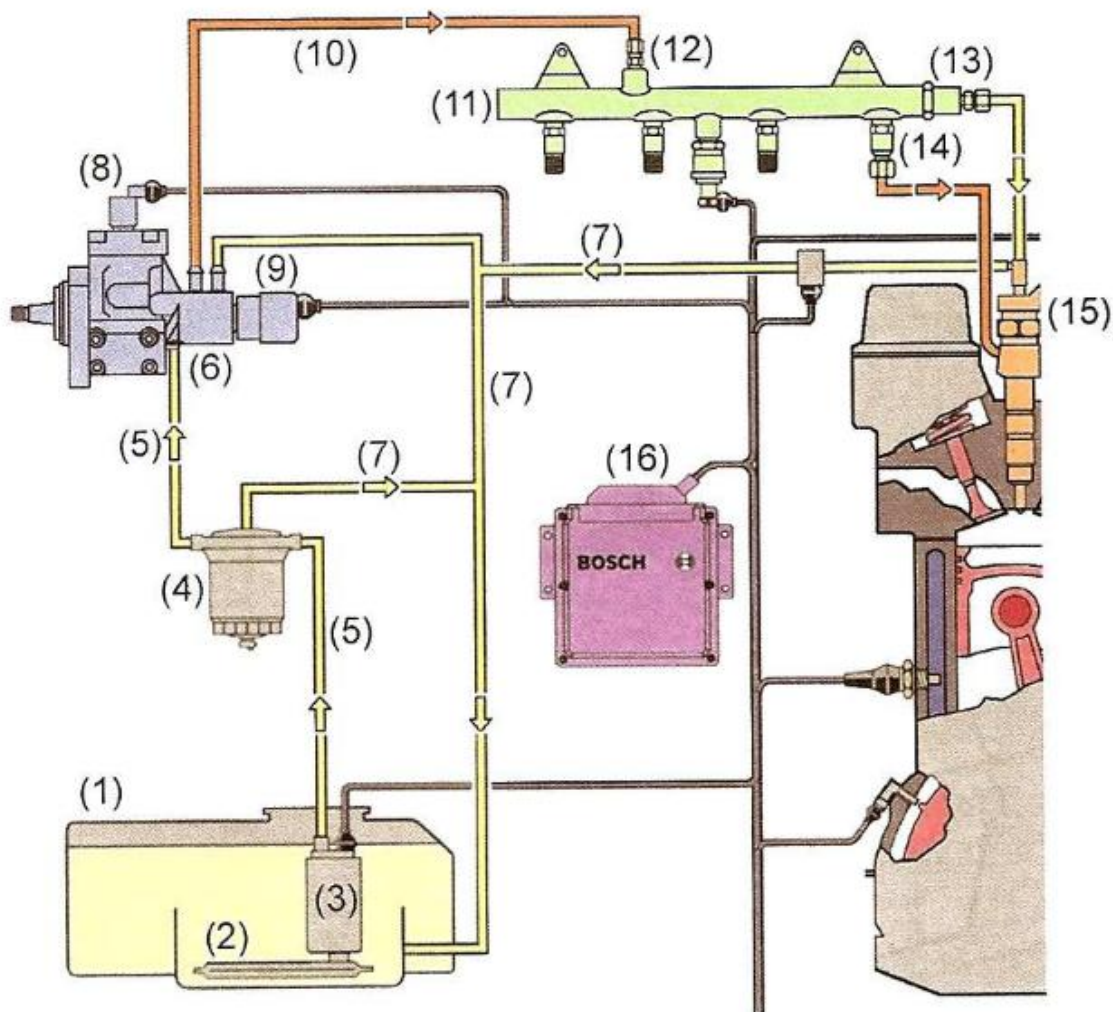
- dopravit palivo do vstřikovače
- důkladné rozprášení paliva ve válci
- zajistit dopravení a vstříknutí paliva ve správný okamžik a ve správném množství

Palivová soustava se rozděluje na dvě části – nízkotlaká a vysokotlaká. Nízkotlaká část zajišťuje dopravu paliva z nádrže k vysokotlaké části. Dopravu do vstřikovače, rozprášení směsi a dávkování zajišťuje vysokotlaká část.

Palivové soustavy v traktorových motorech mohou být s řadovým vstřikovacím čerpadlem, rotačním vstřikovacím čerpadlem, se sdruženou vstřikovací jednotkou (čerpadlo – tryska), se sdruženým vstřikovacím systémem (čerpadlo – potrubí – tryska) a s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL. Práce se bude zabývat právě palivovou soustavou s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL a tato soustava bude podrobně popsána. Palivovému systému COMMON RAIL je věnována pozornost z toho důvodu, že se nachází právě v traktorech CLAAS ARION, které jsou využity k měření v praktické části.

3.1.1.1 Vstřikovací systém s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL

Na rozdíl od jiných systémů je v systému COMMON RAIL vedeno palivo z vysokotlakého čerpadla do zásobníku tlaku (rail), který je jeden společný (common) pro všechny válce. Ze zásobníku je palivo rozvedeno do vstřikovačů pro jednotlivé válce. Schéma vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL je uvedeno na obrázku 1 s popisem hlavních částí.



Obr. 1 Schéma vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL od společnosti Bosch [3]

(1) Palivová nádrž

(9) Regulátor tlaku paliva

(2) Sací koš se sítkem

(10) Vysokotlaké palivové potrubí

(3) Elektrické dopravní palivové čerpadlo

(11) Vysokotlaká palivový zásobník (Rail)

(4) Filtr paliva

(12) Snímač tlaku paliva v zásobníku

- (5) Nízkotlaké palivové potrubí (13) Pojistný ventil
 (6) Vysokotlaké palivové čerpadlo (14) Omezovač průtoku
 (7) Zpětné palivové potrubí (15) Vstřikovač
 (8) Odpojovací ventil pístového čerpadla (16) Řídící jednotka

Prototyp systému byl vyvinut již v 60. letech 20. století, nicméně sériově se začal používat až v roce 1997. Od té doby došlo k značnému vývoji a rozšíření, proto se rozlišují různé generace systému COMMON RAIL. V tabulce 1 jsou uvedeny specifikace různých generací.

Tab. 1 Generace systému COMMON RAIL

Generace CR	Vlastnosti
1.	Tlak vstřikování až 135 MPa, dva vstřiky během jednoho cyklu
2.	Tlak vstřikování až 160 MPa, tři vstřiky během jednoho cyklu
3.	Tlak vstřikování až 200 MPa, systém Piezo-inline (0,1 ms), 5 vstřiků během jednoho cyklu
4.	Tlak vstřikování až 250 MPa, hydraulicky zvyšovaný tlak paliva, až 7 vstřiků během jednoho cyklu

Jak je uvedeno i v tabulce, v dnešní době je na trhu již 4. generace systému, který pracuje s tlakem až 250 MPa a umožňuje až 7 vstřiků během jednoho cyklu. Vstřikovače se musí rychle otevírat a zavírat. Aby to bylo možné, používají se piezoelektrické vstřikovače. Vstřikovací jehla může být ovládána přímo nebo pomocí hydraulického okruhu.

3.1.2 Přepřívání

Smyslem přepřívání je zvýšení výkonu motoru. Ten lze ovšem zvýšit i jinak, např. otáčkami. Tento způsob vede k nárůstu spotřeby, zkrácení intervalu výměny oleje, nárůstu hluku atd. Další možností je zvýšení počtu válců. V tomto případě dojde k úměrnému zvýšení výkonu, ale zároveň s výkonem motoru roste také konstrukční náročnost, hmotnost a velikost motoru. Vliv to samozřejmě má také na náklady a údržbu. Možné je taktéž zvýšení výhřevnosti paliva, nicméně tento způsob se nevyužívá, neboť se do budoucna počítá s nahrazením uhlovodíkových paliv

alternativními palivy s nižší výhřevností. Existují další způsoby, jak zvýšit výkon motoru, ale u všech převyšují negativa nad pozitivy, a právě proto se jako nejvýhodnější řešení jeví přeplňování. Účelem přeplňování je dopravit do válců spalovacího motoru více vzduchu, a tím umožnit i vyšší dávku paliva.

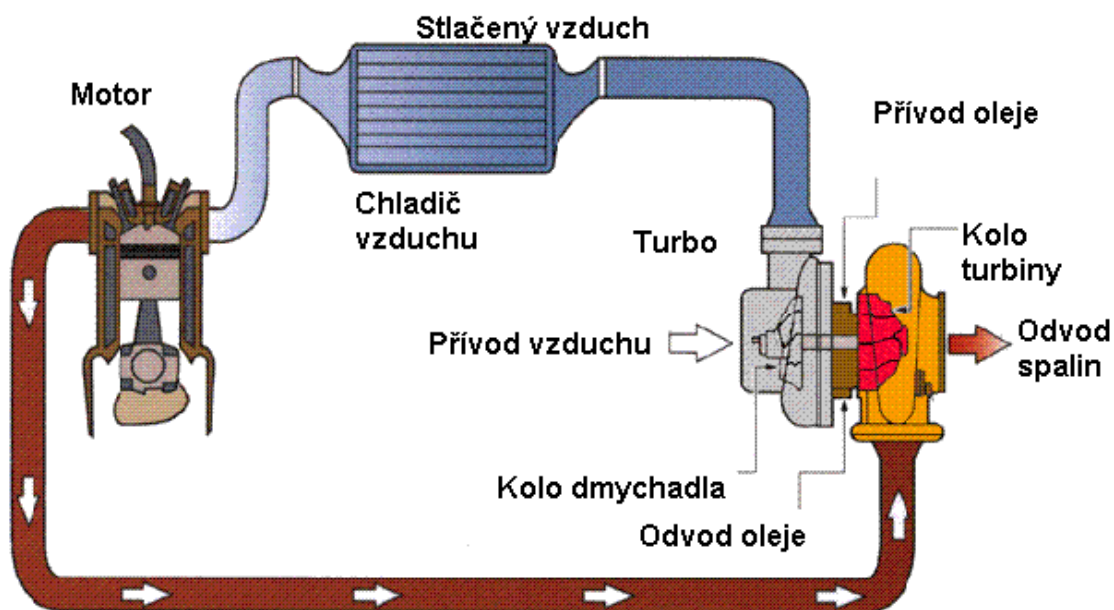
Přeplňování je nejefektivnějším a nejrozšířenějším způsobem i proto, že nemusí docházet ke změnám parametrů motoru. Přeplňování zajišťuje dopravu vzduchu do motoru tlakem vyšším, než je atmosférický. Možností, jak dopravit více vzduchu do motoru, je hned několik. Děje se tak pomocí:

- dmychadel
 - o mechanicky poháněná
 - o turbodmychadla
- tlakových vln
- náporu vzduchu

Nápor vzduchu se v traktorových motorech vůbec nevyužívá, protože k tomuto přeplňování jsou zapotřebí rychlosti vyšší než $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Nejčastěji se používá přeplňování pomocí turbodmychadla. Turbodmychadlo využívá zbytkové energie výfukových plynů, která by jinak nebyla využita. Z tohoto důvodu mají přeplňované motory vyšší výkon bez nárůstu spotřeby pohonných hmot. Otáčky turbodmychadla dosahují až $120\,000 \text{ min}^{-1}$.

„Turbína odebírá kinetickou energii výfukových plynů, přeměňuje ji na mechanickou práci a následně opět na kinetickou energii plnicího vzduchu.“ [Bauer a kol., 2013, s 28]. Celý princip turbodmychadla je zachycen na obrázku 2, a to včetně mezichladiče (intercooler). Tlak a teplota jsou na sobě vzájemně závislé. S rostoucím tlakem plnicího vzduchu tedy roste úměrně i teplota vzduchu. Vyšší teplota způsobuje nižší hustotu vzduchu. To zapříčiní, že se do válce dostane méně vzduchu, než kdyby byla teplota vzduchu nižší. Z tohoto důvodu se používá chladič vzduchu, který ještě zvyšuje účinnost turbodmychadla. [2]



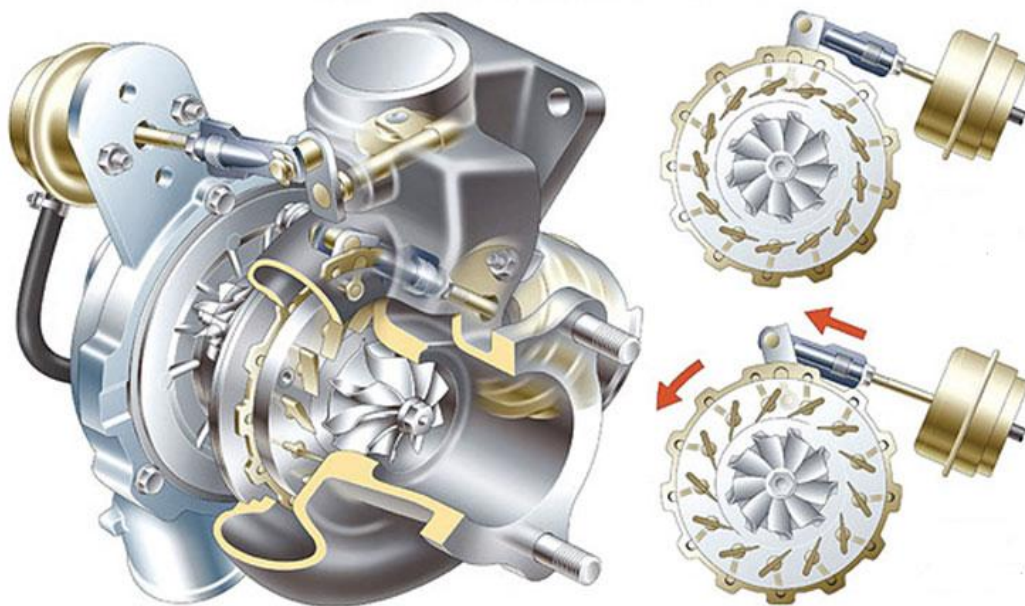
Obr. 2 Schéma turbodmyhadla s mezi-chladičem (intercooler) [11]

Další výhodou u dieselových motorů je fakt, že při vyšším množství dopraveného kyslíku do motoru umožňuje lepší spalování a výrazně omezuje množství emisí výfukových plynů.

3.1.2.1 Turbodmyhadla s regulací VGT

Traktory CLAAS ARION 640, které byly použity pro měření v praktické části diplomové práce, využívají turbodmyhadlo s regulací VGT (Variable-geometry-turbocharger) – Turbodmyhadlo s variabilní geometrií lopatek (obr. 3). Lopatky se mohou natáčet, a tak se změni průtokový průřez vstupního kanálu. Změnou průřezu se změni vstupní rychlost, a tím i otáčky dmyhadla. Výhodou je, že turbodmyhadlo může pracovat i při nižších otáčkách, když je průtok výfukových plynů nedostatečný.

Nevýhodou oproti normálnímu turbodmyhadlu je, že při variabilním natočení lopatek se snižuje účinnost oproti pevné geometrii lopatek, která je optimální. Nicméně výhody převažují nad nevýhodami.



Obr. 3 Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek [12]

3.1.3 Snížování emisí spalovacích motorů

Během provozu spalovacího motoru vznikají emise, které jsou přísně kontrolovány a jsou na ně kladeny čím dál větší nároky. V dnešní době platí emisní norma Tier 4i, kterou splňují i traktory CLAAS ARION 640. Způsobů, jak redukovat emise, je hned několik. Zde jsou brány v potaz pouze konstrukční úpravy, které jsou součástí této nejnovější normy. Tedy recirkulace výfukových plynů (EGR) a filtr pevných částic (DPF).

3.1.3.1 Recirkulace výfukových plynů (EGR)

Recirkulace výfukových plynů, označovaná také jako EGR (Exhaust Gas Recirculation), je založena na opětovném přivedení výfukových plynů do spalovacího prostoru. Tím se sníží množství kyslíku ve spalovacím prostoru, a tedy i množství vyprodukovaných NO_x , protože za vysokých teplot reaguje dusík s volnými částicemi kyslíku. Nicméně pořád je potřeba dostatečné množství kyslíku k dokonalému

spalování. V opačném případě by se zvýšilo množství vyprodukovaného oxidu uhelnatého a sazí.

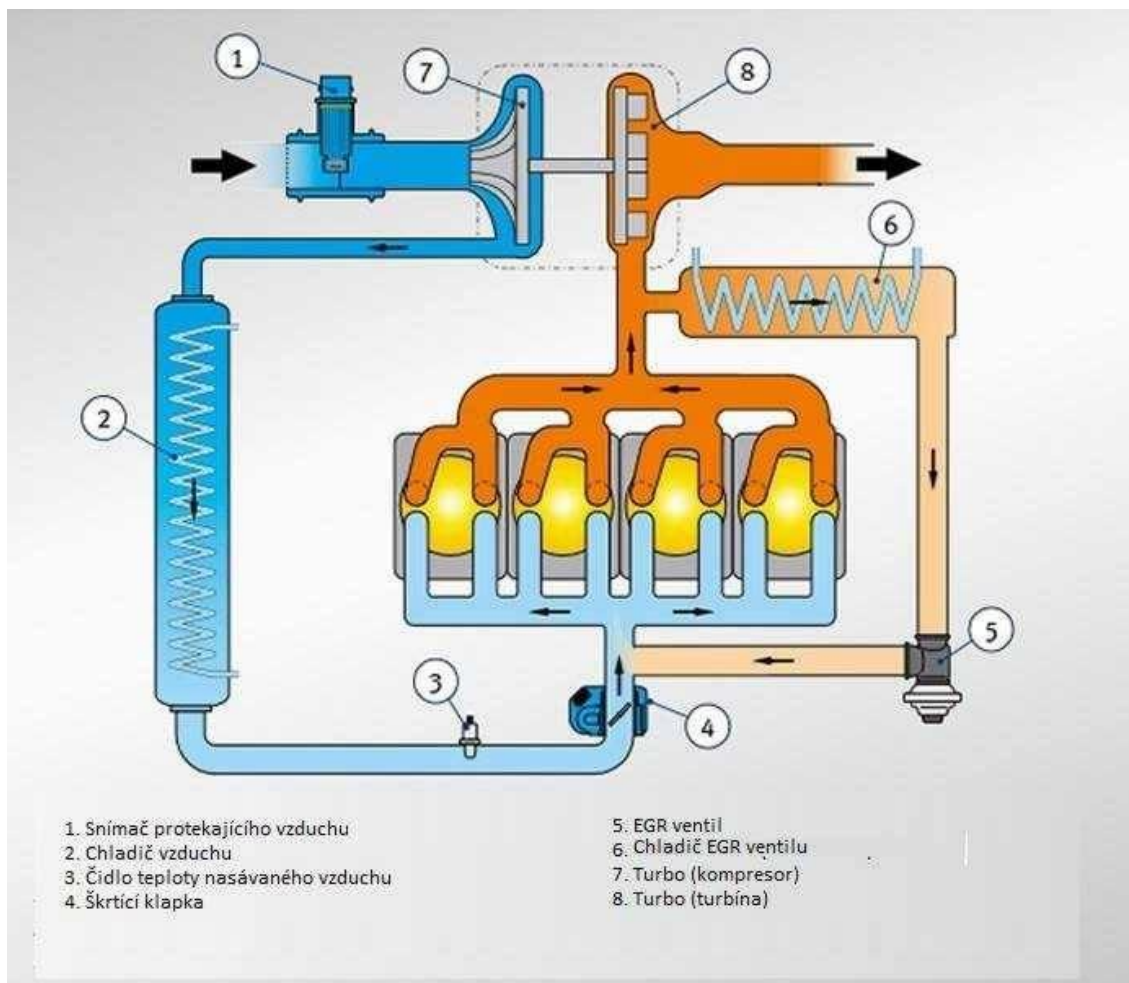
„Druhým faktorem je skutečnost, že spaliny mají větší měrnou tepelnou kapacitu než vzduch tzn., že jsou schopny přijmout více tepla ze spalovacího prostoru, a tím snižovat teplotu ve spalovacím prostoru, která ovlivňuje tvorbu NO_x .“ [Bauer a kol., 2013, s 37].

Rozlišujeme dvě konstrukční provedení:

- vnitřní recirkulace
- vnější recirkulace

U vnitřní recirkulace není potřeba žádných konstrukčních změn motoru a zastavění přídavného prostoru, což je výhoda tohoto řešení. Během výfuku se také otevře sací ventil a část spalin pronikne do sacího potrubí. Následně se během sání do spalovacího prostoru dostávají kromě čerstvého vzduchu také spaliny. Nevýhodou je neschopnost regulace množství recirkulovaných výfukových plynů. [2]

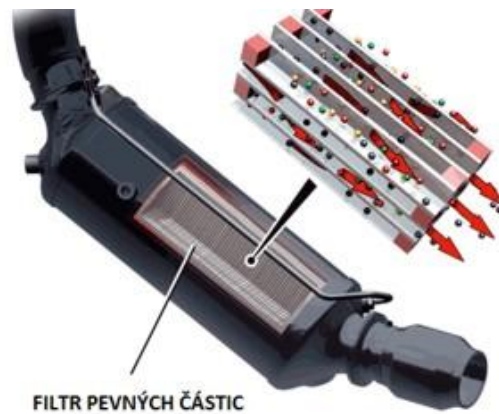
Druhou variantou je vnější recirkulace. U této recirkulace se používá tzn. EGR ventil, přes který jsou spaliny vedeny zpátky do sání motoru. Na obrázku 4 je znázorněno schéma vnější recirkulace s EGR ventilem, včetně turbodmyhadla s mezi-chladičem, o které jsem se zmínil v minulé podkapitole. Součástí obrázku je i chladič výfukových plynů, který může být součástí tohoto procesu. Tento typ recirkulace včetně chladiče je využíván také u traktorů CLAAS ARION 640. Celý proces recirkulace řídí řídicí jednotka, která je součástí EGR ventilu.



Obr. 4 Vnější recirkulace výfukových spalin s chladičem a turbodmychadlem[14]

3.1.3.2 Filtr pevných částic (DPF)

Filtr pevných částic neboli DPF (Diesel Particulate Filter) snižuje emise pevných částic. Filtr je umístěn ve výfukovém potrubí a zachycuje pevné částice neboli saze. „Výfukové plyny se na vstupu filtru rozdělují do mnoha komor, které jsou mezi sebou odděleny porézními stěnami o tloušťce 300-400 μm .“ [Bauer a kol., 2013, s 39]. Pevné částice se tímto způsobem ve filtru usazují. (Obr. 5)



Obr. 5 Filtr pevných částic [13]

Postupným zachycováním se filtr pevných částic plní, proto musí následovat výměna nebo použití regenerativního systému, což je čištění filtru. Při něm dochází k vypalování pevných částí, vzniká oxid uhličitý a malé množství pevných částic. Teplota, při které se spálí saze, je 600 °C (mez zápalnosti). Jelikož se taková teplota v provozu těžko dosahuje, musí se přidat energie na zvýšení teploty, nebo snížit teplotu vznícení sazí. Podle toho rozlišujeme dva druhy systému:

- aktivní
- pasivní

Aktivní systémy přivádějí dodatečnou energii, a tím zvýší teplotu spalin. Tento způsob je možné realizovat pomocí:

- topné spirály
- hořením paliva v komoře filtru
- opožděným vstříkem paliva

Pasivní systémy snižují mez zápalnosti sazí na 300-500 °C, proto spalování probíhá kontinuálně. Pasivní systémy se realizují pomocí:

- oxidačního katalyzátoru
- filtrů s aktivní vrstvou, CDPF (Catalyzed Diesel Particulate Filter)
- přidání aditiv do paliv

3.2 Převodové ústrojí

Převodové ústrojí spojuje motor s hnacími koly a vývodovým hřídelem traktoru. Převodové ústrojí uskutečňuje přenos, přerušování a změnu velikosti nebo směru

točivého momentu. Společně s motorem tvoří hnací ústrojí. V dnešní době jsou převodová ústrojí, stejně tak jako spalovací motory, plně řídicí elektroniky, což dává prostor pro společné řízení spalovacího motoru i převodového ústrojí. Do převodového ústrojí patří:

- spojka
- převodovka
- kloubový hřídel
- rozvodovka
- diferenciál
- koncové převody

Tato kapitola se nebude zabývat celým převodovým ústrojím, ale pouze převodovkami. Právě převodovka byla totiž jediná rozdílná část na měřených traktorech v praktické části. Jak již bylo dříve naznačováno, převodovky můžeme rozdělit podle změny převodového poměru na:

- stupňové (mechanické)
- plynulé:
 - o hydrostatické
 - o hydrodynamické
 - o řemenové a třecí

3.2.1 Mechanické převodovky

Mechanické převodovky jsou stále nejrozšířenějším typem převodovek. Je to díky jejich vysoké účinnosti, provozní spolehlivosti, cenové přijatelnosti a technické nenáročnosti oproti jiným typům. Mechanické převodovky můžeme rozdělit podle stupňů řazených pod zatížením na:

- převodovky bez stupňů řazených pod zatížením
- převodovky s omezeným počtem převodů řazených pod zatížením
- převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením

3.2.1.1 Převodovka Claas HEXASHIFT

Převodovka HEXASHIFT disponuje šesti rychlostními stupni řazenými pod zatížením a čtyřmi automatizovanými skupinami. Proto může obsluha jednoduše řadit

pomocí tlačítek na multifunkční ovládací páce CMOTION, nebo automaticky při aktivaci automatického režimu HEXACTIV.



Obr. 6 Mechanická převodovka Claas HEXASHIFT [7]

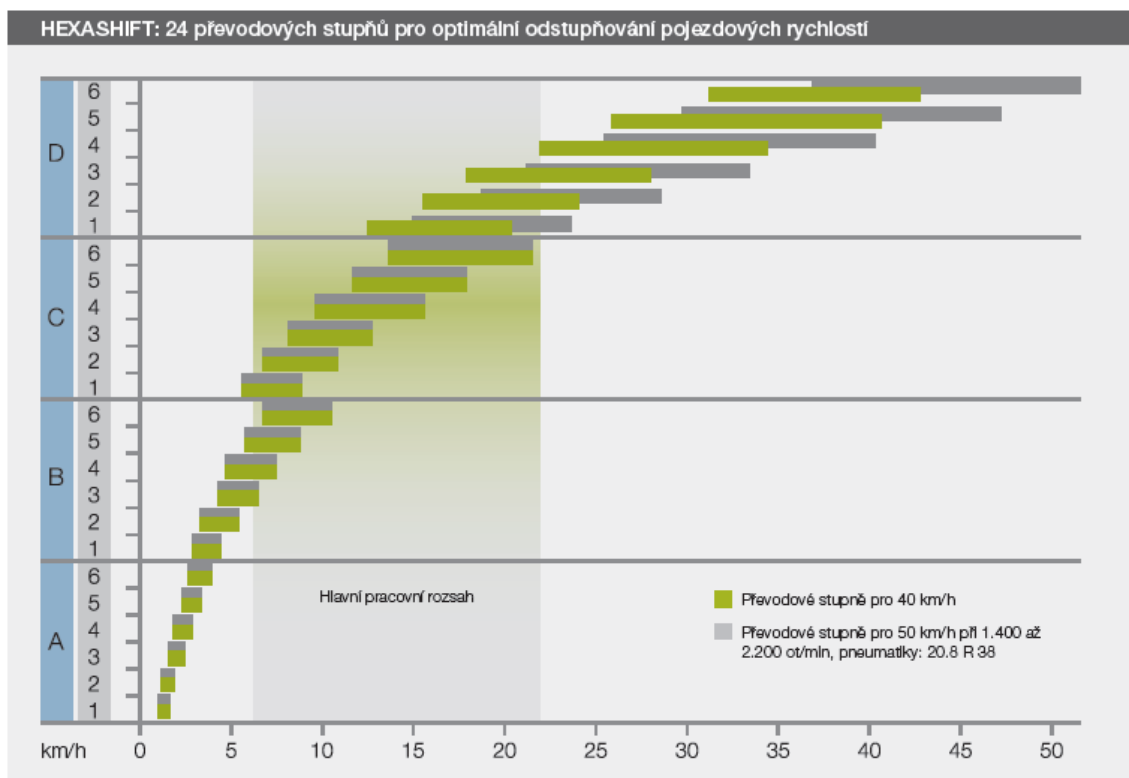
(1) Šestinásobný modul převodovky s řazením pod zatížením HEXASHIFT

(2) Hydraulicky ovládané řazení změny směru jízdy REVERSHIFT

(3) Elektrohydraulicky ovládané čtyřrychlostní skupiny

(4) Plazivé převodové stupně (volitelné)

Převodové stupně disponují přesahem, kterého si lze všimnout na obrázku č. 7. Díky těmto přesahům může převodovka využít plného výkonostního potenciálu motoru, a také je umožněna bezproblémová změna rychlostních skupin. Této výhody využívá převodovka HEXASHIFT i při řazení mezi skupinami. Při změně rychlostní skupiny zařadí převodovka nejlépe vyhovující převodový stupeň, který odpovídá dané rychlosti a danému zatížení, nezávisle na tom, jestli operuje převodovka v manuálním nebo automatickém režimu.



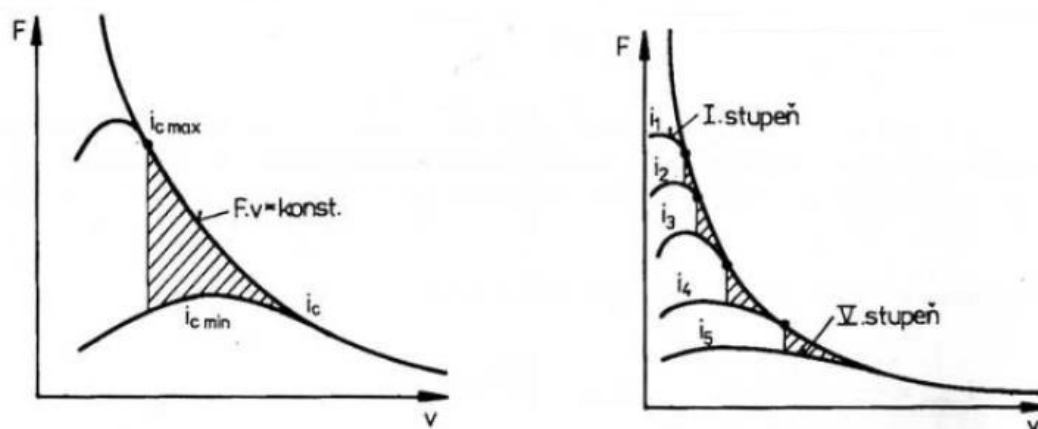
Obr. 7 Odstupňování jezdových rychlostí převodovky HEXASHIFT [7]

Převodovka HEXASHIFT disponuje inteligentními vlastnostmi, které napomáhají řidiči při jízdě nebo práci. Jedním z nich je možnost nastavení startovacího a rozjezdového převodového stupně, a to v celém rozsahu rychlostních stupňů. Další funkcí je možnost nastavit progresivitu převodů změny směru jízdy, tzn. REVERSHIFT. Progresivitu lze nastavit až devíti stupni (-4 až +4) tak, aby vyhovovala danému typu práce. Automatický režim HEXACTIV je možno ovládat v třech různých režimech: [7]

- „Plně automatický režim: HEXACTIV řadí při rozdílných otáčkách motoru dle zatížení, jezdové rychlosti a požadavku obsluhy, resp. okamžité polohy plynového pedálu
- Režim vývodového hřídele: HEXACTIV řadí tak, že otáčky motoru, resp. otáčky vývodového hřídele, zůstávají konstantní
- Manuální režim: HEXACTIV řadí podle otáček motoru, které může režim předem naprogramovat“ [CLAAS, 2017, ONLINE]

3.2.2 Hydrostatické převodovky

Hydrostatické převodovky jsou jedním z typů hydromechanických převodovek, které umožňují plynulou změnu pojezdové rychlosti CVT (Continuously Variable Transmission). Tyto převodovky jsou kombinací planetové převodovky a hydrostatického převodníku. CVT převodovky mají nižší účinnost, protože mechanická energie, která je přiváděna z motoru, se přeměňuje v hydraulické části na tlakovou a během přeměny vznikají tepelné ztráty. Hydraulická část se skládá z axiálního pístového hydrogenerátoru a hydromotoru. Celková účinnost hydrogenerátoru se skládá z účinnosti průtokové a mechanicko-tlakové. Hodnota celkové účinnosti je přibližně 90 %. Protože stejnou účinnost jako hydrogenerátor má i hydromotor, vyplývá z toho, že celková účinnost hydrostatických převodovek je kolem 80 %. Ve srovnání s mechanickými (stupňovitými) převodovkami je tato účinnost podstatně nižší. Hydrostatické převodovky mají ale i své výhody, například komfortní ovládání pro obsluhu. Další výhodou je, že tyto převodovky kopírují hyperbolu ideálního rozdělení převodového poměru, a to díky faktu, že nabízí teoreticky nekonečný počet převodových stupňů (obr. 8). Z obrázku 8 je možné také vidět ztrátové plochy, které vznikají u stupňových převodovek. Proto, na rozdíl od plynulých převodovek, nemohou dosáhnout ideálního průběhu hnací síly.



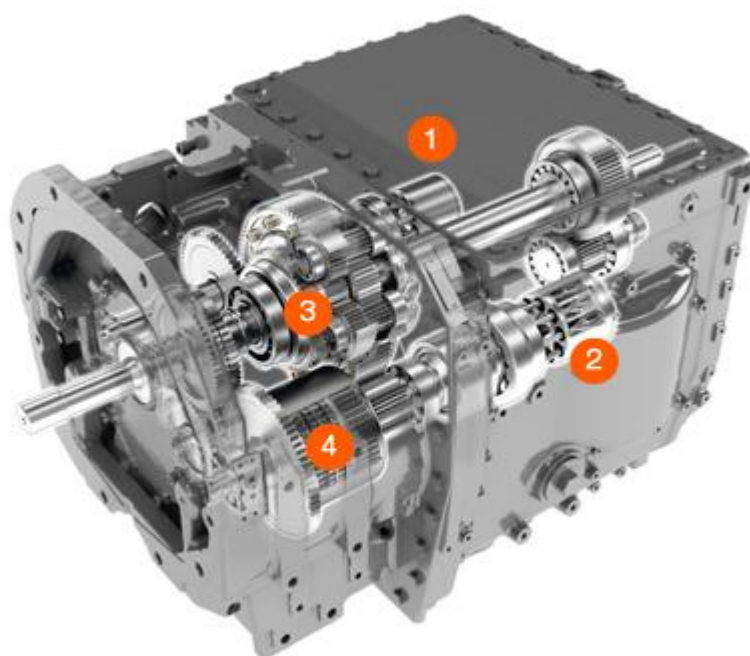
Obr. 8 Závislost počtu převodových stupňů na velikost ztrátových ploch [4]

Dalšími výhodami jsou snadná reverzace pohybu, jednoduché blokování pohybu, přenos velkých sil a točivého momentu. Z tohoto důvodu se u vyšších výkonových tříd traktorů používají skoro výhradně plynulé převodovky.

Kromě nízké účinnosti jsou dalšími nevýhodami plynulých převodovek citlivost na nečistoty v kapalině, závislost na vlastnostech provozní kapaliny a vyšší pořizovací náklady.

3.2.2.1 Převodovka Claas EQ 200

Převodovka CLAAS EQ 200, je použita v traktorech s označením CLAAS ARION 640 CMATIC a je tedy, jak již bylo řečeno, kombinací planetové převodovky a hydrostatického převodníku. Převodovka umožňuje dva automaticky se měnící rychlostní rozsahy, a to díky dvěma hydrostatům, které mohou zastávat jak úlohy hydromotoru, tak hydrogenerátoru.



Obr. 9 Hydrostatická převodovka CMATIC - označení CLAAS EQ 200 [7]

(1) Hydrostat 1

(3) Planetová převodovka

(2) Hydrostat 2

(4) Spojky pro změnu rychlostních stupňů

Během prvního rychlostního rozsahu se traktor rozjíždí, mění směr jízdy, nebo může zůstat v klidové pozici. Všechny tyto úkony probíhají bez jakéhokoliv mechanického řazení. Během zrychlování dochází k přibližování otáček obou spojovacích hřídelů. V momentu, kdy se otáčky spojovacích hřídelů dostanou na stejnou hodnotu, dojde

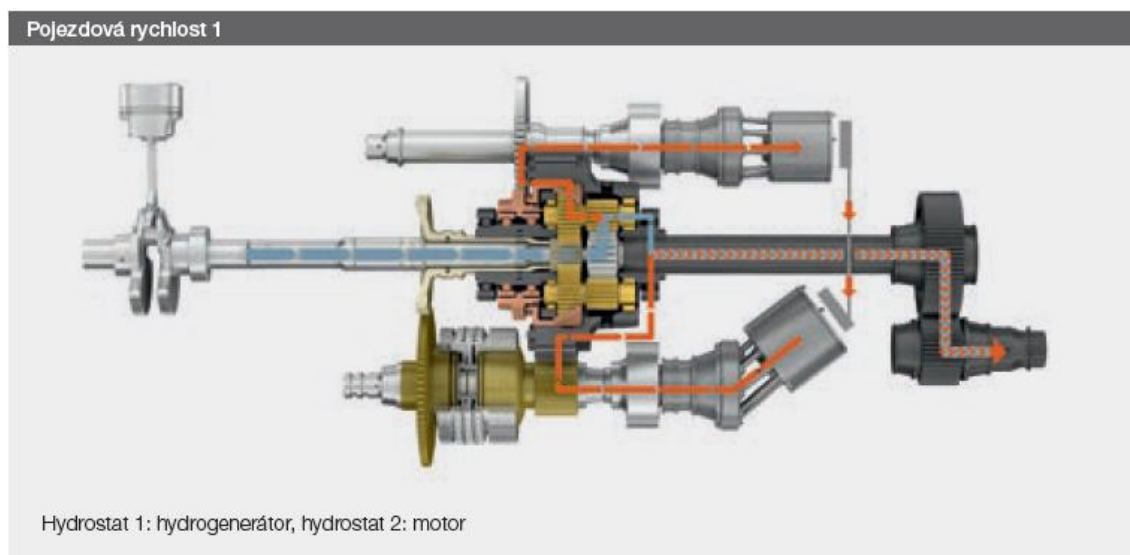
automaticky ke změně rychlostního rozsahu. Schéma toku výkonu při první jezdové rychlosti je zobrazeno obrázku č. 10.

Obdobně pracuje převodovka při druhém rychlostním rozsahu, avšak s tím rozdílem, že si hydrostaty prohodí své úlohy. Z obrázku č. 11 lze vidět, jak se změní tok výkonu oproti prvnímu rychlostnímu rozsahu.

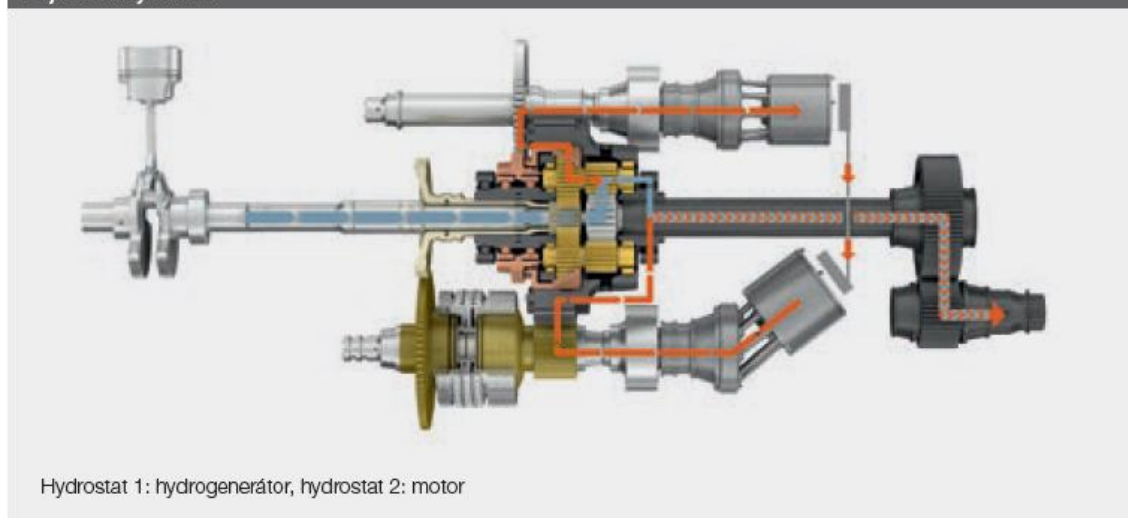
Výhody převodovky EQ 200:

- plynulá změna jezdové rychlosti
- zcela rovnoměrné zrychlení také při zatížení
- nízká spotřeba v dopravě – maximální jezdová rychlost při $1500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- stání a rozjíždění se ve svahu bez použití brzdy, díky aktivní regulaci stání




Traktory s označením CMATIC lze ovládat třemi různými způsoby: plynovým pedálem, multifunkční ovládací pákou CMOTION nebo v manuálním režimu, ve kterém si řidič manuálně nastaví počet otáček a převodový poměr. U prvních dvou způsobů se otáčky i převodový poměr určuje automaticky, aby byla dosažena co nejvyšší účinnost a nízká spotřeba. [7]



Obr. 10 Schéma toku výkonu během rychlostní stupně 1 [7]



Obr. 11 Schéma toku výkonu během rychlostní stupně 2 [7]

-  Mechanický tok výkonu z motoru
-  Hydraulický tok výkonu
-  Společný tok výkonu (mechanický + hydraulický k výstupu převodovky)

3.3 Elektrohydraulické systémy traktorů

Hydraulické okruhy se rozdělují na vnitřní a vnější.

Vnější okruhy slouží k ovládání hydraulických motorů, které pohání připojené nářadí. Traktory jsou zpravidla vybaveny 3–4 vnějšími okruhy. Pro provoz některých modernějších a složitějších nářadí je zapotřebí více vnějších okruhů. Spojení vnějších okruhů s nářadím je pomocí rychlospojek. Ty jsou umístěny v zadní části traktoru, ale mohou být i v přední části, pokud je traktor vybaven předním vývodovým hřídelem.

Vnitřní okruhy slouží k ovládání tříbodového závěsu. Jsou označovány jako regulační hydraulika traktoru a slouží k efektivnější agregaci traktoru s nářadím. Tříbodový závěs neslouží pouze ke zvedání a spouštění připojené nářadí, ale reguluje jeho činnost a významně ovlivňuje tahové vlastnosti traktoru.

Rozlišujeme tři základní systémy regulace tříbodového závěsu:

- polohová regulace – regulace na konstantní polohu
- silová regulace – regulace na konstantní sílu
- smíšená regulace – kombinace předešlých dvou regulací

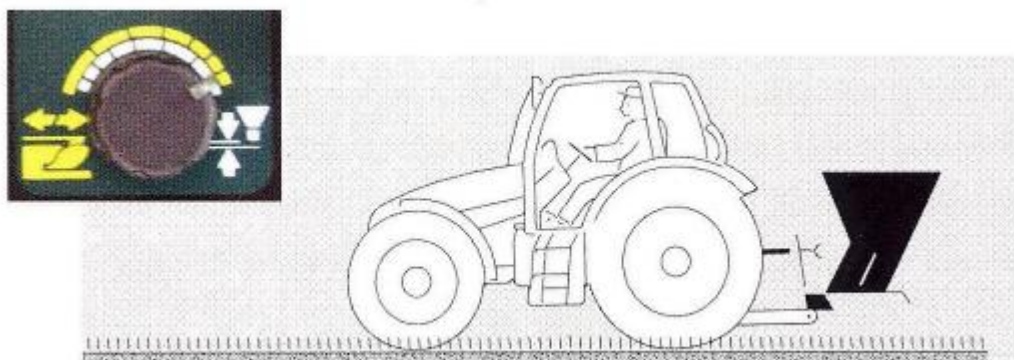
V případě elektrohydraulických systémů byly tyto základní systémy doplněny o další dvě regulace:

- regulace na mezní prokluz – při překročení nastavené meze prokluzu dojde k nadzvednutí nářadí
- tlaková regulace – ve zvedacích válcích ramen je udržován tlak nastavený obsluhou

Ovládání elektrohydraulických regulačních systémů a jejich kombinací je několik. Většinou má každý výrobce své vlastní ovládání. Nicméně umístění bývá shodné, a to na pravé straně kabiny traktoru. [2]

3.3.1 Polohová regulace

Při nastavení polohové regulace je aktivován snímač polohy ramen zvedacího ústrojí, oproti snímači síly, který je vypnut. Celý proces řídí řídicí jednotka, která při změně polohy ramen pošle signál do hydrogenerátoru a ten dopraví potřebné množství oleje do ramen pro nastavení ramen do nastavené polohy obsluhou. Na obrázku 12 je traktor v agregaci s rozmetadlem, což je příklad využití polohové regulace. Ramena tříbodového závěsu udržují rozmetadlo v nastavené výšce. V případě, že dojde k poklesu nebo nadzvednutí stroje z jakýchkoliv příčin, polohová regulace uvede stroj do původní výšky. V horní části obrázku je ukázána možnost vzhledu potenciometru regulace a nastavení polohové regulace. [2]



Obr. 12 Polohová regulace traktoru a názorné umístění potenciometru [2]

3.3.2 Silová regulace

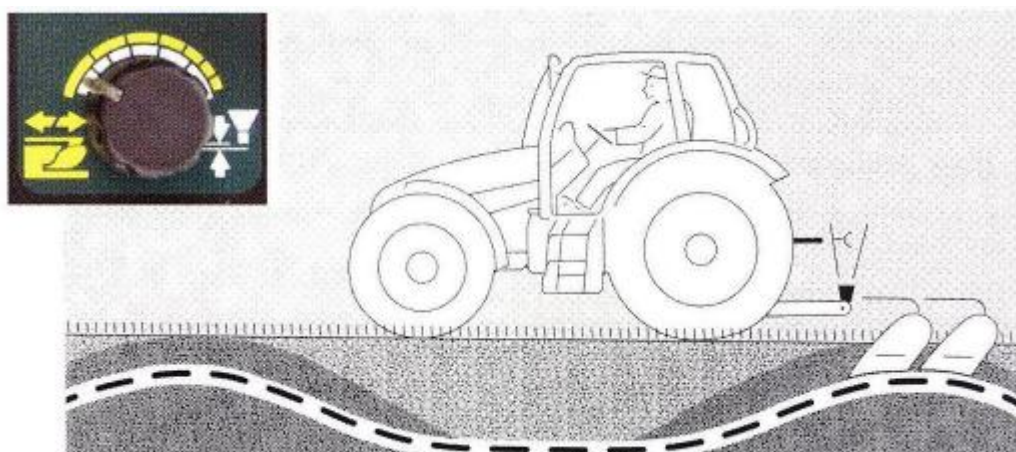
Silová regulace je pravý opak polohové regulace. Snímač polohy je vypnutý a v provozu je snímač síly. Princip silové regulace je udržovat odpor nářadí stále konstantní i za cenu částečného vyhloubení či zahloubení. V případě vyššího odporu,

který může nastat například při vjetí pluhu do těžší půdy, zaznamená snímač síly vyšší sílu v dolním táhle. Snímač síly převede na elektrickou hodnotu, kterou řídicí jednotka vyhodnotí. Následně hydraulika začne zvedat nářadí do té doby, než se síla v dolním táhle dostane na požadovanou hodnotu.

Silový snímač je založený na principu induktivní reaktance, tzn. zdánlivý odpor snímače proti průchodu střídavého elektrického proudu. U většiny traktorů lze nastavit citlivost snímače síly. To je výhodné především v půdách s nestálou homogenitou, kde může docházet k častému vyhlubování nebo zahlubování pluhu.

Hlavním významem silové regulace je dotěžovat traktor tak, aby hnací síla na kolech byla maximálně přenesena na podložku. „Regulovaným dotěžováním docílíme zmenšení prokluzu, a tím současně dojde ke zvýšení tahové účinnosti traktoru.“ [Bauer a kol., 2013, s 111].

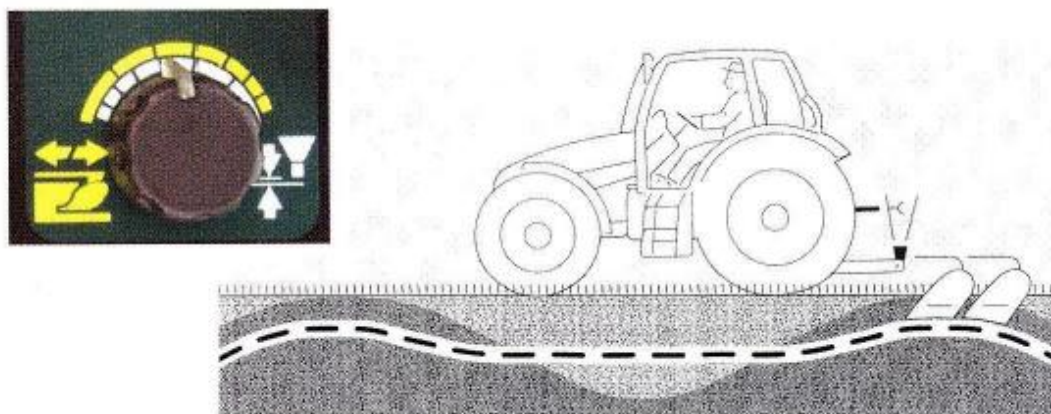
Obrázek 13 znázorňuje silovou regulaci traktoru při orbě a nastavení potenciometru na silovou regulaci. [2]



Obr. 13 Silová regulace traktoru a názorné umístění potenciometru [2]

3.3.3 Smíšená regulace

V případě smíšené regulace jde o kombinaci dvou systémů regulace – silové a polohové. Během této regulace je v provozu jak snímač polohy, tak snímač síly. Výsledek smíšené regulace je vidět na obrázku č. 14. V případě, že traktor v agregaci s pluhem vjede do těžší půdy, dojde k vyhloubení pluhu, ale činnost koriguje polohová regulace. [2]



Obr. 14 Smíšená regulace traktoru a názorné umístění potenciometru při nastavení 50 % silové regulace a 50% polohové regulace [2]

3.3.4 Regulace na mezní prokluz

V polních podmínkách může dojít k situaci, kdy se razantně zvýší prokluz kol bez změny síly působící mezi traktorem a pracovním nářadím. Pokud nastane tato situace, tak ji silová regulace nezaznamená, protože ve snímači síly v dolním táhle nedojde k žádné změně. Traktor nicméně bude ztrácet na rychlosti a v mezním případě se může i zastavit.

Regulace reaguje na změnu rychlosti soupravy. Skutečná rychlost je měřena pomocí radaru. Teoretickou rychlost měří snímač otáček hnacích kol. Porovnáním skutečné a teoretické rychlosti dostaneme prokluz kol v daném čase.

Obsluha traktoru nastaví mezní hodnotu prokluzu. Pokud naměřený prokluz přesáhne nastavenou hodnotu, regulace přizvedne nářadí. Tímto se sníží hodnota prokluzu, protože nářadí dotíží hnací nápravu. Nižším prokluzem docílíme i lepší tahové vlastnosti soupravy. Výhodou elektrohydraulických systémů je možnost kombinovat regulaci mezního prokluzu s dalšími regulacemi. [2]

3.3.5 Tlaková regulace

Tlaková regulace udržuje v hydraulickém válci konstantní tlak nastavený obsluhou. Tímto odlehčuje nářadí a dotěžuje traktor. Tažná síla traktoru je dána jeho tíhou, částí tíhy nářadí a stavem půdy. Z tohoto důvodu se tlaková regulace využívá hlavně u nářadí, která jsou vybavena opěrnými koly a nemohou dotížit traktor. Použitím tlakové regulace lze dokázat využití tíhy připojeného nářadí a tím zvýšit adhezi traktoru.

Z toho vyplývá, že dojde ke snížení prokluzu a zvýšení tahové síly, což má za následky zvýšení energetických a výkonnostních parametrů soupravy. [2]

4 POUŽITÉ PŘÍSTROJE

Oba traktory byly během polního měření vybaveny externími snímači, jejichž signály byly zpracovány měřicí soupravou National Instruments CompactRio. Zároveň byla využívána data interních snímačů traktoru, která byla snímána ze sběrnice CAN-Bus a také data ze siloměrných čepů třibodového závěsu. Traktory byly taktéž osazeny GPS přijímačem, který po celou dobu snímal jeho polohu. Všechna data byla zpracována proprietárním softwarem a kontinuálně byla odesílána bezdrátově na stacionární stanoviště.

4.1 Měřicí ústředna

Měřicí ústředna byla složena z komponentů společnosti National Instruments. Tento systém se komerčně nazývá CompactRio. Konkrétně se jednalo o tyto komponenty:

Šasi s FPGA polem (3M) NI 9104 (sériové číslo: 12BC0B0), které lze osadit až osmi moduly libovolné konfigurace. Šasi je konstruováno s ohledem na extrémní podmínky, snese teploty od $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ a odolává vibracím až do 50 g (parametry: 3 ms, 3 osy, tvar poloviny sinusoidy)

Real-time kontrolér NI 9004 (sériové číslo: E766A9) je hlavní mikroprocesorový systém celé soupravy.

Modul vstupů z tenzometrů NI 9237 (sériové číslo: 12AF987) slouží k záznamu tahové síly traktoru. Během měření byl tento modul využit i pro měření valivých odporů. Modul umožňuje připojení až čtyř tenzometrů, které mohou měřit současně.

CAN-Bus modul NI 9853 (sériové číslo: 128760C) zajišťuje sběr dat z palubní sítě traktoru. Komunikační rychlost, používaná u současných traktoru, je 250 kbps.

RS232 modul NI 9870 (sériové číslo: 14BB980). Tento modul je v systému integrován z důvodu čtení dat z GPS přijímače. Znaková rychlost (Baudrate) přijímače byla nastavena na 38,4 kbps.

Modul digitálních vstupů NI 9411 (sériové číslo: 12F69AB) je modul pro digitální vstupy v úrovni TTL (transistor-transistor-logic) či volitelně do 24 V, diferenciálně nebo single ended zapojení. [10]

4.2 Tenzometrické snímače síly

Tenzometrické horní táhlo třibodového závěsu (obr. 17) disponuje měřicím rozsahem sil 500 kN. Táhlo bylo u společnosti HBM kalibrováno a byly vyjádřeny

nejistoty. Spodní siloměrné čepy byly cejchovány a jejich analogový výstup v rozsahu 0-10 V byl přiveden na vstup modulu NI9205.

Měření tahových sil při tahových zkouškách traktorů bylo měřeno pomocí tenzometrického snímače Hottinger HBM U 10M 250 kN (obr. 15) Tenzometrický snímač byl propojen s měřicí ústřednou CompactRio. [9]



Obr. 15 Tenzometrický snímač síly Hottinger HBM U 10M

5 VÝPOČTOVÉ VZTAHY

Prokluz

$$\delta = \frac{n_s - n_t}{n_t} \cdot 100 \quad [\%]$$

n_s Skutečný počet otáček kola [-]

n_t Teoretický počet otáček kola [-]

Měrná tahová spotřeba

$$m_{pt} = \frac{Q_h \cdot \rho}{P_t} \cdot 10^3 \quad [g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}]$$

Q_h Hodinová spotřeba paliva [$l \cdot h^{-1}$]

ρ Hustota paliva [$kg \cdot l^{-1}$]

Efektivní výkonnost soupravy

$$W_1 = \frac{0,36 \cdot s \cdot b}{T_1} \quad [ha \cdot h^{-1}]$$

T_1 Hlavní čas[s]

s Celková dráha ujeta během práce[m]

b záběr stroje [m]

Efektivní objemová výkonnost

$$W_{1o} = \frac{s \cdot b \cdot h}{T_1} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

h hloubka orby [m]

Efektivní hektarová spotřeba paliva

$$Q_1 = \frac{Q_p \cdot T_1}{0,36 \cdot s \cdot b} \quad [l \cdot ha^{-1}]$$

$$Q_1 = \frac{Q_p \cdot T_1}{0,36 \cdot s \cdot b}$$

Q_p Průměrná hodinová spotřeba [$l \cdot h^{-1}$]

Efektivní objemová spotřeba paliva

$$Q_{em} = \frac{Q_1}{h} \cdot 10^{-1} \quad [ml \cdot m^{-3}]$$

6 METODIKA MĚŘENÍ TAHOVÝCH CHARAKTERISTIK NA ASFALTOVÉ PODLOŽCE

Cílem tahových zkoušek bylo zjistit vliv mechanické stupňové převodovky HEXASHIFT a plynulé hydrostatické převodovky CMATIC traktorů CLAAS ARION 640 na průběh tahových charakteristik. Měření tahových vlastností na vybrané pojezdové rychlosti proběhlo na suché, rovné asfaltové vozovce v katastru obce Damnice u Miroslavi. Byl vyměřen rovný 50 m úsek vozovky, na kterém proběhlo měření tahových charakteristik obou traktorů. U traktoru s převodovkou HEXASHIFT proběhly tahové zkoušky na převodových stupních B2, B4, C2 a C3. U traktoru s převodovkou CMATIC byly nastaveny 4 pojezdové rychlosti, které odpovídají převodovým stupňům předešlého traktoru. Nastavené rychlosti byly 5 km.h^{-1} , 8 km.h^{-1} , 11 km.h^{-1} a 12 km.h^{-1} . U této převodovky byl během zkoušky nastaven manuální režim a maximální pojezdová rychlost, a to při každé zkoušce. Pomocí multifunkční ovládací páky CMOTION se traktor rozjel na tuto rychlost a následně byl zatěžován. Zatížení traktoru se postupně zvyšovalo, až dosáhlo maximálního tahového výkonu, a to u všech rychlostí. Během každé rychlosti proběhlo 6–9 měření s cílem co nejpřesněji vykreslit charakteristiku průběhu tahového výkonu. Každé měření probíhalo s konstantní brzdou silou (tahovou silou) a postupně se zvyšovala tak, aby bylo možné vykreslit celý průběh tahového výkonu.



Obr. 16 Tahové zkoušky traktorů CLAAS ARION 640 na asfaltové podložce. Brzdící traktor CLAAS AXION 850

Brzdná síla byla udržována pomocí přípojného traktoru CLAAS AXION 850. Traktory (měřený a připojený brzdící) byly spojeny ocelovým lanem s vloženým tenzometrickým snímačem síly Hottinger U2A s rozsahem síly 0–200 kN (obr. 16). Výška spojovacího lana byla u obou měřených traktorů stejná. Před měřeným úsekem byla dostatečná vzdálenost pro dosažení požadované rychlosti a ustálení měřených parametrů. Měřená data byla kontinuálně a bezdrátově přeposílána na stacionární pracoviště v blízkosti měřeného úseku. Data byla ukládána a částečně vyhodnocována z důvodů provedení případných korekcí nebo nutnosti opakovat měření. Během tahových zkoušek byla měřena další data (kromě tahové síly), která byla potřebná k vypracování výsledků měření. Použity byly také data z interní sítě traktoru, které byly získány z datové sběrnice CAN-Bus (spotřeba paliva, otáčky motoru, zatížení motoru, aktuální točivý moment atd.). Z datové sběrnice byla snímána i teoretická a skutečná rychlost. Skutečná rychlost byla také monitorována GPS přijímačem. Informace o skutečné a teoretické rychlosti byly použity pro výpočet prokluzu kol. [1]

7 METODIKA MĚŘENÍ ENERGETICKÝCH A VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ TRAKTORŮ V AGREGACI S PLUHEM

Cíl měření traktorů v agregaci s pluhem byl stejný jako při měření tahových charakteristik. Při polních zkouškách byl také ověřován vliv změny tlaku oleje v trakčním hydraulickém válci pluhu na energetické a výkonnostní parametry soupravy. Během polních zkoušek byl měněn tlak ve válci od 0 *kPa* až do 150 *kPa*. Oba traktory po celou dobu zkoušek pracovaly s plnou dávkou paliva. Stupňovitá převodovka HEXASHIFT byla nastavena v automatickém režimu řazení s udržováním motoru v oblasti maximálního výkonu. Pro práci při orbě byly zvolené převodové stupně řazené pod zatížením v převodové skupině B. Všechna měření byla třikrát opakována.

Během měření byla měřena síla v horním táhle tříbodového závěsu traktoru pomocí tenzometrického snímače od společnosti Hottinger (obr. 17) s maximální zatěžovací silou 500 *kN*. Zároveň byly měřeny síly v dolních táhlech s využitím siloměrných čepů tříbodového závěsu.

Prokluz pravého a levého zadního (hnacího) kola byl měřen pomocí inkrementálních snímačů otáček kol a zároveň ručně měřením délky a následným výpočtem pro kontrolu správnosti údajů.



Obr. 17 Tenzometrický snímač síly společnosti Hottinger v horním táhle

Další hodnoty v průběhu měření byly snímány ze sítě traktoru CAN Bus. Byly to tyto hodnoty: okamžitá hodinová spotřeba, otáčky motoru, zatížení motoru, točivý moment, poloha ramen tříbodového závěsu, teploty provozních kapalin, teoretická a skutečná rychlost a další. Skutečná rychlost byla také měřena pomocí nainstalované GPS soupravy na střeše kabiny traktoru. Všechny tyto hodnoty byly soustředěné do monitorovacího počítače umístěného v kabině traktoru a následně odesílány na kontrolní stanoviště umístěné na okraji pole.

Posledními měřenými údaji byly parametry orby. Hloubka orby (měřena v místě dna brázdy) byla měřena každých 5 metrů. Stejně jako pracovní záběr pluhu. Tyto hodnoty byly měřeny ručně a následně byly použity k výpočtu výkonnosti a měrné spotřeby paliva obou traktorů. [1]

7.1 Charakteristika vybraného pozemku pro polní měření

Polní měření orební soupravy CLAAS ARION 640 s neseným pětiradličným pluhem PÖTTINGER servo 45SPN proběhlo v Jiřicích u Miroslavi (obrázek 18). Před orebními zkouškami byly odebrány vzorky z parcely pro stanovení vlhkosti zpracované půdy a také proběhlo měření penetrometrického odporu.

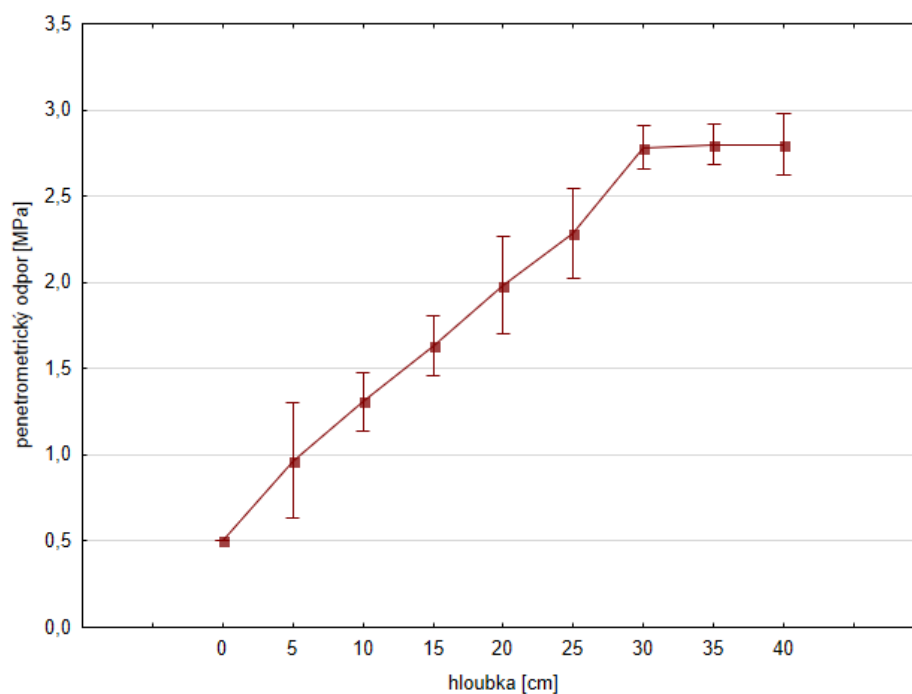


Obr. 18 Místo pozemku, kde proběhly polní zkoušky orební soupravy

Parcela byla hlinitá půda, půdotvorný substrát spraš. Předplodinou byla pšenice ozimá a po sklizni neproběhla úprava půdy, takže měření probíhalo na neošetřeném strništi. Průměrná hmotnostní vlhkost byla 15,18 % (tabulka 2). Výsledky měření penetrometrického odporu jsou zobrazeny na obrázku 19. [1]

Tab. 2 Výsledky měření vlhkosti půdy pozemku

Vzorek	Hmotnost odebraného vzorku [g]	Hmotnost po vysušení [g]	Hmotnostní rozdíl [g]	Hmotnostní vlhkost [%]
1	470,39	404,05	66,34	16,4
2	556,28	484,04	72,24	14,9
3	579,44	504,55	74,89	14,8
4	429,95	377,45	52,5	13,9
5	606,96	524,03	82,93	15,8
Průměr				15,18



Obr. 19 Průběh průměrného penetrometrického odporu půdy pozemku, s vyznačenými směrodatnými odchylkami.

8 TECHNICKÉ PARAMETRY TRAKTORŮ A PLUHU

Zkoušení proběhlo na dvou traktorech značky CLAAS s označením ARION 640. Měření se uskutečnilo nejprve ve válcové zkušebně MENDELU a následně v polních podmínkách v agregaci s pluhem PÖTTINGER servo 45S NP. V této kapitole budou uvedeny technické parametry obou traktorů i použitého pluhu.

8.1 CLAAS ARION 640

Tab. 3 Specifikace motoru CLAAS ARION 640

Motor	
Výrobce	DPS
Počet válců/ventilů	6/24
Zdvihový objem [cm^3]	6788
Jmenovité otáčky motoru [min^{-1}]	2200
Homologační hodnota výkonu (97/68 EG) ¹ [kW/k]	128/174
Výkon při jm. otáčkách (ECE R 120) [kW/k]	124/169
Maximální výkon (ECE R 120) [kW/k]	130/177
Maximální točivý moment (ECE R 120) [Nm]	714
Otáčky při $M_{t_{max}}$ [min^{-1}]	1200
Rozsah otáček při konstantním výkonu [min^{-1}]	1800-2200
Chlazení motoru	Přetlakové, kapalinové
Přepřínování	Turbodmychadlo s regulací plnicího tlaku s proměnnou geometrií lopatek, chladič plnicího vzduchu, recirkulace spalin (EGR), filtr pevných částic (DPF)
Vstřikovací systém	Common Rail
Maximální obsah nádrže (CMATIC/HEXASHIFT) [l]	330/350
Interval výměny oleje [h]	500

Tab. 4 Specifikace převodovek CLAAS ARION 640

Převodové ústrojí	
Typ	HEXASHIFT - mechanická převodovka řazená pod zatížením
Počet převodových stupňů (F/R)	24/24
Min. pojezdová rychlost při 2200 min^{-1}	1,53
Max. pojezdová rychlost	40/50
Převodové stupně řazené pod zatížením	6
Elektricky ovládané rychlostní skupiny (Robot)	4
Min. rychlost plazivá při 2200 min^{-1} [km.h^{-1}]	0,38
Min. pojezdová rychlost super plazivá rychlostí při 2200 min^{-1} [km.h^{-1}]	0,11
REVERSHIFT - zpětný chod bez použití spojky	ANO
Typ	CMATIC-plynulá převodovka
Označení	EQ 200
Pojezdová rychlost (min/max) [km.h^{-1}]	0,05/40
REVERSHIFT - zpětný chod bez použití spojky	ANO

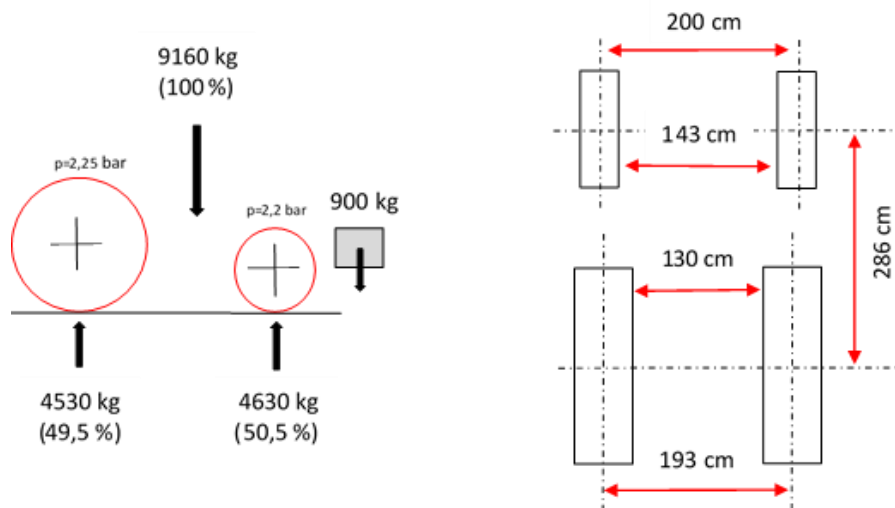
Tab. 5 Specifikace pneumatik CLAAS ARION 640

Rozměry pneumatik	
Přední náprava	Michelin Multibib 650/65 R38
Zadní náprava	Michelin Multibib 540/65 R28

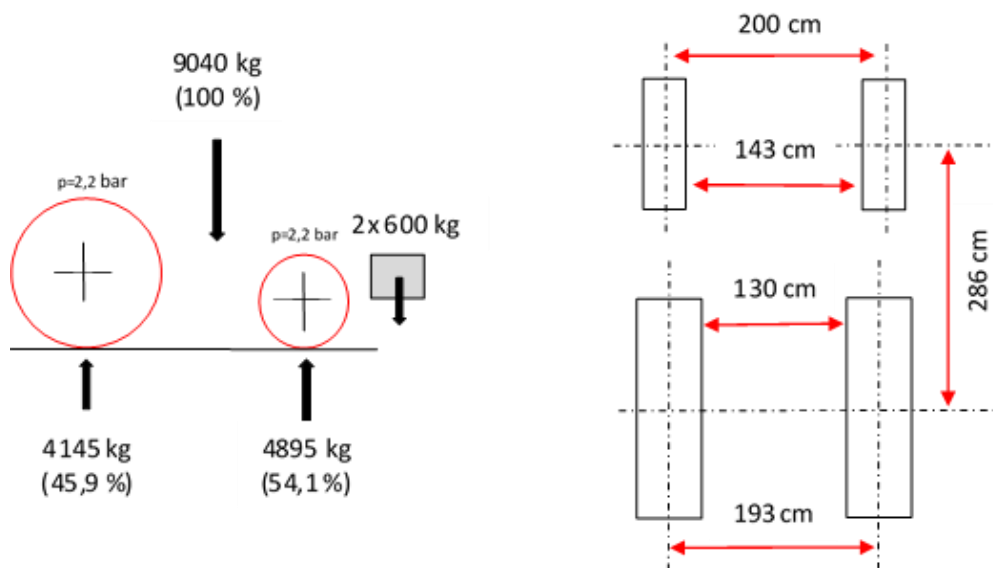


Obr. 20 CLAAS ARION 640

Na následujících obrázcích jsou vyobrazeny základní rozměry a rozložení hmotnosti, na obrázku 21 CLAAS ARION 640 CMATIC (240 l nafty, bez obsluhy) a na obrázku 22 CLAAS ARION 640 HEXASHIFT (240 l nafty, bez obsluhy). [1]



Obr. 21 Schéma rozměrů podvozku a rozložení hmotnosti traktoru CLAAS ARION 640 CMATIC [1]



Obr. 22 Schéma rozměrů podvozku a rozložení hmotnosti traktoru CLAAS ARION 640 HEXASHIFT[1]

Z obrázků je zřejmé (hlavně ze schématu podvozku), že oba traktory mají stejné rozměry, nicméně rozložení hmotnosti není stejné. Důvodem je odlišná hmotnost převodovek, což je jediná část obou traktorů, která není identická. Výsledný rozdíl převodovek je 420 kg. Tento rozdíl je vykompenzován o 300 kg těžším závažím umístěným v předním závěsu traktoru s mechanickou převodovkou HEXASHIFT. Z toho plyne, že při měření byl rozdíl 120 kg. Nicméně tento rozdíl je vzhledem k celkové hmotnosti traktoru zanedbatelný.

8.2 PÖTTINGER SERVO 45S NP

Tab. 6 Specifikace pluhu PÖTTINGER servo 45S NP

Model	SERVO 45SPN-/46 Wc
Typ	9841
Hmotnost [kg]	2580
Rok výroby	2016
Výrobní číslo	VBP00050001007086
Počet orebních těles	4+1
Rozteč těles [cm]	95
Výška rámu [cm]	85
Profil rámu [mm]	140 x 140
Doplňková výbava	TRACTION CONTROL Válec pro výkyv pluhu při otáčení na úvratích Paměťový válec SERVO PLUS
Výrobce	Alois PÖTTINGER Maschinenfabrik GmbH Industriegelände 1 4710 Grieskirchen Österreich



Obr. 23 Orební soustava traktor CLAAS ARION 640 s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S

K měření byl použit traktorový nesený pětiradličný otočný pluh PÖTTINGER SERVO 45S NP s plynule měnitelným záběrem (obr. 23). Orební tělesa jsou opatřena zahrnovači rostlinných zbytků a čepele otočnými pláty. Pluh je vybaven odpruženým kotoučovým krojidlem, které je umístěno před posledním orebním tělesem. Orební těleso je vybaveno hydraulickými pojistkami proti poškození při najetí na překážku. Pluh také nabízí plynule nastavitelný záběr. Při změně pracovního záběru se automaticky přestaví i záběr prvního tělesa a tažný bod. Součástí pluhu je i paměťový válec SERVO PLUS, který si na souvrati při otáčení zapamatuje pracovní záběr a po otočení uvede pluh do původního nastavení. Dalším vybavením je cílené dotěžování zadní nápravy traktoru systémem TRACTION CONTROL (obr. 4.5). „Tlakový zásobník je spojen s hydraulickým válcem, který přenáší zatížení přímo na spodní ramena traktoru a dotěžuje jeho zadní nápravu. Při dotížení nedochází ke změně hloubky orby. (...) Systém je vhodný do těžkých půd nebo při agregaci pluhu s traktorem s nižší hmotností.“ [PÖTTINGER, 2017, ONLINE] [8]



Obr. 24 Systém řízení trakce pluhu [1]

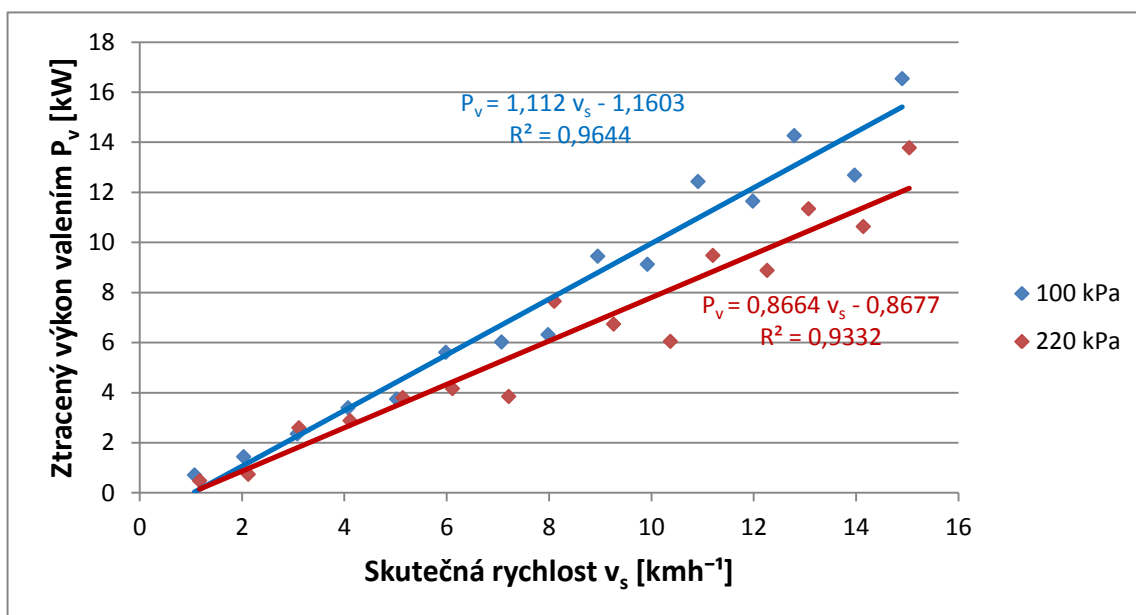
9 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Měření tahových vlastností probíhalo na rovné asfaltové podložce. Nejprve byly měřeny valivé odpory obou traktorů, při kterých byl měřený traktor vlečen bez zařazeného převodového stupně. Ztrátový valivý odpor byl zaznamenáván pomocí tenzometrického snímače umístěného na ocelovém lanu mezi tažným a měřeným traktorem. Následně proběhlo měření tahových sil, při kterém byly traktory brzděny traktorem CLAAS AXION 850. Měření tahových sil proběhlo podle metodiky a následně byly porovnány převodové stupně převodovky HEXASHIFT s adekvátními rychlostmi převodovky CMATIC.

9.1 Valivé odpory

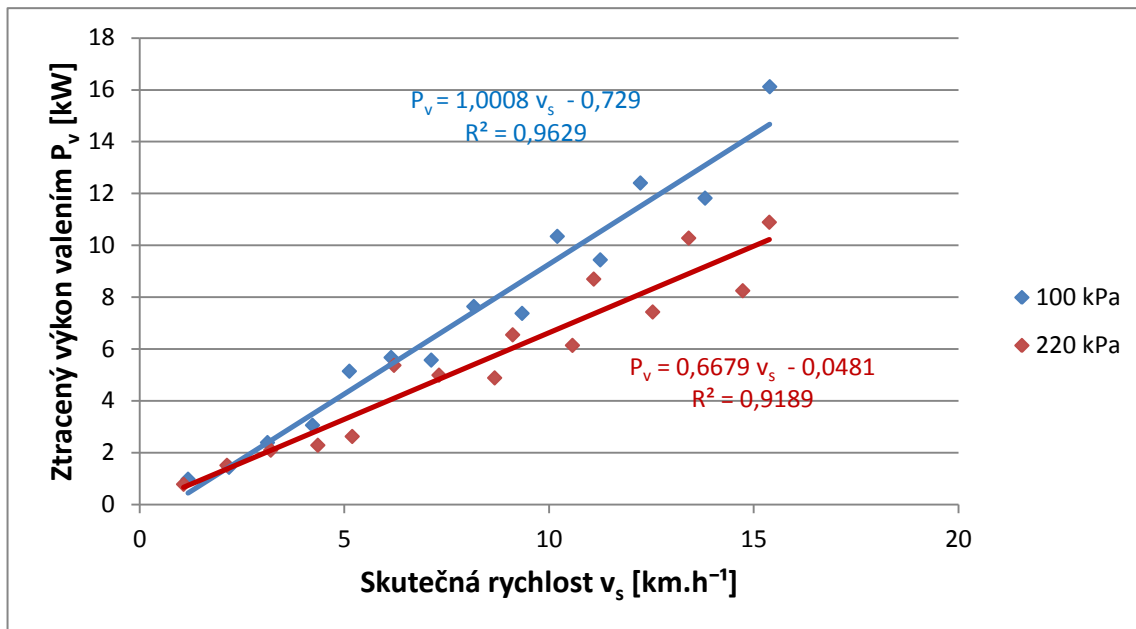
Měření valivých odporů proběhlo při tlaku huštění pneumatik 100 kPa a 220 kPa. Na každý tlak nahuštění proběhlo 15 měření a to po 1 km. h⁻¹ (1 – 15 km. h⁻¹). Každá měřená rychlost byla zaznamenávána po dobu 20 sekund.

Naměřené hodnoty ztrátového výkonu valením byly vneseny do grafu v závislosti na skutečné rychlosti a proloženy lineární spojnicí trendu.



Obr. 25 Srovnání valivých odporů převodovky HEXASHIFT při různém tlaku huštění pneumatik.

Na obrázku 25 je zobrazen graf s hodnotami valivých odporů převodovky HEXASHIFT při různých tlacích huštění pneumatik. Nejvyšší ztracený výkon valením byl při $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, konkrétně $16,54 \text{ kW}$ při 100 kPa a $13,78 \text{ kW}$ při 220 kPa .

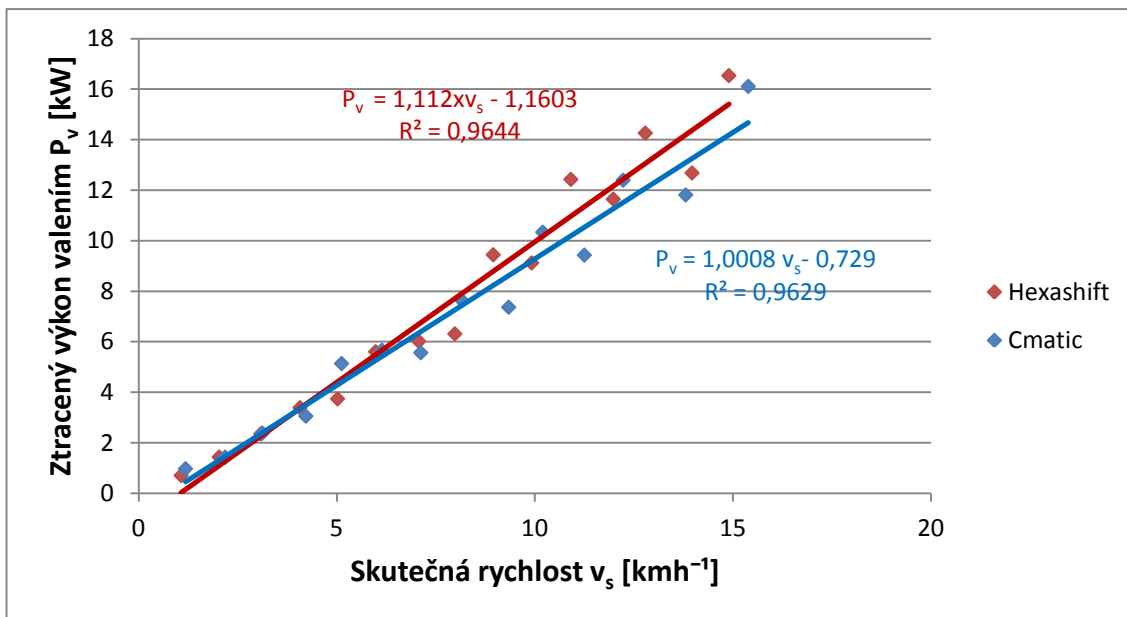


Obr. 26 Srovnání valivých odporů převodovky CMATIC při různém tlaku huštění pneumatik

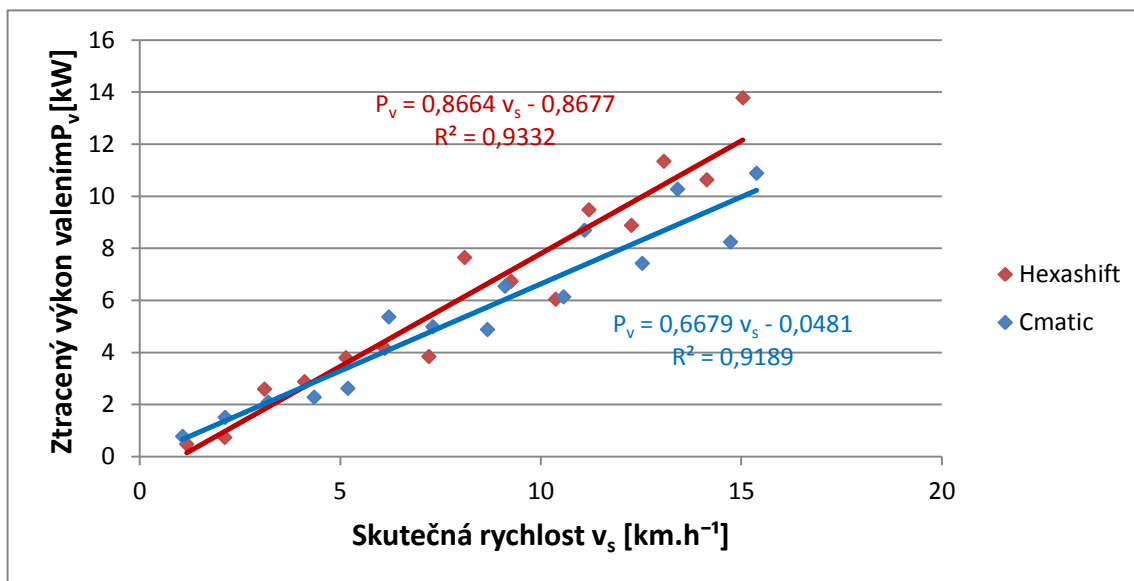
Další graf na obrázku 26 ukazuje hodnoty valivých odporů převodovky CMATIC při odlišných tlacích huštění pneumatik. Zde byl dosažen nejvyšší ztracený výkon valením stejně jako u druhé převodovky při $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Při 100 kPa to bylo $15,39 \text{ kW}$ a při 220 kPa dosáhl valivý odpor $10,89 \text{ kW}$.

Na obrázcích 27 a 28 nalezneme srovnání valivých odporů obou traktorů. První graf na obrázku 27 obsahuje srovnání ztracených výkonů valením při tlaku huštění pneumatik 100 kPa . Z grafu je zřejmé, že traktor s převodovkou HEXASHIFT dosahuje vyšších ztrátových výkonů valením. Rozdíl se se stoupající rychlostí zvyšuje. Rozdíly naměřených hodnot byly kolem v průměru 1 kW .

Graf na obrázku 28 zobrazuje porovnání valivých odporů při tlaku huštění pneumatik 220 kPa . Stejně jako při prvním srovnání i zde byly naměřeny vyšší hodnoty ztrátových výkonů valením převodovky HEXASHIFT. Při vyšším tlaku nahuštění pneumatik byly rozdíly valivých odporů vyšší, a to kolem 2 kW .



Obr. 27 Srovnání valivých odporů převodovek CMATIC a HEXASHIFT, tlak huštění pneumatik 100 kPa



Obr. 28 Srovnání valivých odporů převodovek CMATIC a HEXASHIFT, tlak huštění pneumatik 220 kPa

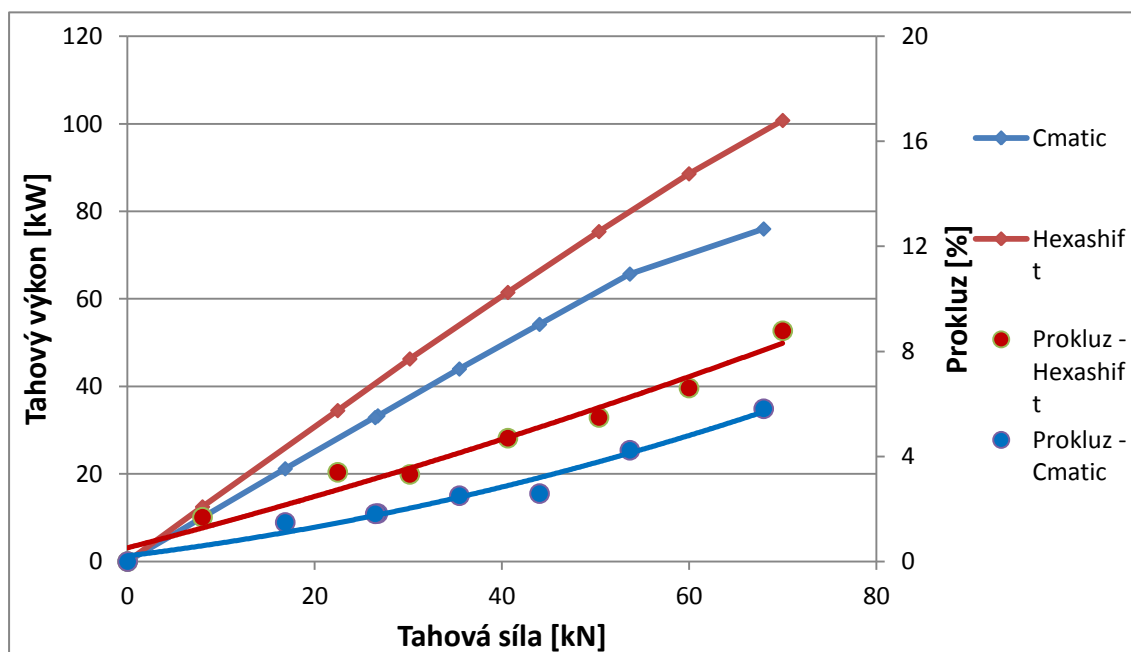
9.2 Tahové charakteristiky

Měření proběhlo při třech tlacích huštění, a to: 100 kPa, 150 kPa a 220 kPa. Dosažené výsledky jsou uvedené v následujících grafech. Do grafů byly vyneseny tahové výkony a prokluzu v závislosti na tahové síle.

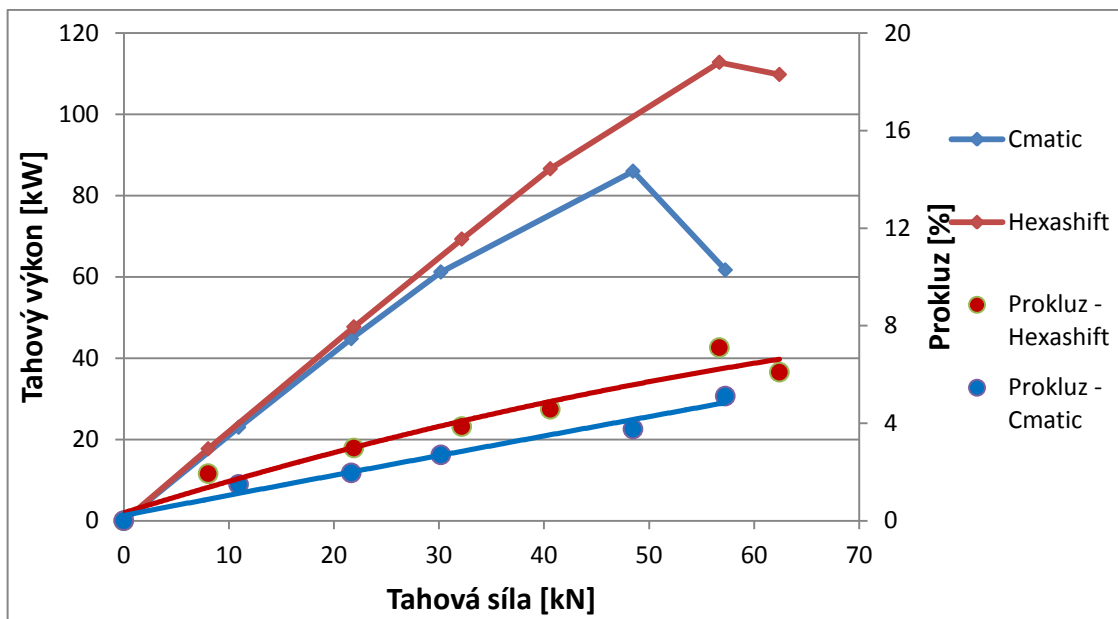
Grafy na obrázcích 29–32 zobrazují porovnání tahových vlastností traktorů s převodovkou HEXASHIFT a CMATIC, při tlaku huštění pneumatik obou traktorů 100 kPa. Z grafů je zřejmé, že nejvyšší dosažený tahový výkon traktoru s převodovkou HEXASHIFT byl 112,8 kW na převodový stupeň B4 a při tahové síle 56,7 kN. Nejvyšší tahová síla byla 70 kN, která byla dosažena při převodovém stupni B2, a byl naměřen tahový výkon 100 kW a prokluz kol 8,8 %.

Traktor s převodovkou CMATIC měl maximální tahový výkon při 8 km.h⁻¹, a to 86 kW při tahové síle 48,5 kN. Nicméně při rychlost 11 km.h⁻¹ a 12 km.h⁻¹ hodnoty maximálního tahového výkonu byly s rozdílem menším než 1 kW. Nejvyšší tahová síla byla 68 kN během rychlosti 5 km.h⁻¹ a s prokluzem kol 5,8 %.

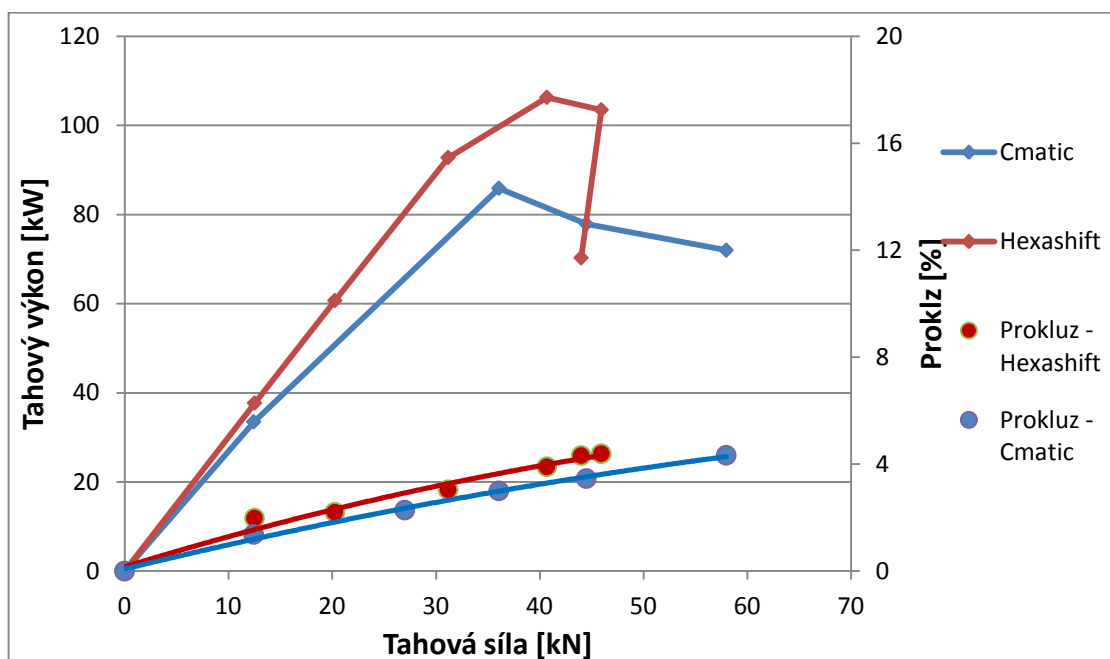
Na grafu, který je vyobrazen na obrázku 29, lze vidět, že se křivky tahového výkonu nezakřivily. Je to z toho důvodu, že při tomto převodu, respektive této rychlosti, bylo dosaženo nejvyšší tahové síly, a tedy byly i nejvyšší hodnoty prokluzů kol.



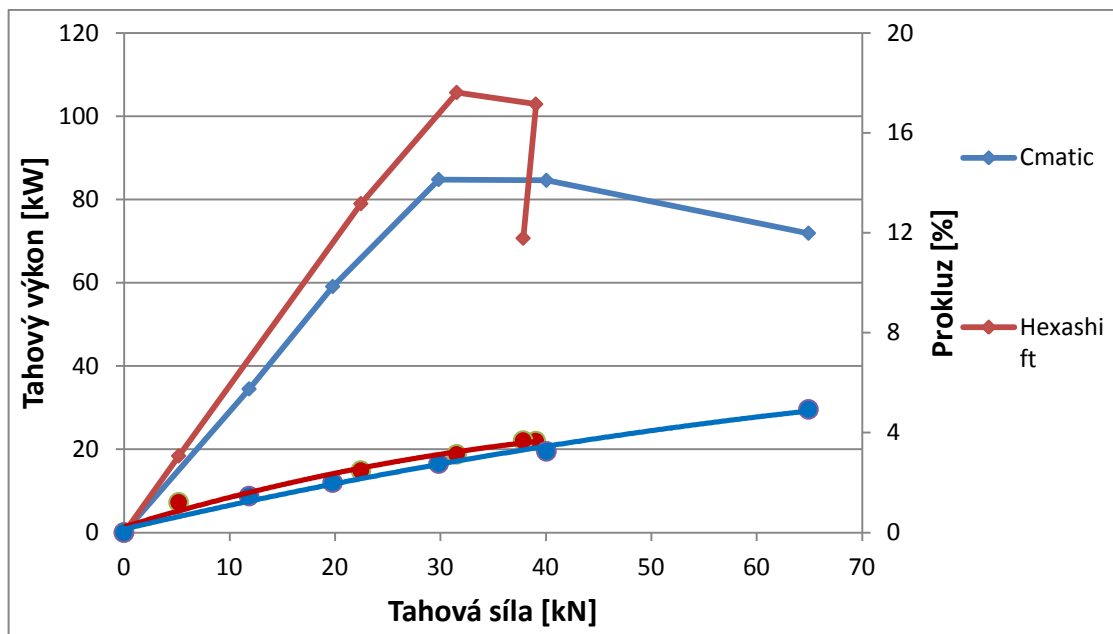
Obr. 29 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky HEXASHIFT a 5 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 100 kPa



Obr. 30 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky HEXASHIFT a 8 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 100 kPa



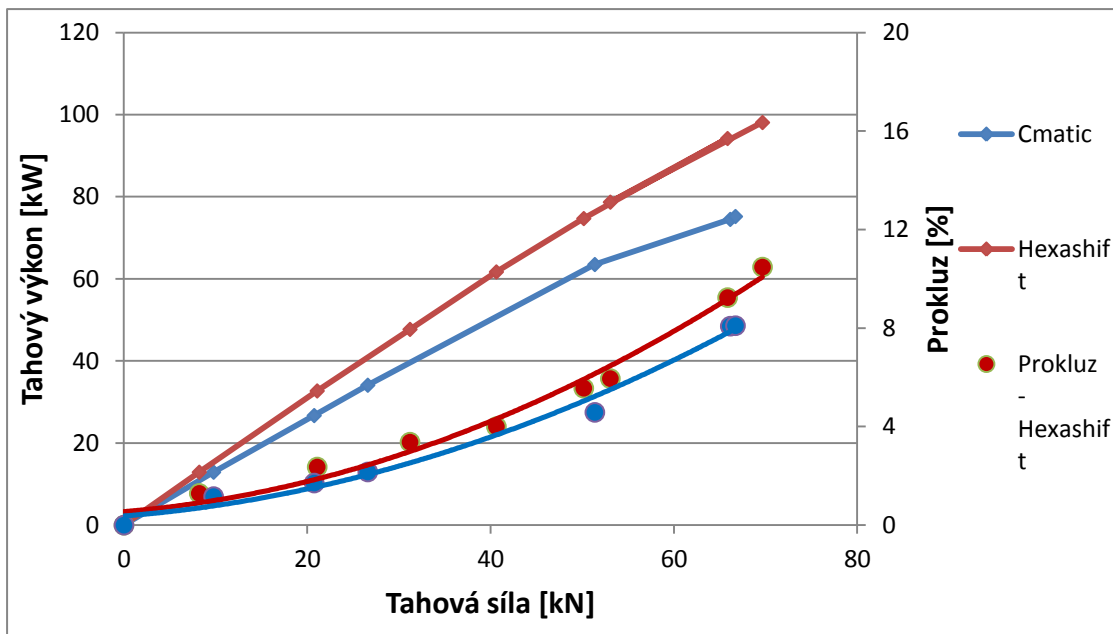
Obr. 31 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky HEXASHIFT a 11 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 100 kPa



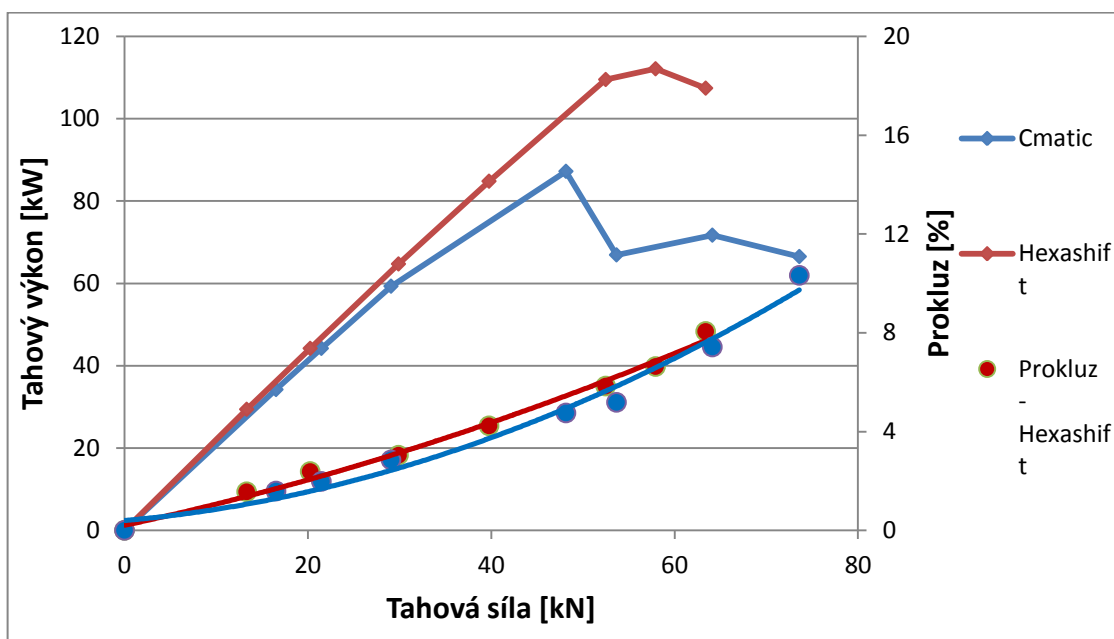
Obr. 32 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky HEXASHIFT a 12 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 100 kPa

Součástí dalších výsledků jsou obrázky 33–36 s grafy, které zobrazují porovnání převodovek HEXASHIFT a CMATIC při tlaku huštění pneumatik 150 kPa. Nejvyšší dosažený tahový výkon převodovky HEXASHIFT byl 112,1 kW při tahové síle 57,8 kN a na převodový stupeň B4. Oproti tomu nejvyšší tahová síla byla naměřena při převodovém stupni B2, a to 69,7 kN, tahový výkon 98,1 kW a prokluz 10,5 %.

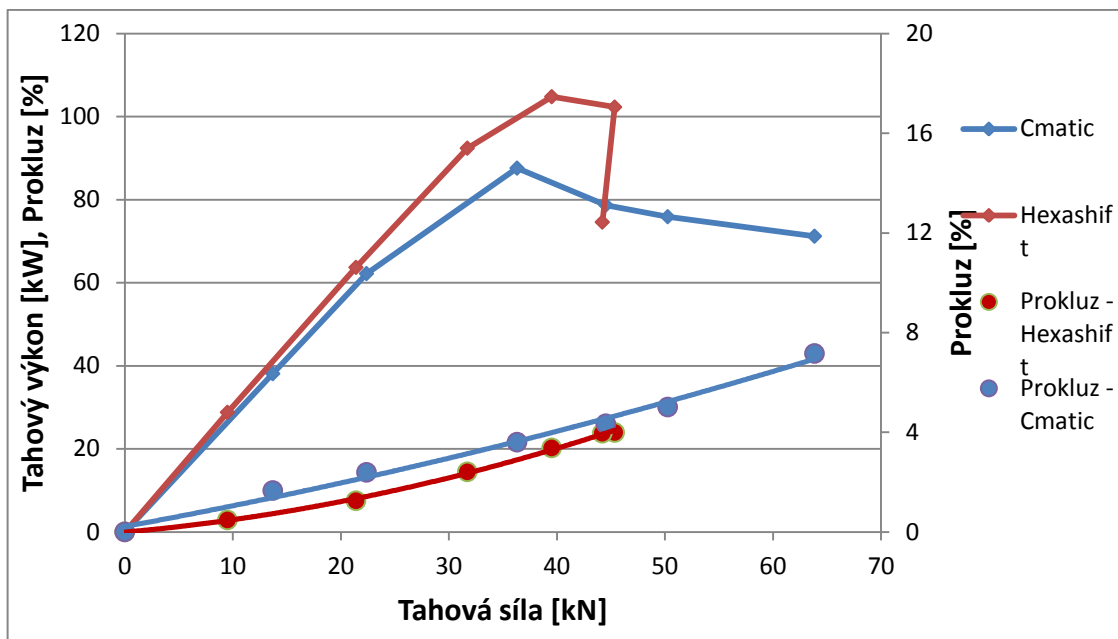
Traktor s převodovkou CMATIC (při tlaku huštění 150 kPa) dosáhl shodného maximálního tahového výkonu při rychlostech 8 km.h⁻¹, 11 km.h⁻¹ a 12 km.h⁻¹. Jeho hodnota byla 87 kW při tahových silách 30 kN, 36 kN a 48 kN. Nejvyšší naměřená tahová síla byla 73,6 kN během rychlosti 8 km.h⁻¹, kdy traktor pracoval s prokluzem kol 10,3 %.



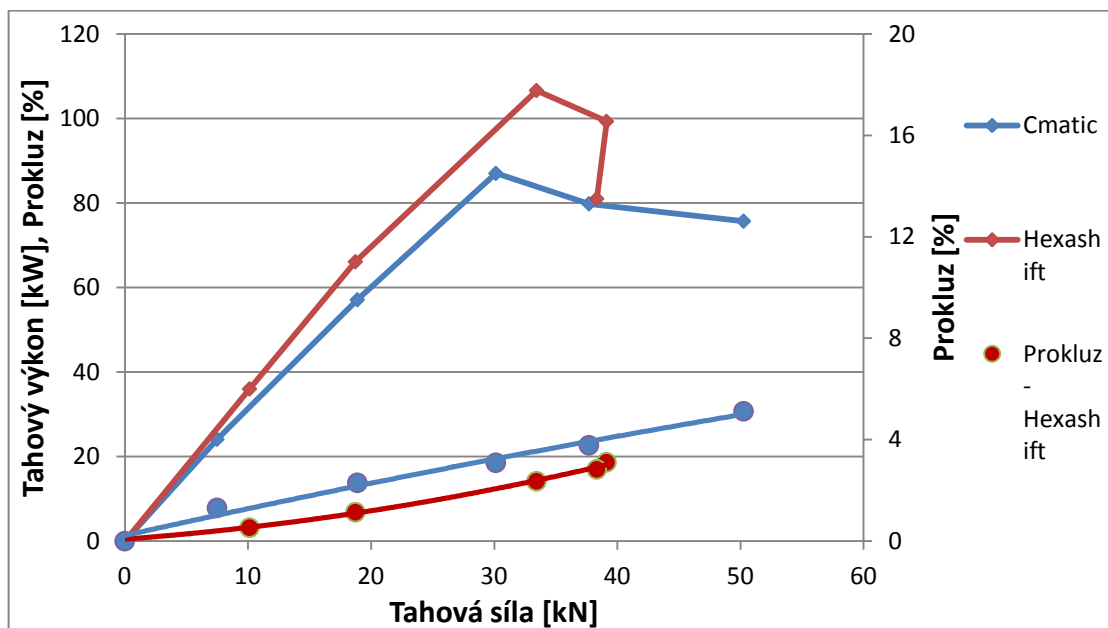
Obr. 33 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky HEXASHIFT a 5 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 150 kPa



Obr. 34 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky HEXASHIFT a 8 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 150 kPa



Obr. 35 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky HEXASHIFT a 11 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 150 kPa

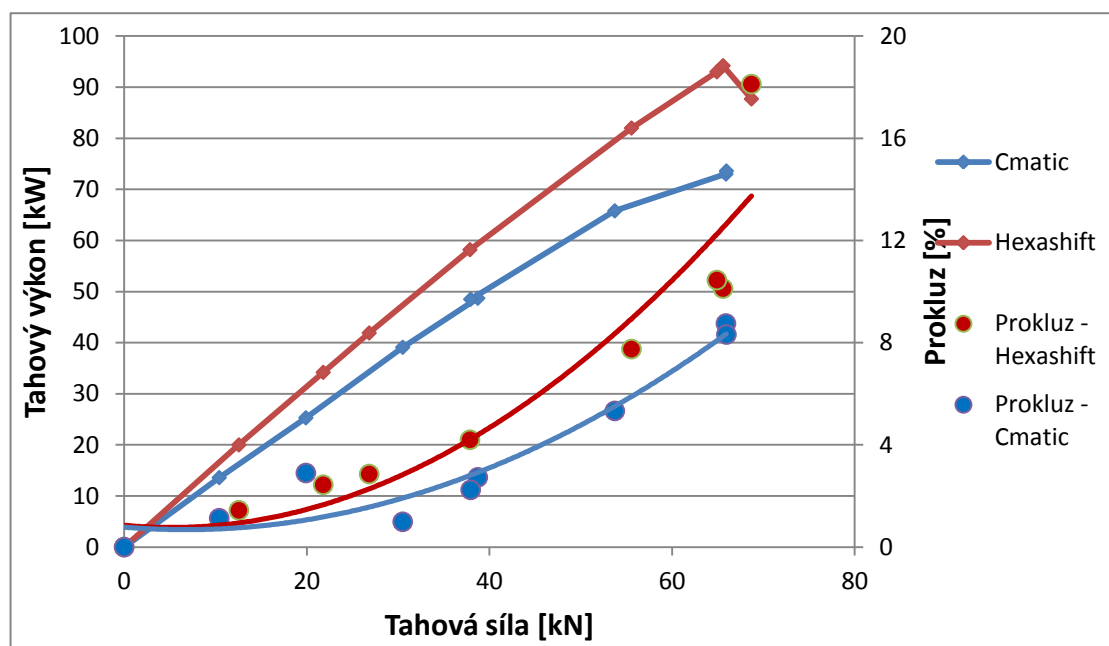


Obr. 36 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky HEXASHIFT a 12 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 150 kPa

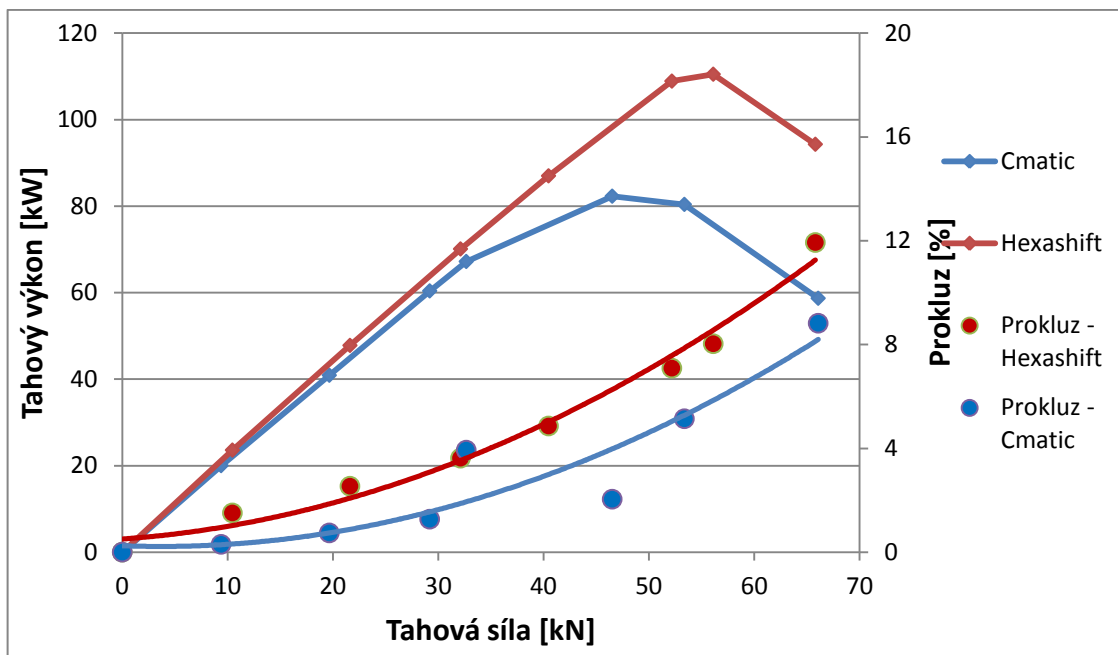
Poslední skupinu tvoří grafy na obrázcích 37–40, kdy se porovnávaly traktory při tlaku huštění pneumatik 220 kPa. Maximální tahový výkon byl i v tomto případě při zařazeném převodovém stupni B4 převodovky HEXASHIFT, konkrétně 110,5 kW při

tahové síle 56,1 kN. Nejvyšší tahová síla byla také dosažena jako v minulých případech při převodovém stupni B2, a to 68,6 kN, prokluz měl hodnotu 18,1 %.

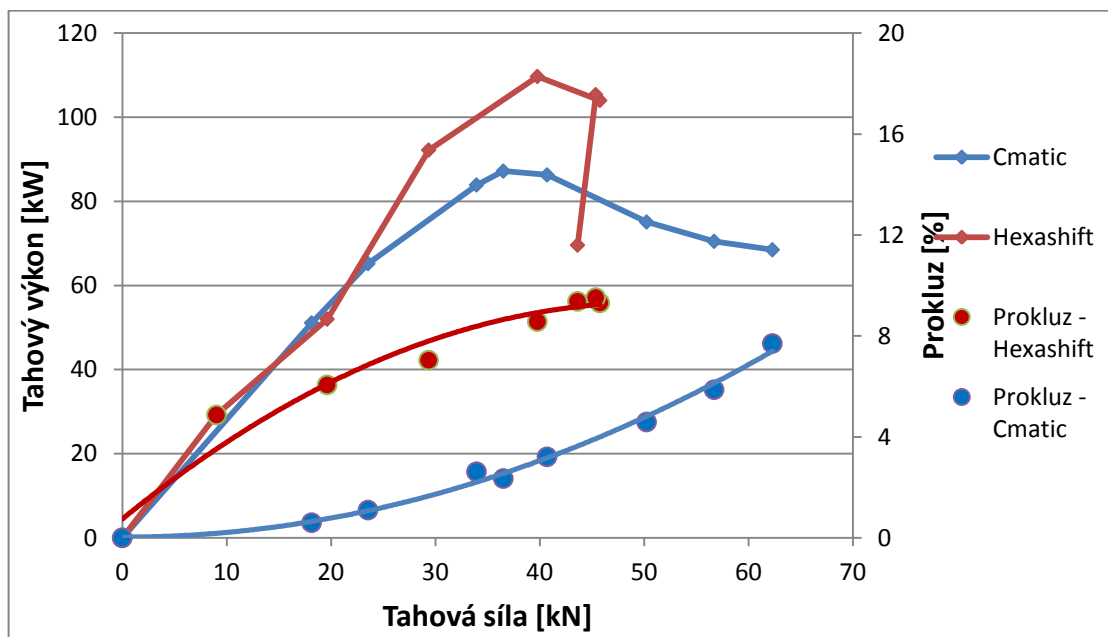
Traktor s převodovkou CMATIC dosáhl nejvyššího tahového výkonu 87,2 kW při nastavení rychlosti 11 km.h⁻¹ a síle 36,5 kN. Maximální tahová síla byla naměřena stejně jako při rozdílných tlacích při 8 km.h⁻¹ a měla hodnotu 66 kN s prokluzem kol 8,8 %.



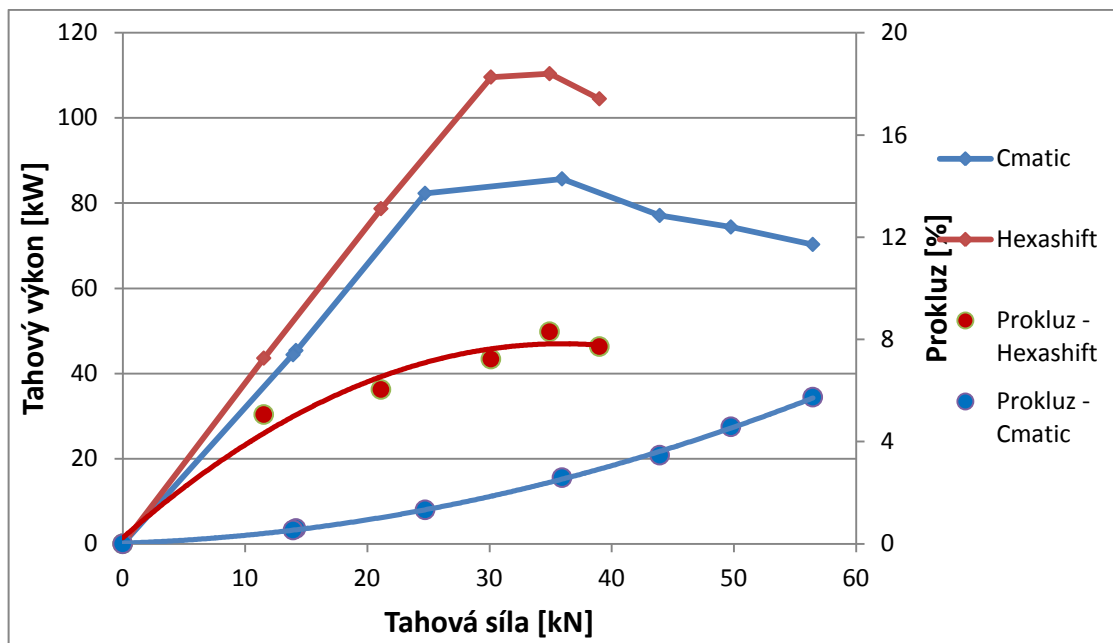
Obr. 37 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky HEXASHIFT a 5 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 220 kPa



Obr. 38 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky HEXASHIFT a 8 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 220 kPa



Obr. 39 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky HEXASHIFT a 11 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 220 kPa



Obr. 40 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky HEXASHIFT a 12 km/h za hodinu převodovka CMATIC, tlak huštění pneumatik 220 kPa

9.3 Energetické a výkonnostní parametry orební soupravy

Měření parametrů orební soupravy traktorů CLAAS ARION HEXASHIFT a CMATIC s pluhem PÖTTINGER servo 45S NP proběhlo na pozemku s neošetřeným strništěm. Během měření byl sledován vliv síly v horním táhle třibodového závěsu na měrnou spotřebu paliva, efektivní výkonnost soupravy a prokluz kol traktoru. Změna byla vyvolána změnou délky horního táhla. Zkoušky proběhly se dvěma délkami táhla, a to 732 mm a 692 mm. Nastavení délky táhla na 732 mm znamenalo volný pohyb čepu v oválném otvoru třibodového závěsu. To znamená, že byl čep volně uložen. Změna délky táhla na 692 mm znamenala, že se čep opřel o konec oválného otvoru a v táhle vznikla tahová síla. Průměrná síla v horním táhle byla 20,9 kN pro orební soupravu s traktorem s převodovkou HEXASHIFT a 20,2 kN pro orební těleso s traktorem s převodovkou CMATIC.

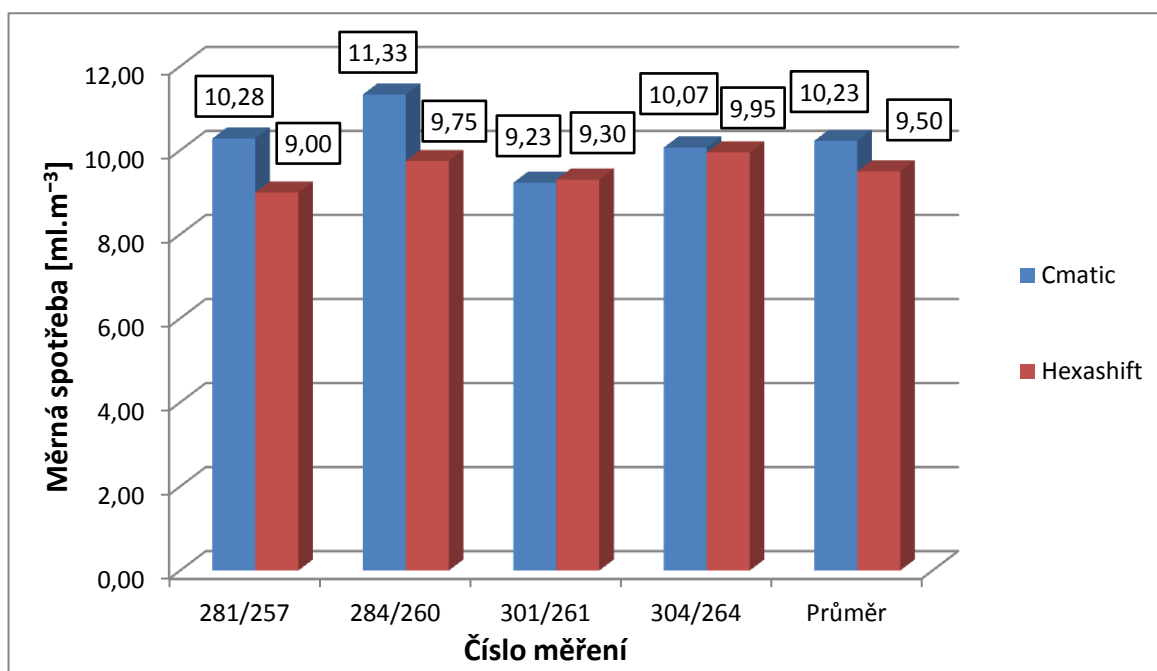


Obr. 41 Orební souprava CLAAS ARION 640 a pluh PÖTTINGER při polních zkouškách

Regulační systém tříbodového závěsu byl nastaven na polohovou regulaci. Všechna měření proběhla s plnou dávkou paliva. U stupňovité převodovky HEXASHIFT byl zařazen převodový stupeň B4. Cílem měření bylo dosáhnout maximálního zatížení, aby byla docílena maximální výkonnost a co nejnižší měrná spotřeba paliva. Průměrné zatížení motoru, které bylo získané během zkoušek z datové sběrnice CAN-Bus, bylo u stupňovité převodovky HEXASHIFT 97,99 % a u plynulé převodovky CMATIC 99,61 %. Měření proběhla ve 4 opakováních. Hloubka orby na pozemku kolísala mezi 19 až 25 cm. Pro objektivní hodnocení byla energetická náročnost i výkonnost vztažena na měrné jednotky. Tedy v následujících grafech je měrná spotřeba paliva uváděna v (Q) $ml. m^{-3}$ a efektivní výkonnost (W) v $m^3. s^{-1}$.

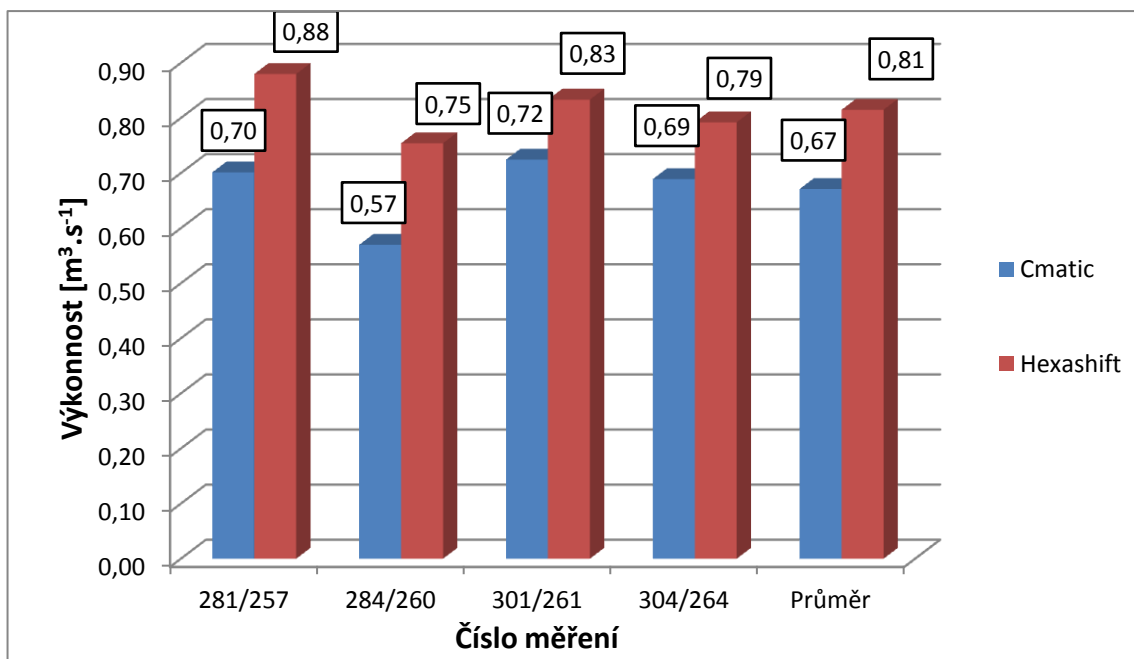
9.3.1 Volné horní táhlo tříbodového závěsu

Výsledky dosažené oběma soupravami při volném uložení horního táhla ve stojánku pluhu (síla kolísala kolem nulových hodnot) jsou zobrazeny na obrázcích 42 a 43. Na obrázku 42 je vyobrazen graf, na kterém je zobrazena měrná orební spotřeba. Na grafu je vidět, že průměrná měrná spotřeba získána ze 4 opakování traktoru s převodovkou HEXASHIFT je $9,5 \text{ ml.m}^{-3}$, kdežto traktor s označením CMATIC dosáhl měrné spotřeby $10,23 \text{ ml.m}^{-3}$.



Obr. 42 Srovnání měrných spotřeb orebních souprav traktorů CLAAS ARION 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP. Horní táhlo v oválném otvoru stojánku pluhu volné.

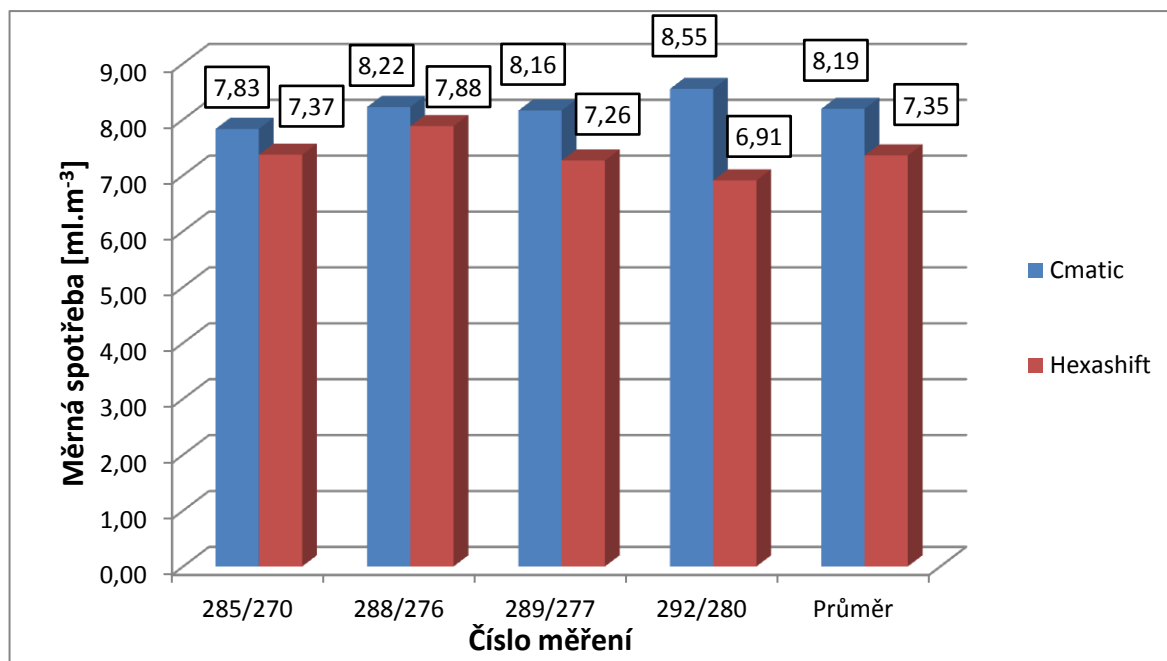
Vypočtené hodnoty efektivní objemové výkonnosti obou souprav jsou uvedené v grafu na obrázku 43. Z grafu vyplývá, že průměrná efektivní výkonnost traktoru HEXASHIFT je $0,81 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a traktoru CMATIC je $0,67 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. 43 Srovnání efektivních výkoností orebních souprav traktorů CLAAS ARION 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP. Horní táhlo v oválném otvoru stojánku pluhu volné.

9.3.2 Síla v horním táhle třibodového závěsu

Stejně proběhlo měření se zkráceným horním táhlem třibodového závěsu na délku 692 mm. Zkrácením vznikla průměrná síla v horním táhle 20,9 kN u traktoru s převodovkou HEXASHIFT a 20,2 kN u traktoru s převodovkou CMATIC.

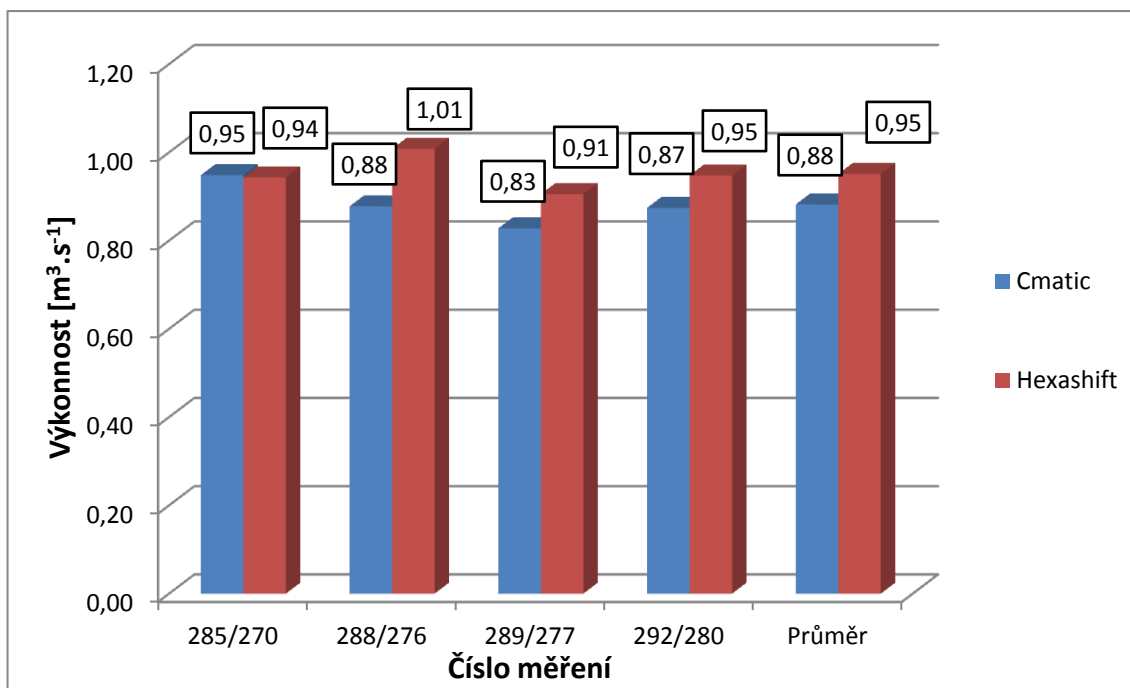


Obr. 44 Srovnání měrných spotřeb orebních souprav traktorů CLAAS ARION 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP.

Síla v horním táhle: CMATIC: 20,2 kN; HEXASHIFT 20,9 kN.

Vypočtené hodnoty měrné spotřeby paliva obou orebních souprav jsou zaneseny do grafu na obrázku 44. Z grafu lze vyčíst, že průměrná hodnota měrné spotřeby traktoru HEXASHIFT byla $7,35 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$ a traktoru CMATIC $8,19 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$. Srovnáním těchto hodnot a hodnot naměřených při volném horním táhle bylo zjištěno, že traktor HEXASHIFT dosáhl poklesu měrné spotřeby paliva o 22,6 % a traktor CMATIC měl tento pokles 19,9 %. Během měření bylo dbáno a kontrolováno, aby síla v horním táhle nevyhlubovala pluh a výsledky měření nebyly znehodnoceny. Při všech měřeních byl rám pluhu rovnoběžný s povrchem pole.

Následující obrázek 45 zobrazuje efektivní výkonnosti obou souprav. Průměrná efektivní výkonnost traktoru s převodovkou HEXASHIFT byla $0,95 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, což znamená nárůst o 17,3 %. Průměrná výkonnost traktoru s převodovkou CMATIC byla $0,88 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, a to činí nárůst o 31,3 %.



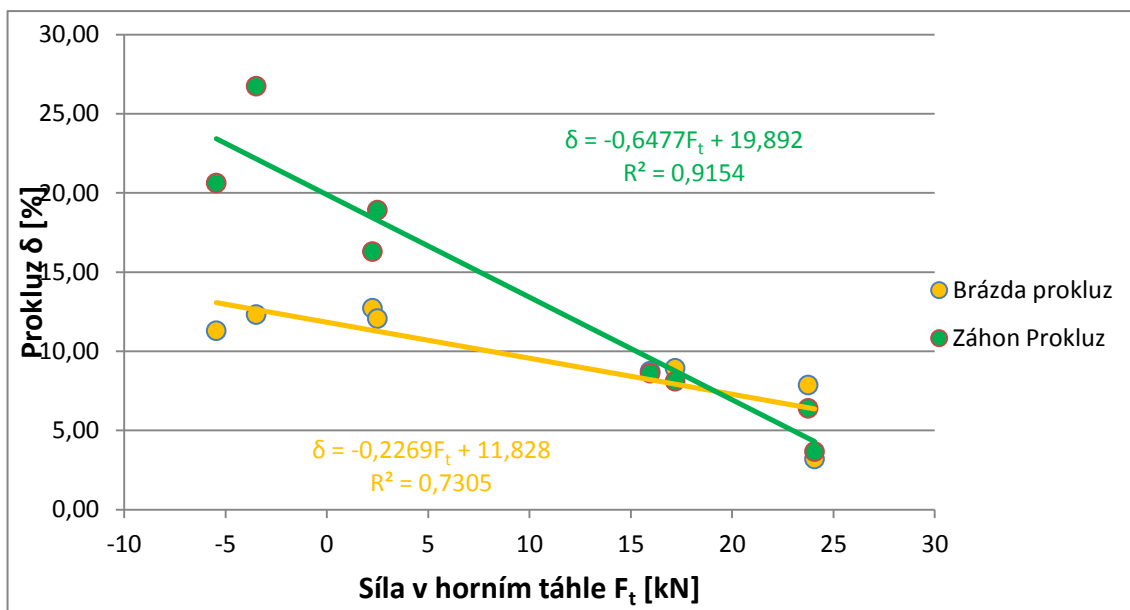
Obr. 45 Srovnání efektivních výkoností orebních souprav traktorů CLAAS ARION 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP.

Síla v horním táhle: CMATIC 20,2 kN; HEXASHIFT 20,9 kN.

9.3.3 Závislost prokluzu zadních kol na síle v horním táhle tříbodového závěsu

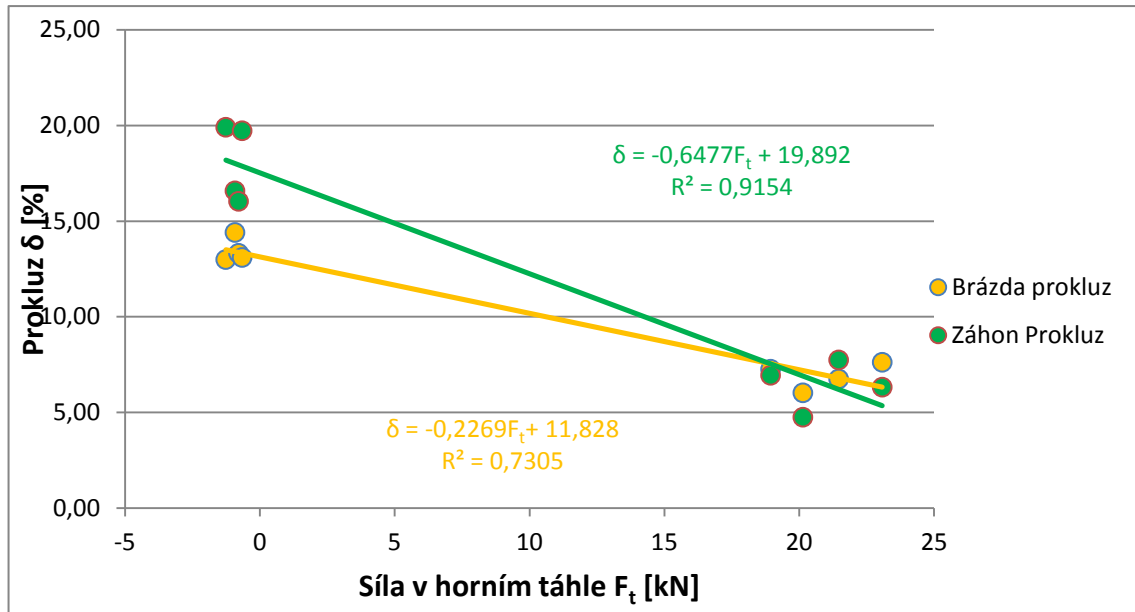
Následující výsledky zaznamenané v grafech na obrázcích 46 a 47 zobrazují závislost prokluzu zadních kol na síle v horních táhle tříbodového závěsu. První graf na obrázku 46 zaznamenává tuto závislost u orební soupravy s traktorem CLAAS ARION 640 CMATIC. V grafu jsou vyneseny hodnoty prokluzů kola jedoucího po záhonu a v brázdě. Obě skupiny prokluzů byly proloženy pomocí metody nejmenších čtverců lineární křivkou. V grafu je uvedena rovnice vypočtených přímkou a index determinace, kterým je doložena těsnost závislosti.

Z grafu je patrné, že když se síla v horním táhle tříbodového závěsu pohybovala kolem nuly, tak byl naměřen větší prokluz na kole jedoucím po záhonu než v brázdě. Při nárůstu síly v horním táhle dochází k dotěžování zadních kol traktoru, a proto klesá jejich prokluz. Dotěžování kola jedoucího po záhonu je větší než v brázdě. Z tohoto důvodu dochází k většímu poklesu prokluzu kola jedoucího po záhoně. Dále je z grafu zřejmé, že při síle 20 kN jsou prokluzy skoro shodné.



Obr. 46 Závislost prokluzu zadních kol traktoru CLAAS ARION 640 CMATIC s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP na síle v horním táhle

Další graf na obrázku 47 vykresluje závislost prokluzu, konkrétně prokluzu brázdového a záhonového kola a síly v horním táhle třibodového závěsu orební soupravy s traktorem CLAAS ARION 640 HEXASHIFT. Stejně jako u traktoru s převodovkou CMATIC, při nulové síle je větší prokluz kola jedoucího po záhonu než kola brázdového. Z grafu vyplývá, že pro síly v horním táhle větší než 15 kN se hodnoty prokluzu téměř shodují.



Obr. 47 Závislost prokluzu zadních kol traktoru CLAAS ARION 640 HEXASHIFT s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP na síle v horním táhle

9.3.4 Výstupní energetické a výkonnostní parametry

V tabulce 7 jsou obsaženy výstupní parametry orební soupravy CLAAS ARION 640 s pluhem PÖTTINGER. Sledována byla měrná spotřeba a efektivní výkonnost. Výsledky měření uvedené v tabulce dokazují, že traktor s převodovkou HEXASHIFT dosáhl ve všech sledovaných parametrech lepších výsledků.

Tab. 7 Výstupní parametry spotřeby paliva a výkonnosti u soupravy traktorů CLAAS ARION 640 s převodovkou CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP

Traktor CLAAS ARION 640	CMATIC		HEXASHIFT	
	Volné	F= 20,2 kN	Volné	F= 20,9 kN
Horní táhle TBZ	Volné	F= 20,2 kN	Volné	F= 20,9 kN
Spotřeba	10,23	8,13	9,5	7,35
Výkonnost	0,67	0,88	0,81	0,95

10 ZÁVĚR

10.1 Hodnocení valivých odporů CLAAS ARION 640 CMATIC a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT

Vyhodnocení výsledků valivých odporů obou traktorů jsou uvedena v podkapitole 9.1. Z graficky zpracovaných výsledků je zřejmé, že ztracený výkon valením je závislý na tlaku huštění pneumatik. Oba traktory měly lepší výsledky při tlaku huštění 220 *kPa*, než při tlaku huštění pneumatik 100 *kPa*.

Dalším faktem vyplývajícím z naměřených hodnot byly nižší hodnoty výkonu ztraceném na valení traktoru s převodovkou CMATIC. Při měření valivých odporů se projeví i odpory rotačních částí převodového ústrojí HEXASHIFT. Proto plynulá převodovka CMATIC vykázala menší ztráty.

10.2 Hodnocení tahových vlastností traktorů CLAAS ARION 640 CMATIC a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT

Měření tahových vlastností obou traktorů proběhlo za stejných podmínek, proto je možné provést jejich exaktní porovnání. Podrobné vyhodnocení výsledků je provedeno v podkapitole číslo 9.2.

10.2.1 Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 100 *kPa*

Naměřené výsledky dokazují zřejmý rozdíl v dosažených tahových výkonech obou traktorů. Traktor se stupňovitou převodovkou HEXASHIFT dosahoval na všechny převodové stupně lepší výsledky než traktor s plynulou převodovkou CMATIC na srovnatelné pojezdové rychlosti. Z grafů vyobrazených v podkapitole 9.2 lze vidět, že ve všech stupních měla převodovka HEXASHIFT mírně vyšší prokluzu.

Výsledné rozdíly maximálních tahových výkonů obou převodovek byly:

- Při nejnižší rychlosti 5 $km \cdot h^{-1}$ respektive na převodový stupeň B2 byl naměřen rozdíl 24,8 *kW*.
- Na pojezdovou rychlost 8 $km \cdot h^{-1}$ (převodový stupeň B4) byl naměřen rozdíl tahových výkonů 26,8 *kW*.
- Během pojezdové rychlosti 11 $km \cdot h^{-1}$ (C2) byl zaznamenaný rozdíl 20,4 *kW*, stejně jako při pojezdové rychlosti 12 $km \cdot h^{-1}$.

10.2.2 Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 150 kPa

Stejné výsledky byly naměřeny i při tlaku huštění pneumatik 150 kPa, kde také traktor s převodovkou CMATIC dosahoval horších maximálních tahových výkonů při všech rychlostech. Prokluzy obou traktorů byly při tomto tlaku huštění pneumatik naměřeny pouze s malými odchylkami.

Při změně tlaku huštění pneumatik na 150 kPa, byly rozdíly maximálních tahových výkonů následující:

- Během měření při jezdové rychlosti 5 km.h⁻¹(B2) byl zaznamenán rozdíl 23,6 kW.
- Na rychlost 8 km.h⁻¹(B4) byl rozdíl maximálních tahových výkonů 24,9 kW.
- Na měřenou rychlost 11 km.h⁻¹ (C2) byl naměřen rozdíl 17,2 kW.
- Při nejvyšší rychlosti 12 km.h⁻¹(C3) byl rozdíl 19,6 kW.

10.2.3 Porovnání tahových vlastností traktorů HEXASHIFT a CMATIC při huštění pneumatik 220 kPa

Při tlaku huštění pneumatik 220 kPa byly naměřeny stejné výsledky, a tedy i zde byl traktor s převodovkou CMATIC horší. Naměřené prokluzy kol byly vyšší u traktoru s převodovkou HEXASHIFT.

Rozdíly maximálních tahových výkonů odpovídají těmto hodnotám:

- Na rychlost 5 km.h⁻¹(B2) byl rozdíl 20,7 kW.
- Největší naměřený rozdíl maximálních tahových výkonů ze všech provedených měření byl zaznamenán během rychlosti 8 km.h⁻¹(B4), a to 28,2 kW.
- Při rychlosti 11 km.h⁻¹(C2) byl naměřen rozdíl 22,5 kW a během posledního měření při rychlosti 12 km.h⁻¹ (C3) to bylo 24,7 kW.

10.3 Hodnocení polních měření s traktorů HEXASHIFT a CMATIC v agregaci s pluhem PÖTTINGER

Hlavní pozornost byla směřována na výkonnostní a energetické parametry měřených souprav. Kromě toho se sledovala síla v horním táhle tříbodového závěsu, která byla nastavována změnou délky táhla. Během měření bylo dbáno a sledováno, aby délka

táhla neovlivňovala sklon rámu v podélném směru a nevyhlubovala pluh. Z výsledků zaznamenaných v podkapitole 9.3 vyplývá, že změna délky horního táhla třibodového závěsu (zkracování i prodlužování) ovlivňuje jak výkonnost, tak spotřebu nafty soupravy.

Průměrné vypočtené hodnoty efektivních výkonností a měrných spotřeb paliva obou traktorových souprav v agregaci s pluhem jsou zaznamenány v tabulce 7 (podkapitola 9.3). Výsledky dokazují, že při seřízení horního táhla takovým způsobem, aniž by v něm byla tahová síla, která by ovlivnila podélnou stabilitu pluhu, dojde k výraznému navýšení výkonnosti a úspoře paliva. Porovnáním výsledků traktorů CLAAS ARION 640 CMATIC a CLAAS ARION 640 HEXASHIFT lze zjistit, že traktorová souprava s převodovkou HEXASHIFT vykázala lepší výstupní parametry ve všech měřeních.

Výsledky tahových zkoušek a polního měření se navzájem potvrzují. Závěry z měření potvrzují i teoretické poznatky, které jsou uvedeny v teoretické části, jenž jsou dokázané i v praxi. Hydromechanické převodovky mají nižší účinnost při konstantním zatížení. Tato skutečnost se potvrdila i při tahových a polních zkouškách, kde se zatížení v průběhu měření neměnilo. Tento fakt je dán normou, která uvádí podmínky tahových zkoušek. V normě je uvedeno, že se zkoušky provádí při konstantních tahových silách, které se během měření na zvolenou rychlost nemění. Polní měření bylo prováděno na 30 m rovném úseku, kde taktéž nedocházelo k výrazným změnám zatížení. Z tohoto důvodu dosáhla mechanická převodovka HEXASHIFT lepších výsledků.

11 PŘEHLED ZDROJŮ

11.1 Přehled použité literatury

- [1] BAUER F. a kol., 2016: *Vyhodnocení parametrů traktorů Claas Arion 640 Cmatic a Hexashift v laboratorních a terénních podmínkách*, MENDELU, Brno
- [2] BAUER F. a kol., 2013: *Traktory*. 2. Vydání, Praha ISBN 978-80-86726-52-6
- [3] JAN Z., ŽDÁNSKÝ B., 2003: *Automobily 4: Příslušenství*; 2. vydání, Brno ISBN 978-80-87143-08-7
- [4] VLK F., 2006: *Převody motorových vozidel*, 1. Vydání, Brno ISBN 80-239-6463-1
- [5] ŠMERDA T., ČUPERA J., SEDLÁK, P., BAUER F., 2009 č.12 s. 25-27: *Využití potencionálu regulační hydrauliky traktoru*, Mechanizace zemědělství, ISSN 0373-6776
- [6] TATÍČEK M., BAUER F., SEDLÁK P., ČUPERA J., 2010: *Využití dat ze sítě CAN BUS při hodnocení provozních parametrů traktoru*, INTERNATIONAL CONFERENCE OF YOUNG SCIENTISTS, ISBN 978-80-552-0441-3

11.2 Přehled použitých internetových zdrojů

- [7] *Home / CLAAS* [online]. Copyright © [cit. 08.03.2017]. Dostupné z: <http://www.claas.co.uk/blueprint/servlet/blob/628276/b1af1284048be9583cbf6ba451caa7fd/248702-dataRaw.pdf>
- [8] *PÖTTINGER Landtechnik GmbH - Länderwahl* [online]. Dostupné z: https://www.poettinger.at/cs_cz/Produkte/Detail/535/nesene-pluhy-servo-45-s

- [9] U10 (U10M, U10S) - HBM - měřící technika. *Úvodní stránka - HBM - měřící technika* [online]. Copyright © [cit. 03.04.2017]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/produkty/snimace-sily/u10-u10m-u10s/>
- [10] NATIONAL INSTRUMENTS, *Components* [online]. Copyright © [cit. 03.04.2017]. Dostupné z: <http://www.ni.com/compactrio/>
- [11] *TURBOLAND, Repase a prodej turbodmychadel .WWW.PMMOTOR.WBS.CZ* [online]. Dostupné z: <http://www.turbodmychadla.wbs.cz/>
- [12] Upraveno z: <http://www.fastmotoring.com/wp-content/uploads/2010/10/VNT-Turbo.jpg>
- [13] Depoross servis, *Filtr pevných částí* [online] Copyright © [cit. 15.03.2017]. Dostupné z: <http://depoross.cz/index.php?id=autoservis>
- [14] MROAUTO.cz, *EGR ventil nejčastější poruchy a eliminace* [1.7.2016]. Copyright © 2017 [cit. 15.03.2017] Dostupné z: http://www.mroauto.cz/novinky/291_autodily-mroauto-cz-radi-egr-ventil-nejcastejsi-poruchy-a-eliminace

12 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem COMMON RAIL od společnosti Bosch	12
Obr. 2 Obr. 2 Schéma turbodmychadla s mezi-chladičem (intercooler).....	15
Obr. 3 Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek	16
Obr. 4 Vnější recirkulace výfukových spalin s chladičem a turbodmychadlem.....	18
Obr. 5 Filtr pevných částic	19
Obr. 6 Mechanická převodovka Claas HEXASHIFT	21
Obr. 7 Odstupňování pojezdových rychlosti převodovky HEXASHIFT	22
Obr. 8 Závislost počtu převodových stupňů na velikost ztrátových ploch	23
Obr. 9 Hydrostatická převodovka CMATIC - označení Claas EQ 200.....	24
Obr. 10 Schéma toku výkonu během rychlostní stupně 1	25
Obr. 11 Schéma toku výkonu během rychlostní stupně 2.....	26
Obr. 12 Polohová regulace traktoru a názorné umístění potenciometru.....	27
Obr. 13 Silová regulace traktoru a názorné umístění potenciometru.....	28
Obr. 14 Smíšená regulace traktoru a názorné umístění potenciometru při nastavení 50 % silové regulace a 50% polohové regulace	29
Obr. 15 Tenzometrický snímač síly Hottinger HBM U 10M	32
Obr. 16 Tahové zkoušky traktorů Claas Arion 640 na asfaltové podložce. Brzdící traktor Claas Axion 850.....	35
Obr. 17 Tenzometrický snímač síly společnosti Hottinger v horním táhle.....	36
Obr. 18 Místo pozemku, kde proběhly polní zkoušky orební soupravy	37
Obr. 19 Průběh průměrného penetrometrického odporu půdy pozemku, s vyznačenými směrodatnými odchylkami.	38
Obr. 20 Claas Arion 640	41
Obr. 21 Schéma rozměrů podvozku a rozložení hmotnosti traktoru Claas Arion 640 CMATIC	41
Obr. 22 Schéma rozměrů podvozku a rozložení hmotnosti traktoru Claas Arion 640 Hexashift	42
Obr. 23 Orební soustava traktor Claas 640 Arion s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S.....	43
Obr. 24 Systém řízení trakce pluhu.....	44

Obr. 25 Srovnání valivých odporů převodovky HEXASHIFT při různém tlaku huštění pneumatik.....	45
Obr. 26 Srovnání valivých odporů převodovky CMATIC při různém tlaku huštění pneumatik.....	46
Obr. 27 Srovnání valivých odporů převodovek CMATIC a HEXASHIFT, tlak huštění pneumatik 100 kPa.....	47
Obr. 28 Srovnání valivých odporů převodovek CMATIC a HEXASHIFT, tlak huštění pneumatik 220 kPa.....	47
Obr. 29 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky Hexashift a 5 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 100 kPa	48
Obr. 30 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky Hexashift a 8 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 100 kPa	49
Obr. 31 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky Hexashift a 11 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 100 kPa	49
Obr. 32 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky Hexashift a 12 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 100 kPa	50
Obr. 33 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky Hexashift a 5 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 150 kPa	51
Obr. 34 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky Hexashift a 8 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 150 kPa	51
Obr. 35 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky Hexashift a 11 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 150 kPa	52
Obr. 36 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky Hexashift a 12 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 150 kPa	52

Obr. 37 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B2 převodovky Hexashift a 5 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 220 kPa	53
Obr. 38 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň B4 převodovky Hexashift a 8 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 220 kPa	54
Obr. 39 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C2 převodovky Hexashift a 11 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 220 kPa	54
Obr. 40 Porovnání tahových charakteristik: Převodový stupeň C3 převodovky Hexashift a 12 km/h za hodinu převodovka Cmatic, tlak huštění pneumatik 220 kPa	55
Obr. 41 Orební souprava Claas Arion 640 a pluh Pöttinger při polních zkouškách.	56
Obr. 42 Srovnání měrných spotřeb orebních souprav traktorů Claas Arion 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP. Horní táhlo v oválném otvoru stojánku pluhu volné.....	57
Obr. 43 Srovnání efektivních výkonností orebních souprav traktorů Claas Arion 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP. Horní táhlo v oválném otvoru stojánku pluhu volné.....	58
Obr. 44 Srovnání měrných spotřeb orebních souprav traktorů Claas Arion 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP.....	59
Obr. 45 Srovnání efektivních výkonností orebních souprav traktorů Claas Arion 640 s převodovkami CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP.....	60
Obr. 46 Závislost prokluzu zadních kol traktoru Claas Arion 640 CMATIC s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP na síle v horním táhle	61
Obr. 47 Závislost prokluzu zadních kol traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP na síle v horním táhle	62

13 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Generace systému COMMON RAIL.....	13
Tab. 2 Výsledky měření vlhkosti půdy pozemku.....	38
Tab. 3 Specifikace motoru Claas Arion 650	39
Tab. 4 Specifikace převodovek Claas Arion 640.....	40
Tab. 5 Specifikace pneumatik Claas Arion 640.....	40
Tab. 6 Specifikace pluhu PÖTTINGER servo 45S NP.....	43
Tab. 7 Výstupní parametry spotřeby paliva a výkonnosti u soupravy traktorů Claas Arion 640 s převodovkou CMATIC a HEXASHIFT v agregaci s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP.....	62

14 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky CMATIC při tlaku huštění pneumatik 100 kPa.....	74
Příloha 2 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky CMATIC při tlaku huštění pneumatik 220 kPa.....	74
Příloha 3 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky HEXASHIFT při tlaku huštění pneumatik 100 kPa	74
Příloha 4 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky HEXASHIFT při tlaku huštění pneumatik 220 kPa	74
Příloha 5 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 100 kPa	75
Příloha 6 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 100 kPa	75
Příloha 7 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 100 kPa	75
Příloha 8 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 100 kPa	76
Příloha 9 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 150 kPa	76
Příloha 10 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 150 kPa	76
Příloha 11 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 150 kPa	77
Příloha 12 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 150 kPa	77
Příloha 13 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 220 kPa	77
Příloha 14 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 220 kPa	78
Příloha 15 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 220 kPa	78
Příloha 16 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 220 kPa	78

Příloha 17 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot orební soupravy Claas Arion 640 CMATIC s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP	79
Příloha 18 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot orební soupravy Claas Arion 640 HEXASHIFT s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP	79

Příloha 1 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky CMATIC při tlaku huštění pneumatik 100 kPa

Číslo měření	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197
Tahová síla, při nulovém zatížení [kN]	2,975	2,369	2,755	2,608	3,614	3,324	2,816	3,369	2,841	3,65	3,019	3,65	3,08	3,769
Skutečná rychlost - průměr [km/h]	1,18	2,18	3,12	4,22	5,12	6,14	7,12	8,16	9,34	10,2	11,25	12,23	13,81	15,39
Ztracený výkon valením [kW]	0,975	1,435	2,388	3,057	5,140	5,669	5,569	7,636	7,371	10,342	9,434	12,400	11,815	16,112

Příloha 2 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky CMATIC při tlaku huštění pneumatik 220 kPa

Číslo měření	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Tahová síla, při nulovém zatížení [kN]	2,625	2,552	2,357	1,891	1,82	3,111	2,457	2,027	2,586	2,09	2,822	2,133	2,758	2,015	2,548
Skutečná rychlost - průměr [km.h ⁻¹]	1,07	2,13	3,2	4,35	5,19	6,21	7,31	8,67	9,11	10,57	11,09	12,53	13,41	14,73	15,38
Ztracený výkon valením [kW]	0,780	1,510	2,095	2,285	2,624	5,366	4,989	4,882	6,544	6,136	8,693	7,424	10,274	8,245	10,886

Příloha 3 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky HEXASHIFT při tlaku huštění pneumatik 100 kPa

Číslo měření	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212
Tahová síla, při nulovém zatížení [kN]	2,39	2,552	2,752	3,001	2,684	3,377	3,066	2,849	3,8	3,311	4,102	3,5	4,015	3,269	3,996
Skutečná rychlost - průměr [km.h ⁻¹]	1,07	2,03	3,08	4,07	5,02	5,98	7,07	7,98	8,95	9,92	10,91	11,98	12,79	13,97	14,9
Ztracený výkon valením [kW]	0,710	1,439	2,354	3,393	3,743	5,610	6,021	6,315	9,447	9,124	12,431	11,647	14,264	12,686	16,539

Příloha 4 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot valivých odporů převodovky HEXASHIFT při tlaku huštění pneumatik 220 kPa

Číslo měření	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Tahová síla, při nulovém zatížení [kN]	1,48	1,254	3,003	2,522	2,661	2,451	1,92	3,399	2,619	2,099	3,047	2,608	3,124	2,707	3,298
Skutečná rychlost - průměr [km.h ⁻¹]	1,17	2,12	3,11	4,11	5,14	6,11	7,21	8,1	9,26	10,37	11,2	12,26	13,07	14,14	15,04
Ztracený výkon valením [kW]	0,481	0,739	2,594	2,879	3,799	4,160	3,845	7,648	6,737	6,046	9,480	8,882	11,342	10,632	13,778

Příloha 5 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 100 kPa

Převodovka	HEXASHIFT							CMATIC						
Číslo měření	160	161	162	163	164	165	166	86	87	88	89	90	91	92
Tahová síla - průměr [kN]	8,004	22,448	30,15	40,625	50,355	59,971	69,985	16,84	26,737	26,452	35,442	44,007	53,654	67,949
Tahový výkon - průměr [kW]	12,5	34,5	46,3	61,5	75,4	88,6	100,8	21,2	33,3	32,9	44	54,2	65,7	76
Prokluz - průměr [%]	1,69	3,4	3,32	4,7	5,49	6,61	8,79	1,49	1,83	1,82	2,51	2,59	4,24	5,82

Příloha 6 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 100 kPa

Převodovka	HEXASHIFT						CMATIC				
Číslo měření	167	168	169	170	171	172	93	94	95	96	97
Tahová síla - průměr [kN]	8,034	21,906	32,177	40,606	56,699	62,415	10,935	21,66	30,188	48,479	57,266
Tahový výkon - průměr [kW]	17,7	47,7	69,3	86,6	112,8	109,8	23	44,8	61,2	86	61,7
Prokluz - průměr [%]	1,93	2,98	3,86	4,57	7,1	6,09	1,49	1,96	2,7	3,76	5,11

Příloha 7 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 100 kPa

Typ převodovky	HEXASHIFT						CMATIC				
Číslo měření	173	174	175	176	177	178	100	101	102	98	99
Tahová síla - průměr [kN]	12,521	20,261	31,181	40,698	45,943	44,003	36,069	44,495	57,985	12,445	27,005
Tahový výkon - průměr [kW]	37,7	60,7	92,8	106,3	103,5	70,3	85,9	77,9	72	33,5	67,4
Prokluz - průměr [%]	1,98	2,2	3,04	3,9	4,39	4,32	3	3,46	4,33	1,37	2,28

Příloha 8 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 100 kPa

Typ převodovky	HEXASHIFT					CMATIC				
Číslo měření	179	180	181	182	183	103	104	105	106	107
Tahová síla - průměr [kN]	5,185	22,468	31,558	39,061	37,861	11,867	19,795	29,85	40,069	64,926
Tahový výkon - průměr [kW]	18,4	79	105,7	102,9	70,7	34,5	59,1	84,8	84,6	71,9
Prokluz - průměr [%]	1,21	2,48	3,13	3,66	3,68	1,46	2	2,76	3,25	4,93

Příloha 9 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 150 kPa

Převodovka	HEXASHIFT								CMATIC					
Číslo měření	134	135	136	137	138	139	140	141	62	63	64	65	66	67
Tahová síla - průměr [kN]	8,217	21,078	31,204	40,626	50,157	65,844	53,058	69,657	9,781	20,752	26,597	51,366	66,139	66,707
Tahový výkon - průměr [kW]	12,9	32,7	47,7	61,7	74,7	94,2	78,7	98,1	12,9	26,7	34,1	63,5	74,5	75,2
Prokluz - průměr [%]	1,29	2,36	3,37	4	5,56	9,24	5,95	10,48	1,16	1,71	2,16	4,58	8,08	8,1

Příloha 10 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 150 kPa

Převodovka	HEXASHIFT								CMATIC					
Číslo měření	142	143	144	145	146	147	148	68	69	70	71	72	73	74
Tahová síla - průměr [kN]	13,322	20,255	29,884	39,761	52,488	57,927	63,394	16,527	21,473	29,069	48,153	53,666	64,122	73,61
Tahový výkon - průměr [kW]	29,4	44,2	64,7	84,8	109,5	112,1	107,4	34,2	44,2	59,3	87,2	66,9	71,7	66,5
Prokluz - průměr [%]	1,56	2,38	3,04	4,23	5,84	6,63	8,05	1,59	1,98	2,85	4,75	5,18	7,42	10,32

Příloha 11 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 150 kPa

Převodovka	HEXASHIFT						CMATIC					
Číslo měření	149	150	151	152	153	154	75	76	77	78	79	80
Tahová síla - průměr [kN]	9,506	21,407	31,715	39,527	45,355	44,211	13,705	22,382	36,317	44,537	50,266	63,857
Tahový výkon - průměr [kW]	28,8	63,7	92,4	104,8	102,3	74,6	38,1	62,2	87,6	78,7	75,9	71,2
Prokluz - průměr [%]	0,48	1,25	2,41	3,37	3,99	3,96	1,66	2,39	3,6	4,34	5,01	7,16

Příloha 12 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 150 kPa

Převodovka	HEXASHIFT					CMATIC				
Číslo měření	155	156	157	158	159	81	82	83	84	85
Tahová síla - průměr [kN]	10,135	18,736	33,443	39,129	38,34	7,496	18,896	30,144	37,701	50,262
Tahový výkon - průměr [kW]	36	66,1	106,6	99,3	81	24,1	57,1	87	79,8	75,7
Prokluz - průměr [%]	0,53	1,14	2,36	3,11	2,83	1,31	2,3	3,09	3,78	5,12

Příloha 13 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B2/rychlost 5 km/h, tlak huštění 220 kPa

Převodovka	HEXASHIFT								CMATIC							
Číslo měření	108	109	110	111	112	113	114	115	30	31	32	33	34	35	36	37
Tahová síla - průměr [kN]	12,564	21,794	26,831	37,864	65,576	64,902	55,55	68,683	10,406	19,897	30,503	38,721	37,94	53,722	65,893	65,943
Tahový výkon - průměr [kW]	20	34,2	41,9	58,2	94,2	93	82	87,7	13,6	25,3	39,1	48,7	48,5	65,8	73	73,6
Prokluz - průměr [%]	1,44	2,44	2,86	4,2	10,12	10,45	7,75	18,12	1,13	2,9	0,99	2,73	2,24	5,33	8,75	8,32

Příloha 14 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň B4/rychlost 8 km/h, tlak huštění 220 kPa

Převodovka	HEXASHIFT							CMATIC						
Číslo měření	116	117	118	119	120	121	122	38	39	40	41	42	43	45
Tahová síla - průměr [kN]	10,458	21,622	32,117	40,475	52,188	56,116	65,812	9,385	19,661	29,191	32,663	46,521	53,376	66,08
Tahový výkon - průměr [kW]	23,6	47,8	70,1	87	108,9	110,5	94,3	20	40,9	60,4	67,2	82,3	80,4	58,7
Prokluz - průměr [%]	1,51	2,54	3,62	4,86	7,09	8,03	11,93	0,3	0,74	1,27	3,93	2,04	5,14	8,82

Příloha 15 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C2/rychlost 11 km/h, tlak huštění 220 kPa

Převodovka	HEXASHIFT							CMATIC								
Číslo měření	123	124	125	126	127	127	128	46	47	48	49	50	51	52	53	54
Tahová síla - průměr [kN]	9,031	19,63	29,354	39,771	45,752	45,36	43,619	18,143	23,547	33,939	36,509	40,697	50,237	56,705	57,028	62,287
Tahový výkon - průměr [kW]	29,3	52	92,2	109,7	104	105,4	69,6	51,1	65,2	83,9	87,2	86,3	75,1	70,5	49,2	68,5
Prokluz - průměr [%]	4,87	6,06	7,04	8,57	9,31	9,52	9,37	0,6	1,1	2,62	2,35	3,21	4,59	5,87	25,22	7,7

Příloha 16 - Tabulka naměřených hodnot tahových zkoušek obou převodovek, převodový stupeň C3/rychlost 12 km/h, tlak huštění 220 kPa

Převodovka	HEXASHIFT					CMATIC						
Číslo měření	129	130	131	132	133	55	56	57	58	59	60	61
Tahová síla - průměr [kN]	11,545	21,133	30,131	34,931	39,005	14,179	13,942	24,743	35,949	43,938	49,767	56,467
Tahový výkon - průměr [kW]	43,6	78,7	109,6	110,4	104,5	45,4	44,4	82,3	85,7	77,1	74,4	70,3
Prokluz - průměr [%]	5,06	6,04	7,23	8,3	7,72	0,6	0,54	1,33	2,59	3,47	4,58	5,74

Příloha 17 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot orební soupravy Claas Arion 640 CMATIC s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP

Číslo měření	281	284	301	304	285	288	289	292
Záběr [m]	2,539	2,36	2,503	2,371	2,448	2,443	2,071	2,53
Hloubka [m]	0,22	0,224	0,226	0,218	0,212	0,196	0,166	0,151
Čas [s]	24,1	27,85	23	22,55	15,85	16,5	13,5	13,15
Délka úseku [m]	30,26	30,02	29,45	30,07	28,97	30,25	32,51	30,10
Spotřeba na úsek [l]	0,17	0,18	0,15	0,16	0,12	0,12	0,09	0,10
Síla v třetím bodě [kN]	-5,46	-3,49	2,249	2,493	15,954	17,187	24,068	23,752
Prokluz [%]	16,74	21,52	14,67	15,76	9,84	9,89	5,59	6,89
Brázda prokluz [%]	11,31	12,33	12,73	12,07	8,75	8,94	3,21	7,88
Záhon prokluz [%]	20,63	26,75	16,30	18,92	8,62	8,11	3,68	6,40
Spotřeba na zprac. objem půdy [ml.m ⁻³]	10,28	11,33	9,23	10,07	7,83	8,22	8,16	8,55
Výkonnost [m ³ .s ⁻¹]	0,70	0,57	0,72	0,69	0,95	0,88	0,83	0,87

Příloha 18 - Tabulka naměřených a vypočtených hodnot orební soupravy Claas Arion 640 HEXASHIFT s pluhem PÖTTINGER SERVO 45S NP

Číslo měření	257	260	261	264	273	276	277	280
Záběr [m]	2,43	2,34	2,42	2,34	2,50	2,44	2,55	2,45
Hloubka [m]	0,24	0,22	0,23	0,22	0,20	0,18	0,18	0,19
Čas [s]	19,75	21,05	13,30	20,90	17,00	15,25	16,35	15,30
Délka úseku [m]	30,12	30,52	20,28	32,74	31,64	35,37	31,56	31,71
Spotřeba na úsek [l]	0,16	0,15	0,10	0,16	0,12	0,12	0,11	0,10
Síla v třetím bodě [kN]	-0,923	-1,265	-0,79	-0,658	18,938	20,135	23,078	21,462
Prokluz [%]	17,42	17,42	16,54	18,16	8,94	8,13	9,00	8,27
Brázda prokluz [%]	14,40	12,99	13,32	13,10	7,26	6,02	7,62	6,75
Záhon prokluz [%]	16,58	19,91	16,03	19,72	6,94	4,75	6,32	7,74
Spotřeba na zprac. objem půdy [ml.m ⁻³]	9,00	9,75	9,30	9,95	7,37	7,88	7,26	6,91
Výkonnost [m ³ .s ⁻¹]	0,88	0,75	0,83	0,79	0,94	1,01	0,91	0,95

