

**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**VLIV SILOVÝCH ÚČINKŮ HORNÍHO TÁHLA  
TŘÍBODOVÉHO ZÁVĚSU NA VYBRANÉ PARAMETRY  
TRAKTOROVÝCH SOUPRAV**

THE INFLUENCE OF THREE POINT HITCH FORCE EFFECTS ON SELECTED PARAMETERS OF TRACTOR SETS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Jaroslav Roleček

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

prof. Ing. František Bauer, CSc.

BRNO 2017



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jaroslav Roleček</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>prof. Ing. František Bauer, CSc.</b>
Akademický rok:	2016/17

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 silových účinků horního táhla třibodového závěsu na vybrané parametry traktorových souprav**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Na základě naměřených dat, proveďte analýzu silových účinků zaměřenou na energetické a výkonnostní parametry traktorových souprav.

### **Cíle diplomové práce:**

- Vypracovat metodiku terénního měření traktorů.
- Zpracovat tabulkově a graficky naměřené a vypočtené hodnoty.
- Vypracovat analýzu silových účinků v třibodovém závěsu traktoru.
- Vyhodnotit výsledky.

### **Seznam doporučené literatury:**

PORTEŠ, Petr, BAUER, František a ČUPERA, Jiří. Laboratory-experimental Verification of Calculation of Force Effects in Tractor's Three-point Hitch Acting on Driving Wheels. Soil and Tillage Research. Elsevier: International Soil Tillage Research Organization, 2013. 128(1), 81-90. ISSN 0167-1987.

BAUER, František, et. al. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.

SLIMAŘÍK, Dušan, BAUER, František a DOSTÁL Petr. The Effect of EHR System Setting on Fuel Consumption and Tractor Engine Speed Variation. Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis [online]. 2015, 63(1), 123-129 [cit. 01.11.2016]. ISSN 1211-8516. Dostupné z: <http://acta.mendelu.cz/63/1/0123/>

PASTOREK, Zdeněk. Traktory. Praha: Agrospoj, 2001. 356 s.

BAUER, František a SEDLÁK, Pavel. Vliv silových účinků třibodového závěsu traktorů na zatížení pneumatik. IX. Mezinárodní gumárenské sympozium IRS 2003 - Nové směry v gumárenství. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2003, 1-13. ISBN 80-7318-149-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## **ABSTRAKT**

V diplomové práci je popsána metodika laboratorního a terénního měření traktorů a traktorových souprav. Práce dále obsahuje grafické a tabulkové zpracování dat z měření a následné vyhodnocení dosažených výsledků. Zabývá se vlivem síly v horním táhle třibodového závěsu na prokluz kol, výkonnost práce a spotřebu paliva.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Traktor, pluh, orba, CMATIC, HEXASHIFT, třibodový závěs, výkonnost, spotřeba paliva, prokluz kol

## **ABSTRACT**

The master thesis describes the methodology of laboratory and field measurements of tractors and tractor kits. It also contains graphical and tabular processing of measurement data and subsequent evaluation of the results obtained. It deals with the influence of power in the upper rod of three point hinge on wheel slip, work efficiency and fuel consumption.

## **KEYWORDS**

Tractor, plow, plowing, CMATIC, HEXASHIFT, three point hinge, efficiency, fuel consumption, wheel slip



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ROLEČEK, J. *Vliv silových účinků horního táhla tříbodového závěsu na vybrané parametry traktorových souprav*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 81 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. František Bauer, CSc.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2017

.....

Jaroslav Roleček



## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za trpělivost a ochotu při tvorbě práce.





## OBSAH

Úvod.....	11
1 Technické parametry traktorů a pluhu.....	13
1.1 Technické parametry traktorů Claas Arion 640.....	13
1.2 Technické parametry pluhu Pöttinger Servo.....	17
2 Laboratorní měření.....	19
2.1 Závislost hustoty motorové nafty na teplotě.....	19
2.2 Měření motorových parametrů traktorů.....	20
2.2.1 Popis měření.....	20
2.2.2 Výsledky měření.....	24
2.3 Hmotnostní měření.....	30
3 Terénní měření.....	39
3.1 Popis pozemku.....	39
3.2 Popis měření.....	41
4 Výsledky terénního měření.....	47
4.1 Měření na strništi.....	49
4.1.1 Class Arion 640 HEXASHIFT.....	49
4.1.2 Class Arion 640 CMATIC.....	55
4.2 Měření na podmítce.....	61
4.2.1 Class Arion 640 HEXASHIFT.....	61
4.2.2 Class Arion 640 CMATIC.....	67
4.3 Porovnání traktorů.....	73
Závěr.....	75
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	80





## ÚVOD

V dnešní době, kdy na úkor průmyslových staveb ubývá zemědělské půdy a naopak přibývá obyvatel, a tedy stoupají nároky na množství vyprodukovaných potravin, je zapotřebí neustále zvyšovat efektivitu práce při obdělávání půdy. Hledají se nové metody, které by zlepšili práci z hlediska ekonomiky, tedy nižší spotřeby paliva a vyšší výkonnosti, více obdělané půdy za stejný čas. V této diplomové práci jsem se konkrétně zaměřil na orbu a to orbu pětiradličným neseným pluhem. Orba je posklizňová úprava půdy. Provádí se tedy po sklizni plodin na přelomu léta a podzimu. Během orby se půda obrací o 180° a snahou je zapravit zbytky ze sklizně do hloubky, dále provzdušnit půdu a zamezit růstu plevelů. Velký vliv na to, jak bude práce při orbě efektivní a ekonomická, má správné nastavení. Ať už nastavení samotného pluhu, nebo jeho zavěšení v třibodovém závěsu, ale i nastavení jízdního režimu traktoru. Důležitý je zde především přenos tahové síly traktoru na podložku, tedy míra prokluzu, která je ovlivněna volbou správných pneumatik a optimálním rozložením tíhy na kola traktoru. Je také nutné zvolit správnou techniku. Za traktor určitého výkonu a hmotnosti připojit adekvátně velký nástroj a celkovou velikost soupravy volit s ohledem na velikost obdělávaného pozemku.





# 1 TECHNICKÉ PARAMETRY TRAKTORŮ A PLUHU

## 1.1 TECHNICKÉ PARAMETRY TRAKTORŮ CLAAS ARION 640

Ke zkouškám byly přistaveny dva traktory Claas Arion 640 s různými typy převodovek. Jeden traktor byl vybaven mechanickou stupňovitou převodovkou HEXASHIFT, druhý pak plynulou hydromechanickou převodovkou CMATIC. V následující tabulce jsou uvedeny parametry traktorů.

*Tab. 1 Technická specifikace traktorů Claas Arion 640 [1].*

### Rozměry traktoru

Délka [mm]	4764
výška [mm]	3019
rozvor náprav [mm]	2820
poloměr otáčení [m]	5,6

### Motor

Výrobce	DPS
Počet válců/ventilů	6/24
Zdvihový objem [cm <sup>3</sup> ]	6788
Jmenovité otáčky	2200
Homologační hodnota výkonu (97/68 EG) [kW]	128/174
Výkon při jmenovitých otáčkách (ECE R 120) [kW]	124/169
Maximální výkon (ECE R 120) [kW]	130/177
Maximální točivý moment (ECE R 120) [Nm]	714
Otáčky při $M_{tmax}$ [min <sup>-1</sup> ]	1200
Rozsah otáček při konstantním výkonu [min <sup>-1</sup> ]	1800 - 2200
Chlazení motoru	Přetlakové, kapalinové
Přeplňování	Turbodmychadlo s regulací plnicího tlaku s proměnnou geometrií lopatek, chladič plnicího vzduchu, recirkulace spalin (EGR), filtr pevných částic (DPF)
Vstřikovací systém	Common Rail

### Pneumatiky

Typ	Michelin Multibib
Rozměr - zadní náprava	650/65 R38
Rozměr - přední náprava	540/65 R28



Obr. 1.1 Traktor Claas Arion 640 [2].

### PŘEVODOVKA HEXASHIFT

Mechanická stupňovitá převodovka, která se skládá z hlavní čtyřstupňové roboticky řazené převodovky a šestistupňového násobiče točivého momentu, ten je složen z planetové převodovky a spojek, díky kterým je možné brzdit jednotlivá kola a tím umožnit řazení převodových stupňů pod zatížením. Celkem je tedy možné řídit 24 převodových stupňů pro jízdu vpřed a 24 převodových stupňů pro jízdu vzad. Reverzace je zde řešena pomocí reverzačního členu, který se skládá ze dvou lamelových spojek. Pokud chceme zařadit zpětný chod, plynule se rozepíná spojka pro jízdu vpřed a současně se spíná spojka pro jízdu vzad. Výhodou této převodovky je velká účinnost přenosu točivého momentu během provozu při konstantním zatížení. Pokud ovšem u traktoru s touto převodovkou zatížení v čase kolísá, je nutné řídit. Při řazení jednotlivých převodových stupňů je nutné urychlovat a zpomalovat rotační části převodovky. Ztrátový výkon potřebný na zrychlení rotačních částí převodovky je dán vztahem [3, 4]:

$$P_z = \frac{I_o \cdot \varepsilon}{2 \cdot t} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^3] \quad (1)$$

$I_o$  – osový moment setrvačnosti rotujícího tělesa [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]

$\varepsilon$  – úhlové zrychlení [ $\text{rad}/\text{s}^2$ ]

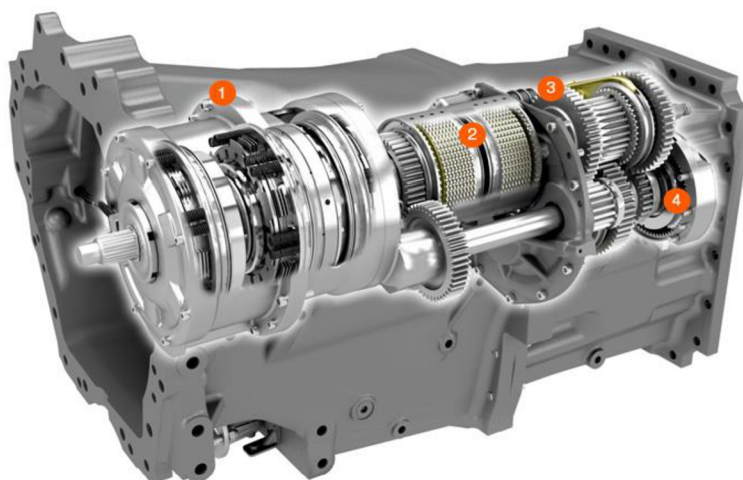
$t$  - čas



Tab. 2 Vybrané parametry převodovky HEXASHIFT [1].

**Převodovka HEXASHIFT**

Minimální pojezdová rychlosti při 2200 min <sup>-1</sup>	1,53
Maximální pojezdová rychlost	50
Převodové stupně řazené pod zatížením	6
Elektricky ovládané rychlostní skupiny	4
Minimální plazivá rychlost při 2200 min <sup>-1</sup> [km/h]	0,38
Minimální super plazivá rychlost při 2200 min <sup>-1</sup> [km/h]	0,11



Obr. 1.2 Převodovka HEXASHIFT [5].

1. Šestistupňový měnič momentu, umožňuje řazení pod zatížením
2. Reverzační člen
3. Hlavní mechanicky řazená čtyřstupňová převodovka
4. Doplňkový převod

**PŘEVODOVKA CMATIC**

Plynulá hydromechanická převodovka. Skládá se z planetové převodovky, lamelových spojek a dvou hydrostatických modulů. Naklápěním těchto modulů od osy rotace je umožněna plynulá změna převodového poměru převodovky. Výhodou této převodovky je proti převodovce HEXASHIFT provoz při kolísajícím zatížení traktoru v čase. Díky plynulé změně převodového poměru pomocí naklápění elektronicky řízených hydrostatických modulů, není nutné během řazení urychlovat a zpomalovat rotační části převodovky. Pokud je ovšem zatížení během provozu traktoru s touto převodovkou konstantní, přenáší se točivý moment přes hydromotor a hydrogenerátor s nižší účinností, než je účinnost ozubeného soukolí. Maximální



účinnost hydrostatického modulu je 0,9. Výsledná účinnost přenosu se určí podle rovnice:

$$\eta_c = \prod_1^i \eta_i [-] \quad (2)$$

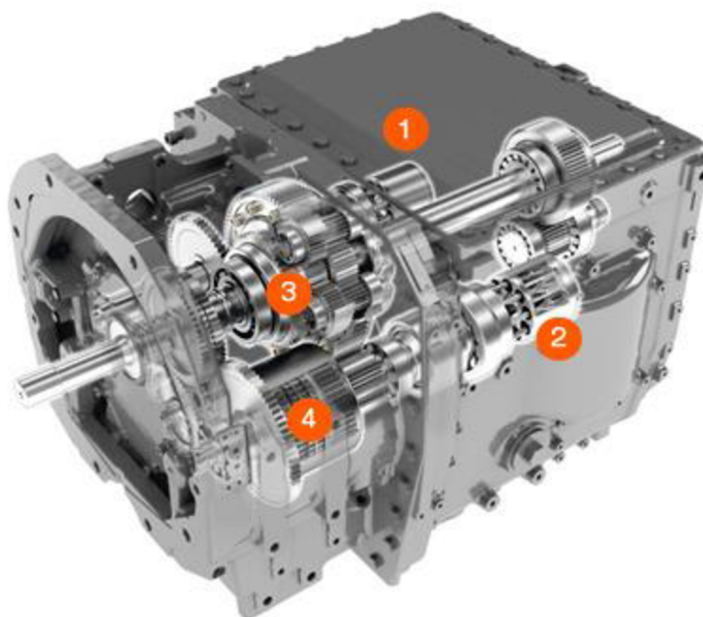
$\eta_i$  – účinnost i-tého hydrostatického modulu [-]

Pro přenos točivého momentu přes dva moduly, jako je tomu u převodovky CMATIC, vychází maximální účinnost 0,81. Ovšem těchto hodnot je dosaženo pouze v optimálním odklonu hydrostatického modulu od osy rotace, v ostatních případech je účinnost nižší [3, 6].

Tab. 3 Vybrané parametry převodovky CMATIC [1].

#### Převodovka CMATIC

Typ	EQ 200
Minimální pojzdová rychlost [km/h]	0,05
Maximální pojzdová rychlost [km/h]	40



Obr. 1.3 Převodovka CMATIC [7].

1. Hydrostatický modul
2. Hydrostatický modul
3. Planetový převod
4. Lamelové spojky, díky kterým je měněna cesta toku točivého momentu





## 1.2 TECHNICKÉ PARAMETRY PLUHU PÖTTINGER SERVO

Pro terénní měření byl na traktor připojen nesený pětiradličný otočný pluh Pöttinger Servo s plynule měnitelným záběrem. Orební tělesa pluhu jsou opatřena zahrnovači rostlinných zbytků a na čepelích otočnými dláty, jsou jistěna hydraulickými pojistkami proti poškození při najetí na tvrdou překážku. Před posledním orebním tělesem je odpružené kotoučové krojidlo. Záběr je možné měnit pomocí hydraulického válce, kterým je pluh vybaven. Dále je možné měnit hloubku orby pomocí paměťového válce SERVO PLUS. Díky tomuto válci není potřeba nastavovat hloubku po každém otočení traktoru na úvrati pole, ale válec vždy nastaví hloubku automaticky na stejnou hodnotu, jaká byla před vyhloubením. Pluh je dále vybaven systémem TRACTION CONTROL, díky kterému je možné přenášet během orby tíhu pluhu na zadní kola traktoru a tím řídit prokluz kol. Toto zařízení je umístěno na stojánku pluhu, skládá se z hydraulického válce, jehož píst přes soustavu dvou pák posouvá v oválném otvoru stojánku pluhu čep pro uchycení horního táhla třibodového závěsu. Pokud v tomto válci nastavíme tlak, zvýšíme tak sílu v táhle a tím dotížíme zadní kola traktoru.

Tab. 4 Technická specifikace Pluhu Pöttinger [8].

Pluh	
Výrobce	Alois Pöttinger Maschinenfabrik GmbH Industriegelände 1, 4710 Grieskirchen Österreich
Model	SERVO 45SNP/46 Wc
Typ	9841
Hmotnost [kg]	2580
Rok výroby	2016
Počet orebních těles	4+1
Rozteč těles [cm]	95
Výška rámu [cm]	80
Profil rámu [mm]	140 x 140
Doplňková výbava	TRACTION CONTROL, Válec pro výkyv pluhu při otáčení na úvratích, trakční paměťový válec SERVO PLUS



Obr. 1.4 Souprava traktoru Claas Arion 640 a pluhu Pöttinger SERVO 45SNP.





## 2 LABORATORNÍ MĚŘENÍ

Měření proběhlo ve vozidlových laboratořích MENDELU v Brně. Nejprve byla stanovena závislost hustoty motorové nafty na teplotě. Následně bylo provedeno měření základních parametrů traktorových motorů, které sloužilo především k vzájemnému porovnání obou traktorů a k ověření shodnosti s údaji udávanými výrobcem. Dále byla ověřena přesnost potřebných dat vyčítaných z CAN bus sítí traktorů. A byly oceňovány siloměrné čepy tříbodového závěsu, které sloužili pro snímání sil v průběhu terénního měření. Další měření proběhla v dílnách zemědělského družstva Jiřice u Miroslavi, bylo zde provedeno zjišťování hmotnosti. Měřena byla celková hmotnost traktorů, rozložení váhy na přední a zadní nápravu, a následně byla určena hmotnost závaží pro docílení shodné váhy obou traktorů. Nakonec bylo provedeno vážení soupravy traktoru s pluhem, kde se zjišťovalo rozložení tíhy pod jednotlivými koly a jeho změna v závislosti na síle v horním táhle tříbodového závěsu.

### 2.1 ZÁVISLOST HUSTOTY MOTOROVÉ NAFTY NA TEPLITĚ

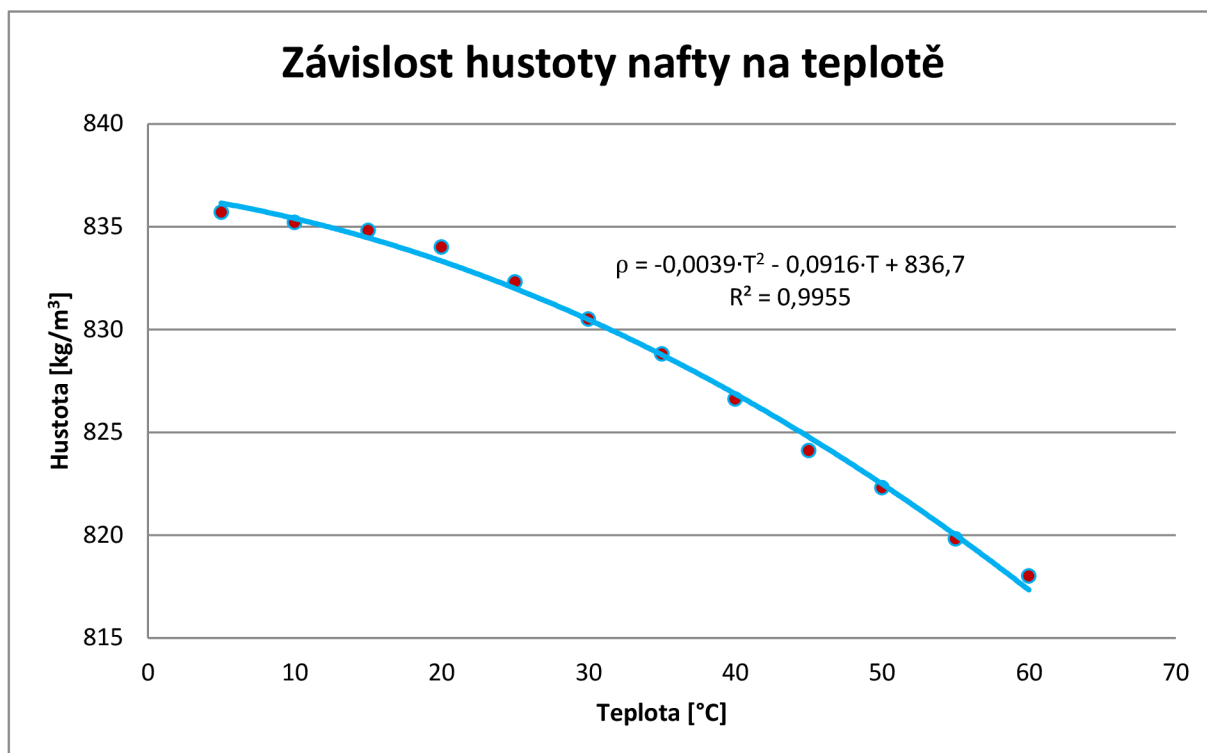
Pro zkoušené traktory byla jako palivo použita motorová nafta z běžné distribuční sítě. Spotřeba paliva odečítaná z CAN sítě traktoru je udávána v objemových jednotkách [l/h] a my pro výpočet měrné spotřeby potřebujeme znát spotřebu hmotnostní [kg/h]. Jelikož se během pracovní doby traktoru mění teplota paliva, mění se i jeho hustota. Bylo proto nutné pro přesný výpočet měrné spotřeby určit závislost hustoty motorové nafty na teplotě. Měření proběhlo v laboratořích MENDELU. Hustota byla měřena pomocí přenosného digitálního hustoměru Densito 30 PX od firmy Mettler Toledo. Výsledky měření jsou uvedeny v tab. 5. Tyto hodnoty byly proloženy polynomem druhého řádu (obr. 2.1), jehož rovnice je:

$$\rho = -0,0039 \cdot T^2 - 0,0916 \cdot T + 836,7 \quad (3)$$

Pomocí této rovnice byly stanoveny přesné hodnoty hustoty nafty v průběhu terénního měření.

Tab. 5 Závislost hustoty motorové nafty na teplotě.

Závislost hustoty motorové nafty na teplotě												
Teplota [°C]	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	835,7	835,2	834,8	834	832,3	830,5	828,8	826,6	824,1	822,3	819,8	818



Obr. 2.1 Závislost motorové nafty na teplotě.

## 2.2 MĚŘENÍ MOTOROVÝCH PARAMETRŮ TRAKTORŮ

### 2.2.1 POPIS MĚŘENÍ

Cílem zkoušek bylo exaktní stanovení základních parametrů motorů traktorů, změřením jmenovité a úplně otáčkové charakteristiky. Během měření byly dodrženy všeobecné požadavky a ustanovení o dovolených mezních úchylnkách dané normou ČSN ISO 789-1. Měřené údaje jsou zaznamenávány s frekvencí 18 Hz a průběžně ukládány do paměti měřicího počítače. Měření bylo provedeno především proto, aby bylo možné porovnat oba traktory navzájem a tím vyloučit vliv případného rozdílu v parametrech motorů, kterým by byly zkresleny výsledky z terénního měření. Dále bylo možné porovnat naměřené hodnoty s údaji udávanými výrobcem.

### JMENOVITÁ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Měření jmenovité otáčkové charakteristiky bylo provedeno při plné dávce paliva, a měřilo se přes vývodový hřídel, který byl napojen na vířivý dynamometr. V převodovce vývodového hřídele byl nastaven převodový poměr pro konstantní otáčky  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Během měření byla vypnuta klimatizace. Atmosférický tlak a teplota okolního vzduchu v laboratoři se pohyboval po celou dobu v toleranci dle ČSN 30 0415. Pro sestavení charakteristiky bylo u každého traktoru naměřeno 15 bodů. Pro změření každého bodu se motor zatíží na určité otáčky, následně musí vždy dojít k ustálení parametrů motoru a až poté jsou zaznamenávána potřebná data, ze kterých jsou stanoveny průměrné hodnoty. Pro jednotlivé body se měří točivý moment motoru, otáčky vývodového hřídele a hodinová spotřeba, současně s těmito parametry se pomocí přídavných snímačů dále měří teplota nasávaného



vzduchu, teplota plnicího vzduchu, teplota mazacího oleje, teplota chladicí kapaliny, teplota výfukových plynů a z CAN sítě jsou vyčítány a ukládány otáčky motoru, teploty provozních kapalin, zatížení motoru, hodinová spotřeba, aktuální točivý moment a další. Následně byl dopočítán výkon motoru na vývodovém hřídeli podle rovnice:

$$P = \frac{M_t \cdot \pi \cdot n}{3 \cdot 10^4} [kW] \quad (4)$$

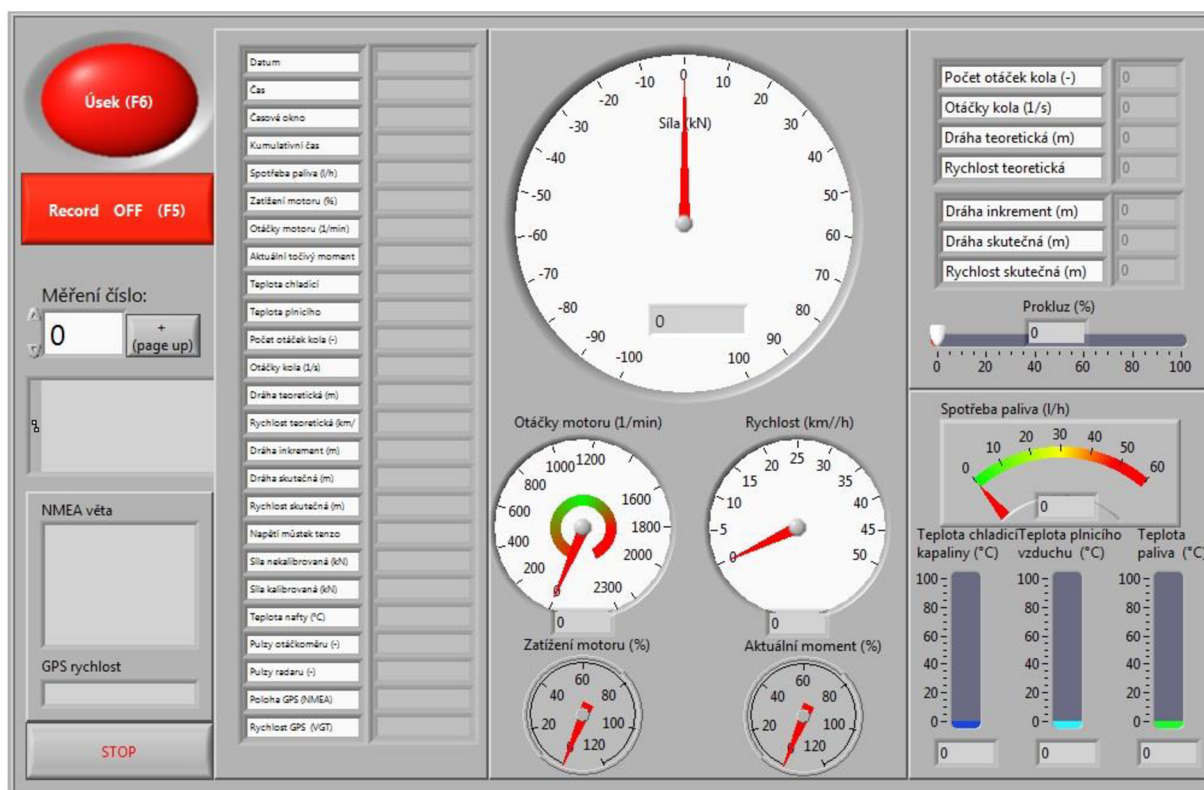
$M_t$  – průměrný točivý moment při ustáleném režimu [Nm]  
 $n$  – otáčky motoru [ $\text{min}^{-1}$ ]

a měrná spotřeba paliva podle rovnice:

$$m_{pe} = \frac{M_{ph}}{P} \cdot 10^3 [g/kWh] \quad (5)$$

$M_{ph}$  – hodinová spotřeba paliva [kg/h]  
 $P$  – výkon motoru [kW]

Na obrázku 2.2 je možné vidět masku programu použitého pro vyčítání dat ze sběrnice CAN traktoru.



Obr. 2.2 Maska programu pro snímání dat z CAN sítě traktoru.



## ÚPLNÁ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Úplná otáčková charakteristika je sestavena z několika otáčkových charakteristik naměřených pro různou dávku paliva a to ze jmenovité a deseti částečných charakteristik motoru. Pro měření byla použita stejná zařízení a byly zjišťovány stejné údaje jako v případě jmenovité otáčkové charakteristiky. Výsledný graf se skládá z křivky točivého momentu pro plnou dávku paliva, z hyperbol konstantních výkonů a z izochar měrných spotřeb. Izočára vznikne propojením vypočítaných bodů o stejné hodnotě pro různé regulátorové větve.

## MĚŘENÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Točivý moment byl měřen pomocí vířivého dynamometru, který byl připojen k zadnímu vývodovému hřídeli traktoru pomocí kloubového hřídele. Dynamometr využívá pro svou funkci účinků vířivých proudů. Skládá se z válcového ocelového rotoru, který je opatřen po obvodu ozubením a otáčí se ve výkyvně uloženém statoru, na kterém se nachází budící cívka, kterou protéká stejnosměrný proud, a ten budí v magnetickém obvodu magnetický tok. Rotor se otáčí v magnetickém poli statoru a vlivem střídání zubu a mezery rotoru se mění magnetický odpor magnetického obvodu a tím i magnetický tok. Změna magnetického toku způsobuje indukované napětí v magnetickém obvodu, v důsledku čehož začnou obvodem protékat vířivé proudy. Působením vířivých proudů se vytvoří brzdny moment, přičemž velikost tohoto momentu je říditelná změnou proudu v budící cívce. Tento moment je přes rameno zachycován tenzometrem. Pomocí známé délky ramena ( $r$ ) a velikosti síly ( $F$ ) naměřené tenzometrem je možné dopočítat moment v daném okamžiku ( $M_t$ ) podle vzorce  $M_t = F \cdot r [Nm]$  a ten odpovídá točivému momentu zkoušeného motoru. Energie vířivých proudů je dána energií dodávanou motorem připojeným přes vývodový hřídel traktoru a přeměňuje se na teplo. Z toho důvodu je nutné dynamometr intenzivně chladit a teplo odvádět. Regulace dynamometru a snímání naměřených dat byla zajištěna řídicím počítačem zkušebny a serverem dat. [3, 9]

Tab. 6 Vybrané technické parametry použitého dynamometru [3].

Parametry dynamometru			
Typ	V 500		
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	150	1500	3000
Výkon [kW]	4	500	500
Moment [Nm]	254	3184	1592
Chlazení	vodní		
Zatížení	trvalé		
Výrobce	VÚES Brno		



Obr. 2.3 Traktor Claas Arion 640 CMATIC napojen na dynamometr V 500.

### MĚŘENÍ OTÁČEK

Otáčky dynamometru byly snímány pomocí pulzního snímače LUN 1326.02-8, který je součástí dynamometru. Z tohoto snímače je signál upraven tvarovacím obvodem a přiveden do měřicího počítače vozidlové zkušebny. Současně byly z CAN sítě traktoru odečítány otáčky motoru.

### MĚŘENÍ SPOTŘEBY PALIVA

Spotřeba paliva byla měřena pomocí hmotnostního průtokoměru Coriolis Sitrans FC MassFlow Mass 6000 (obr. 2.4), tyto průtokoměry nám poskytly přesné hodnoty. Současně byla spotřeba odečítána z CAN sítě traktoru. Na základě porovnání výsledků z obou měření byla stanovena přesnost hodnot odečítaných z CANu. Abychom dosáhli co nejmenšího ovlivnění práce palivového systému traktoru měřením, byly použity dva průtokoměry v diferenciálním zapojení [6].



Obr. 2.4 Hmotnostní průtokoměry paliva Coriolis Sitrans FC MassFlow Mass 6000.

### 2.2.2 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Výstupem laboratorního měření jsou tabulky s naměřenými daty (tab. 7, tab. 8), ve kterých jsou pro jednotlivé otáčky uvedeny točivý moment, výkon motoru, měrná spotřeba a hodinová spotřeba paliva. Z těchto dat jsou dále sestaveny jmenovitá (obr. 2.5 a 2.7) a úplná otáčková charakteristika (obr. 2.6 a 2.8) obou traktorů.

#### CLASS ARION 640 HEXASHIFT

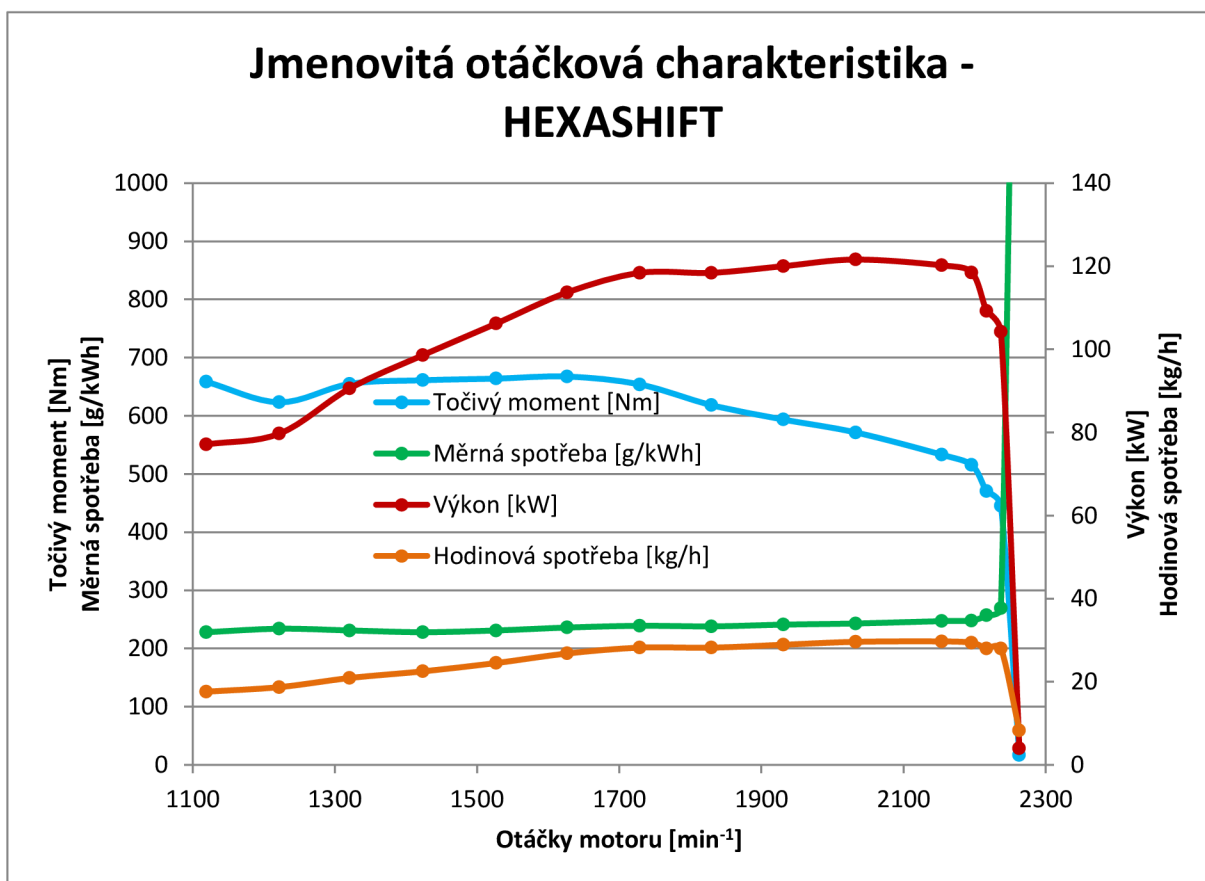
Jak je možné vidět z tabulky 7, maximální výkon motoru byl naměřen při otáčkách  $2033 \text{ min}^{-1}$  a dosahuje hodnoty 121,6 kW. Maximální točivý moment 667,4 Nm byl naměřen při otáčkách  $1627 \text{ min}^{-1}$  a nejnižší měrná spotřeba 228 g/kWh byla naměřena ve dvou případech. Při otáčkách  $1119 \text{ min}^{-1}$ , ve kterých však nelze v reálných podmínkách motor provozovat, protože zvýšením zatížení by došlo ke zhasnutí motoru. A také při otáčkách  $1424 \text{ min}^{-1}$ , ve kterých je motor traktoru schopen pracovat. Hodinová spotřeba paliva se v průběhu měření pohybovala od 8,3 kg/h do 29,7 kg/h.



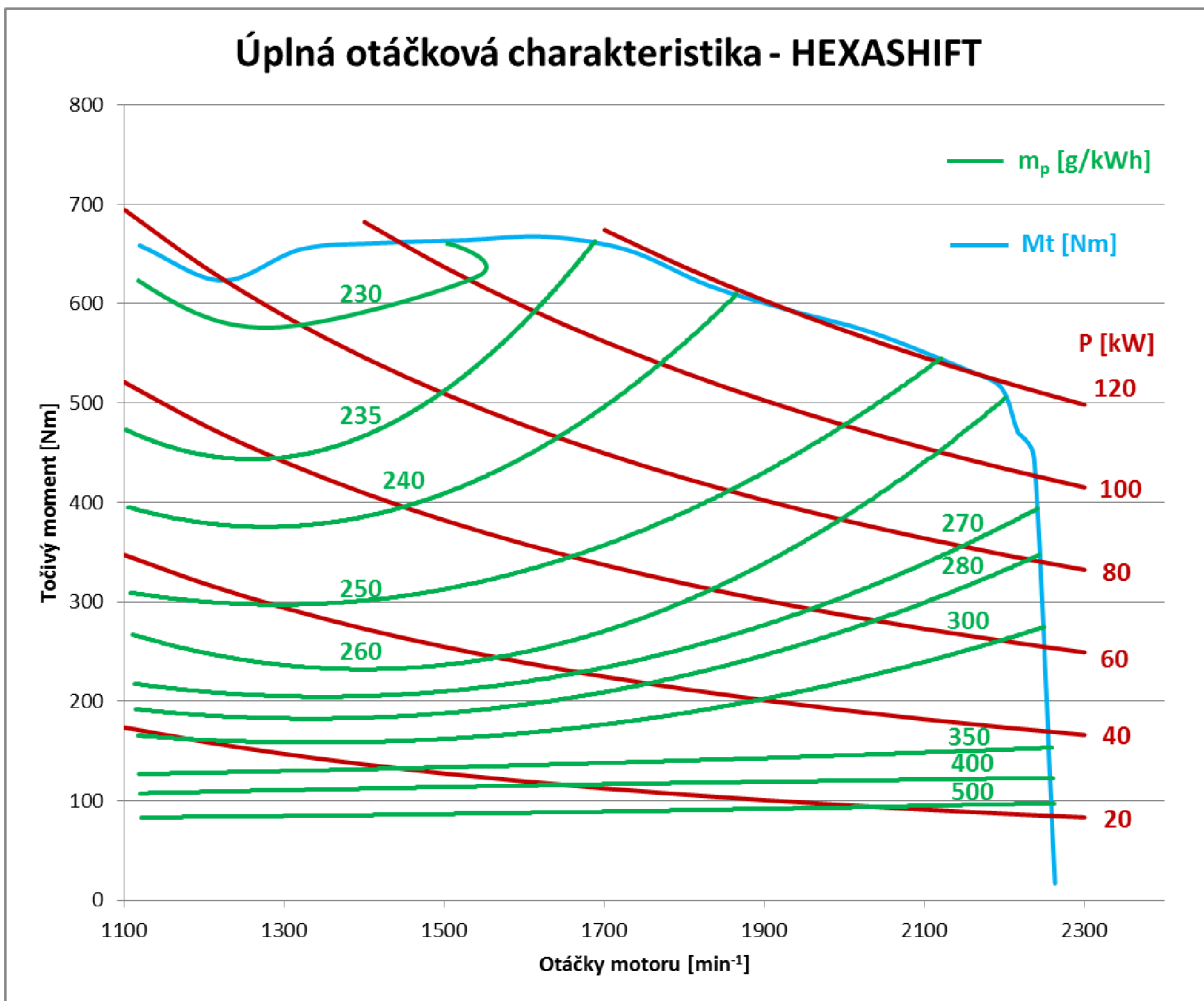


Tab. 7 Vybrané parametry traktoru získané při měření jmenovité otáčkové charakteristiky.

n [min <sup>-1</sup> ]	M <sub>t</sub> [Nm]	P [kW]	m <sub>pe</sub> [g/kWh]	M <sub>ph</sub> [kg/h]
1119	658,5	77,1	228	17,6
1222	623,2	79,7	234	18,7
1321	654,8	90,6	231	20,9
1424	661,1	98,6	228	22,5
1527	663,9	106,2	231	24,5
1627	667,4	113,7	236	26,8
1729	653,9	118,4	239	28,2
1830	618,2	118,4	238	28,2
1931	593,5	120	241	28,9
2033	571,3	121,6	243	29,6
2154	533	120,2	247	29,7
2196	515,4	118,5	248	29,4
2217	470,3	109,2	257	28
2237	445	104,2	269	28
2263	16,8	4	2086	8,3



Obr. 2.5 Jmenovitá otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT



Obr. 2.6 Úplná otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT

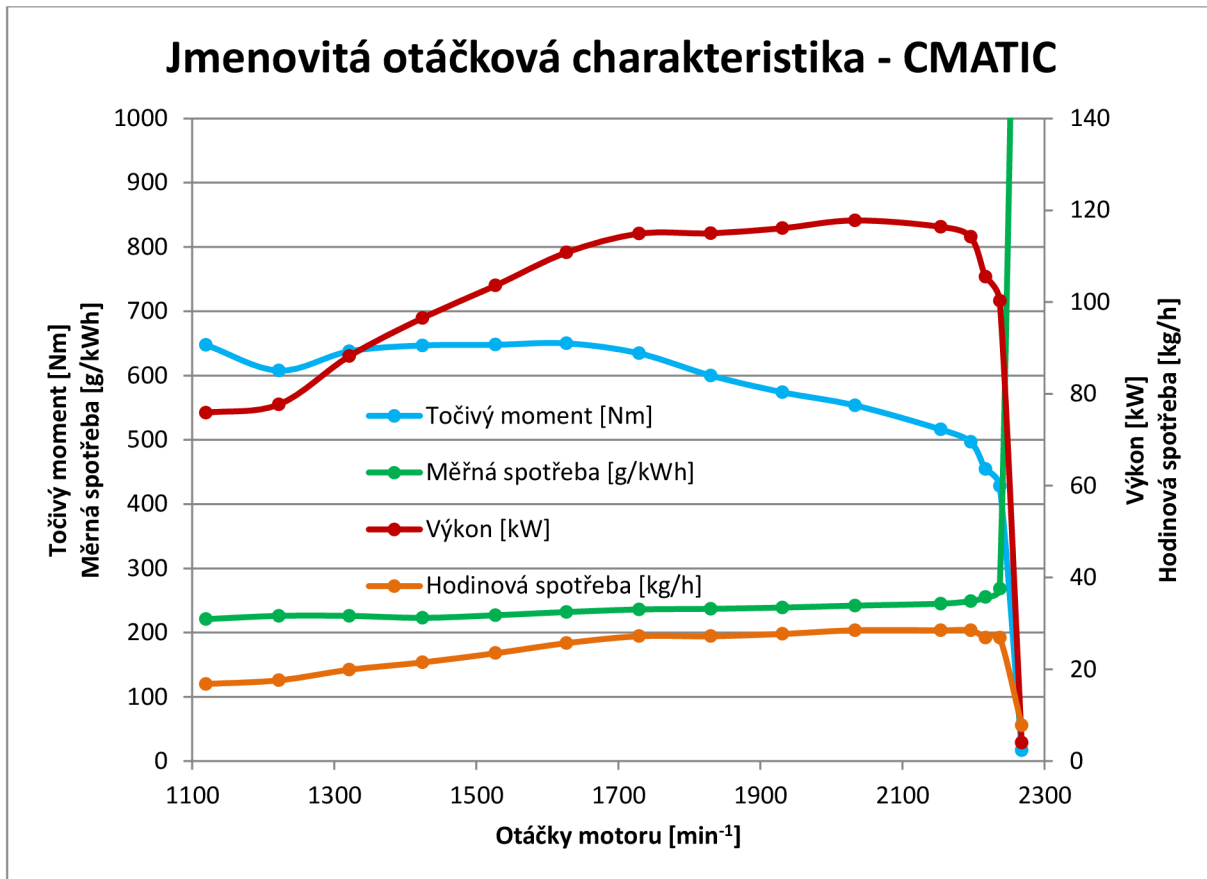


## CLASS ARION 640 CMATIC

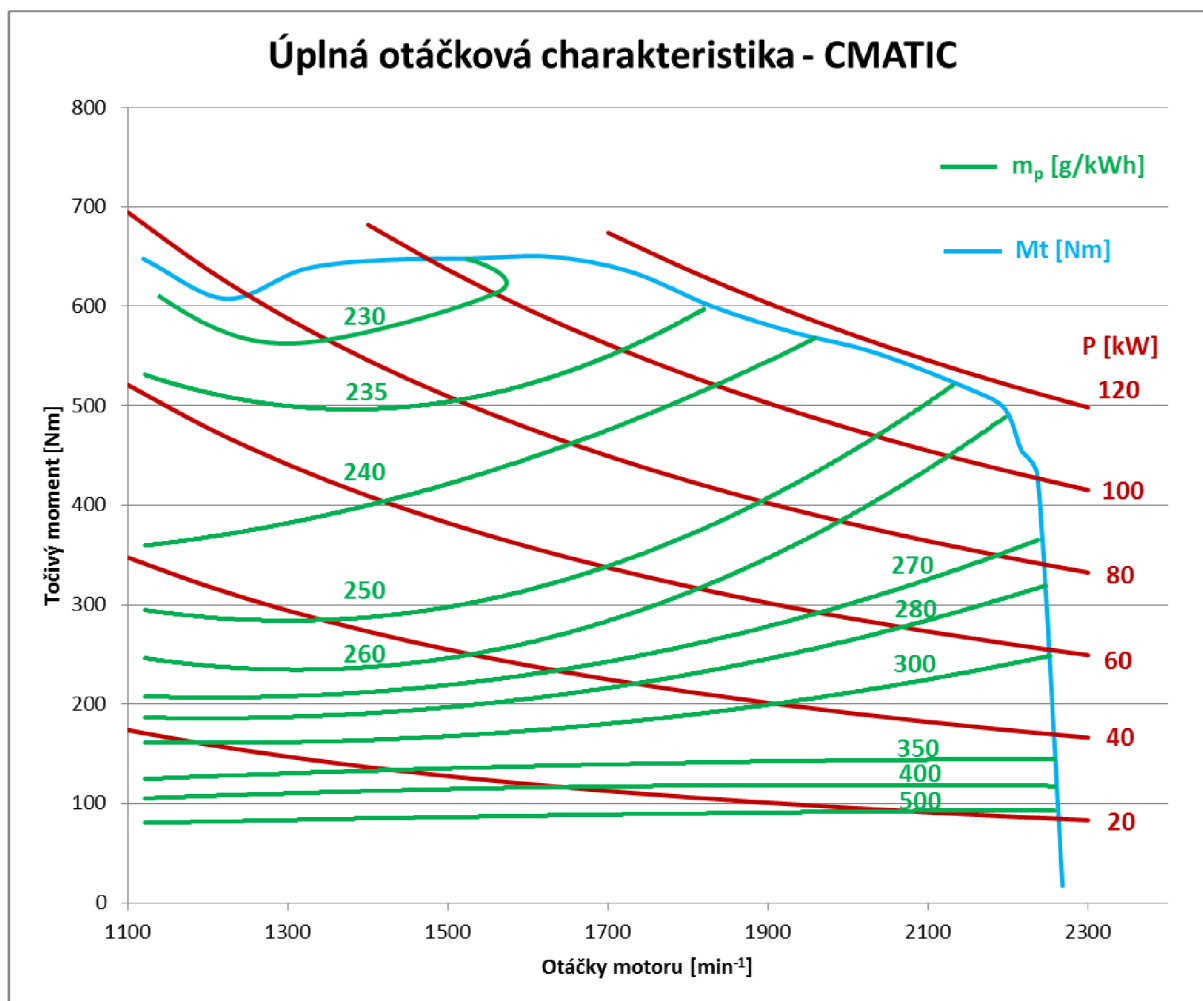
Jak je možné vidět z tabulky 8, maximální výkon motoru byl naměřen při otáčkách  $2033 \text{ min}^{-1}$  a dosahuje hodnoty  $117,8 \text{ kW}$ , což je o  $3,8 \text{ kW}$  méně než traktor s převodovkou HEXASHIFT. Maximální točivý moment  $650,1 \text{ Nm}$  byl naměřen při otáčkách  $1627 \text{ min}^{-1}$  a nejnižší měrná spotřeba  $221 \text{ g/kWh}$  byla naměřena při otáčkách  $1119 \text{ min}^{-1}$ , ve kterých však nelze v reálných podmínkách motor provozovat, protože zvýšením zatížení by došlo ke zhasnutí motoru. Nejnižší měrná spotřeba v oblasti, ve které lze motor traktoru provozovat v reálných podmínkách činí  $223 \text{ g/kWh}$  a byla naměřena při otáčkách  $1424 \text{ min}^{-1}$ . Točivý moment je o  $17 \text{ Nm}$  nižší a měrná spotřeba o  $7 \text{ g/kWh}$  menší než u prvního traktoru. Hodinová spotřeba paliva se v průběhu měření pohybovala od  $8,3 \text{ kg/h}$  do  $29,7 \text{ kg/h}$ . Lze tedy říci, že oba zkoušené traktory mají téměř shodné výkonové parametry, lišící se v řádu procent a že rozdíly v parametrech obou traktorů nebudou dále ovlivňovat výsledky měření.

Tab. 8 Vybrané parametry traktoru získané při měření jmenovité otáčkové charakteristiky.

n [ $\text{min}^{-1}$ ]	$M_t$ [Nm]	P [kW]	$m_{pe}$ [g/kWh]	$M_{ph}$ [kg/h]
1119	647,8	75,9	221	16,8
1222	607,7	77,7	226	17,6
1321	637,7	88,2	226	19,9
1424	646,8	96,5	223	21,5
1527	647,9	103,6	227	23,5
1627	650,1	110,8	232	25,7
1729	634,6	114,9	236	27,2
1830	600	115	237	27,2
1931	574	116,1	239	27,7
2033	553,6	117,8	242	28,5
2154	516,1	116,4	245	28,5
2196	496,8	114,2	249	28,5
2217	454,3	105,5	255	26,9
2237	428,1	100,3	268	26,9
2268	16,9	4	1937	7,8



Obr. 2.7 Jmenovitá otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC.

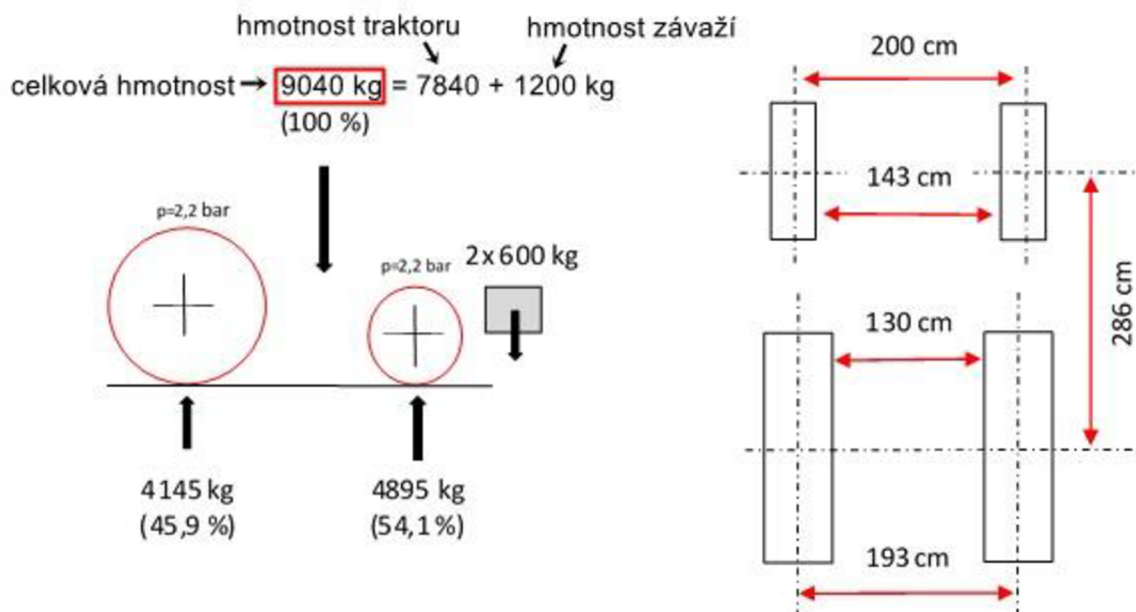


Obr. 2.8 Úplná otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC.

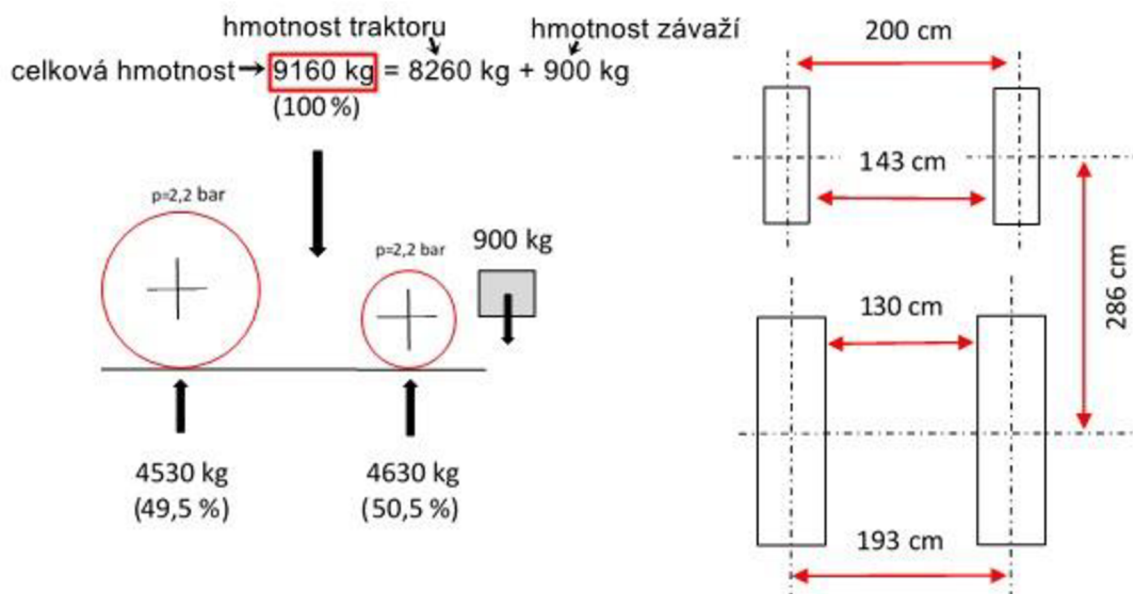


### 2.3 HMOTNOSTNÍ MĚŘENÍ

Měření hmotnosti traktorů bylo provedeno v areálu zemědělského družstva Jiřice u Miroslavi. Bylo zjišťováno rozložení hmotnosti traktorů se závažím. Traktory byly během měření ustaveny do vodorovné polohy. Na základě těchto výsledků měření bylo možné traktory dotížit na přibližně stejnou váhu. Oba traktory měly v nádrži 240l nafty a byly váženy bez řidiče. Konečná velikost závaží a rozložení váhy na kola traktoru a dále základní rozměry traktoru je možné vidět na obrázku 2.9 pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a na obrázku 2.10 pro traktor s převodovkou CMATIC.



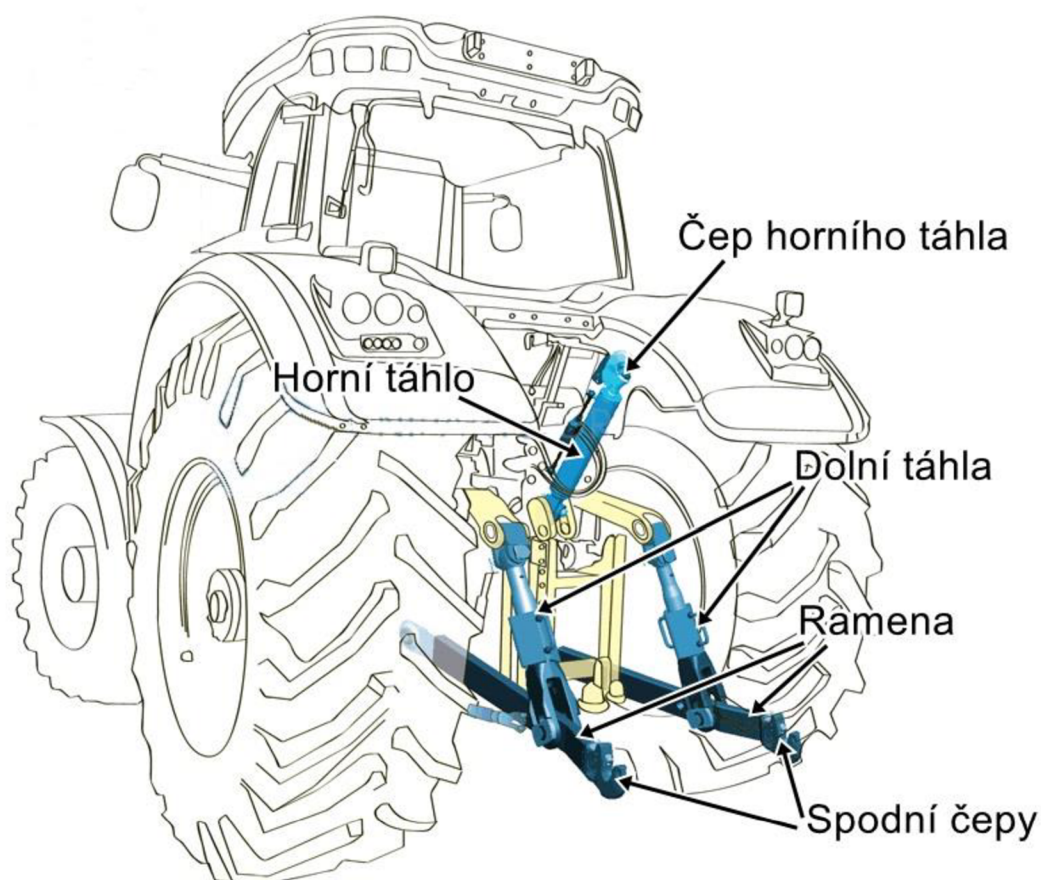
Obr. 2.9 Schéma rozložení hmotnosti a základních rozměrů podvozku a traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT



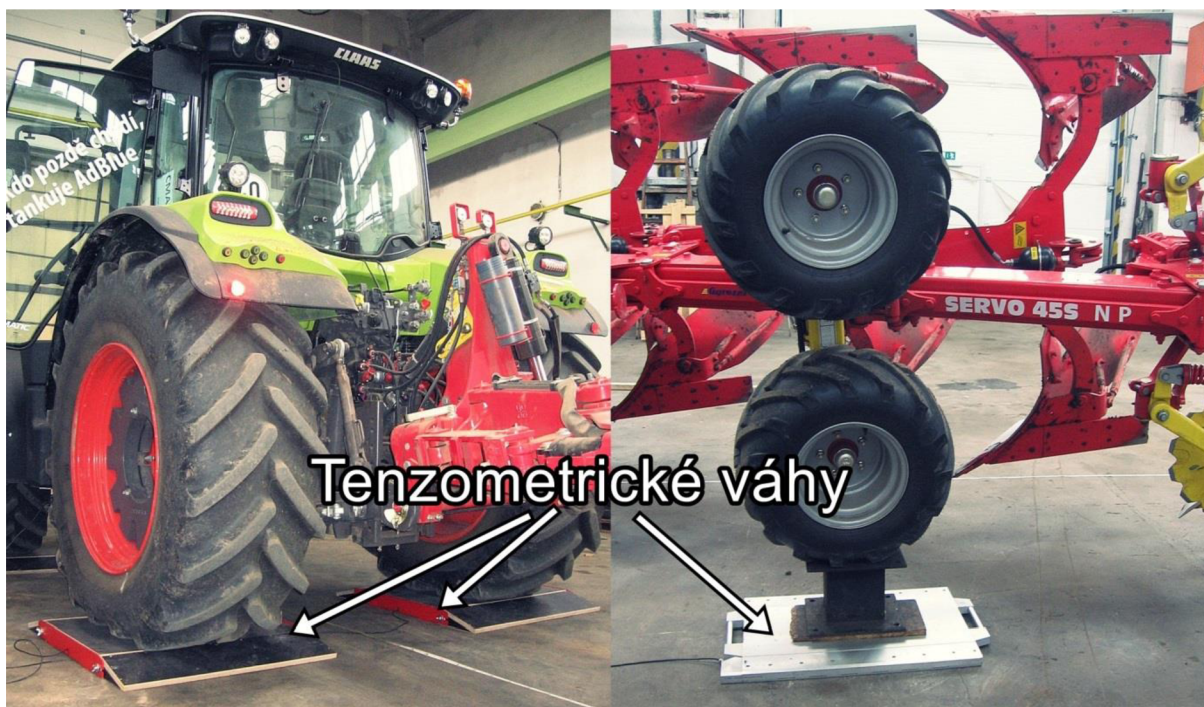
Obr. 2.10 Schéma rozložení hmotnosti a základních rozměrů podvozku a traktoru Claas Arion 640 CMATIC



Dalším typem zjišťování hmotnosti bylo měření zatížení pod jednotlivými koly traktorové soupravy traktoru Claas Arion 640 s pluhem Pöttinger Servo 45SNP. Jelikož jsou oba traktory dotížené na přibližně stejnou váhu a rozložení tíhy na kola je také přibližně stejné, bylo provedeno měření pouze pro variantu traktoru s převodovkou CMATIC. V průběhu měření se v několika krocích měnila síla v horním táhle třibodového závěsu traktoru ( $F_h$ ) a tím se odlehčovalo opěrné kolo pluhu (zmenšování  $F_{to}$ ) a přitěžovala se zadní kola traktoru (zvětšování  $F_{tl}$  a  $F_{tp}$ ). Během toho se měřila zatížení pod jednotlivými koly. Na obrázku 2.11 je znázorněn třibodový závěs traktoru, na obrázku 2.12 je zobrazen průběh měření.



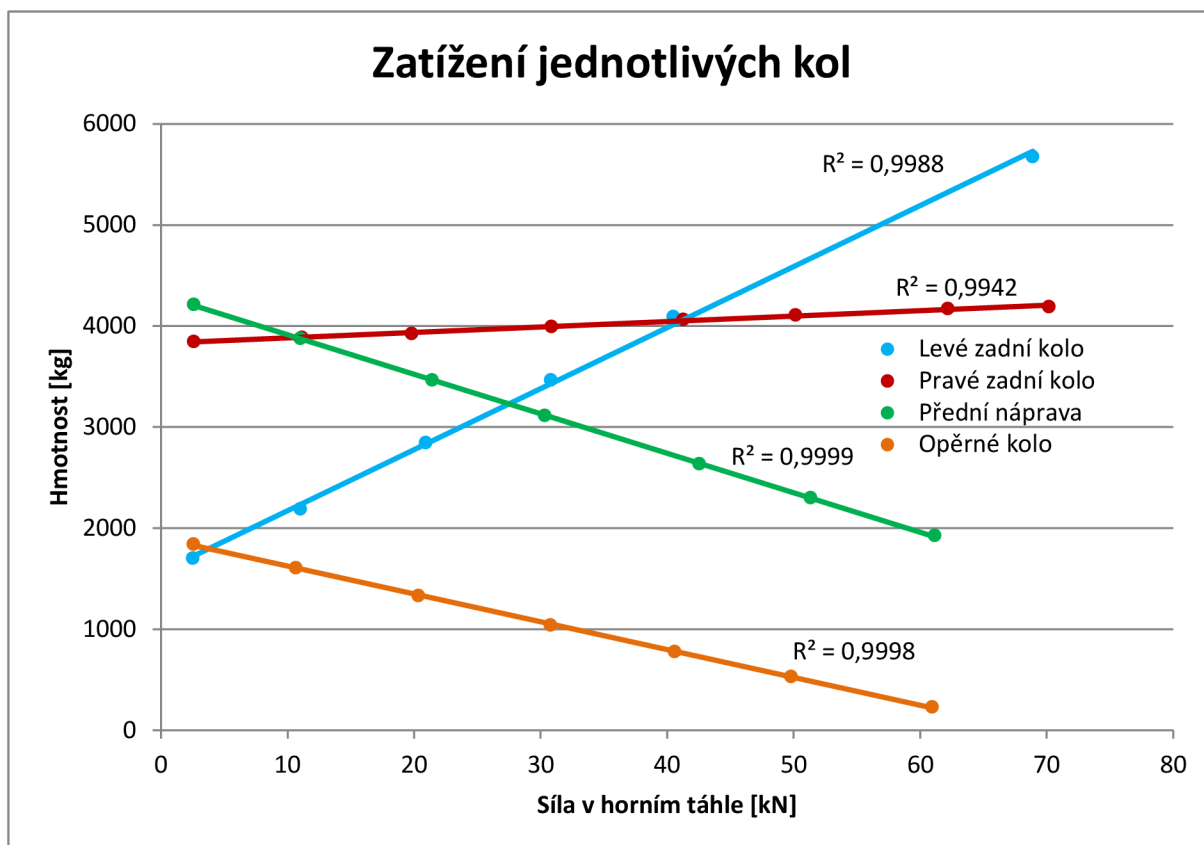
Obr. 2.11 Třibodový závěs traktoru [10].



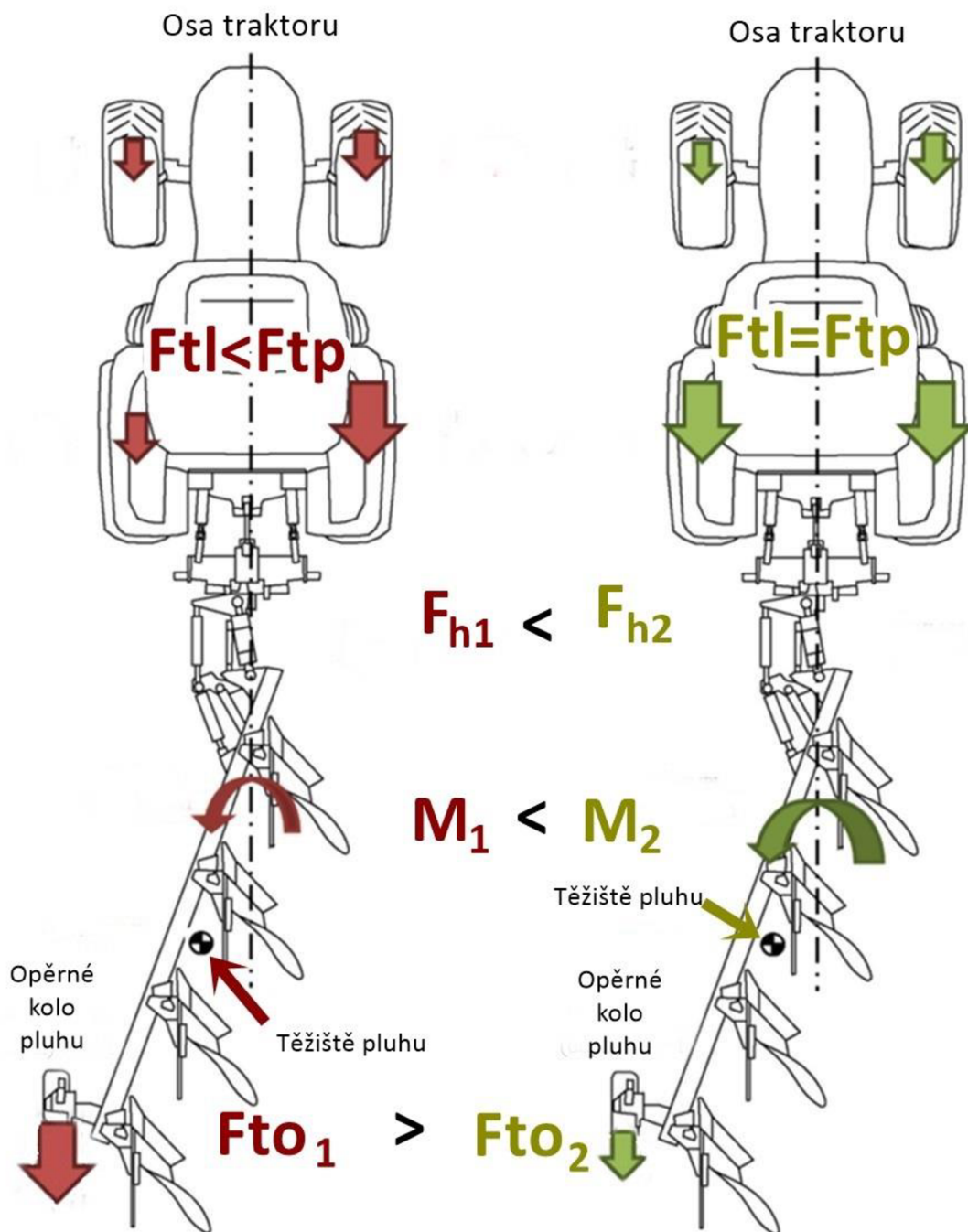
Obr. 2.12 Měření zatížení pod jednotlivými koly traktorové soupravy traktoru Claas Arion 640 CMATIC a pluhu Pöttinger.

Měřilo se od okamžiku, kdy je síla v horním táhle nulová ( $F_h = 0$  kN), do okamžiku, kdy je nulové zatížení pod opěrným kolem pluhu ( $F_{to} = 0$  kN). Výsledky z vážení je možné vidět na obrázku 2.13. Pokud zvyšujeme sílu v horním táhle, roste zatížení na zadní nápravě a klesá zatížení na nápravě přední. Důležité je, že se podařilo dosáhnout stavu, kdy je zatížení pod oběma zadními koly totožné a to pro hodnotu síly v horním táhle přibližně 41 kN. Jelikož těžiště pluhu leží mimo podélnou osu traktoru, tak při přenášení tíhy pluhu na traktor vzniká moment  $M$ , který působí okolo této osy a díky tomu můžeme dotížit jednu stranu traktoru více než druhou. Grafické znázornění této problematiky je možné vidět na obrázku 2.14. Měření však probíhalo pouze ve stavu, kdy byl traktor ustaven vodorovně. Ověření, zda je možné stejného zatížení pod koly dosáhnout i v reálných podmínkách, kdy je traktor nakloněn k jedné straně, bylo provedeno pomocí měření prokluzu kol během terénního měření. Výsledky jsou uvedeny v další části této práce.





Obr. 2.13 Výsledky z měření zatížení jednotlivých kol traktoru CMATIC a pluhu Pöttinger.



Obr. 2.14 Znáornění změny zatížení pod koly při změně síly v horním táhle  $F_h$  [11].

$F_h$  [N] – síla v horním táhle.

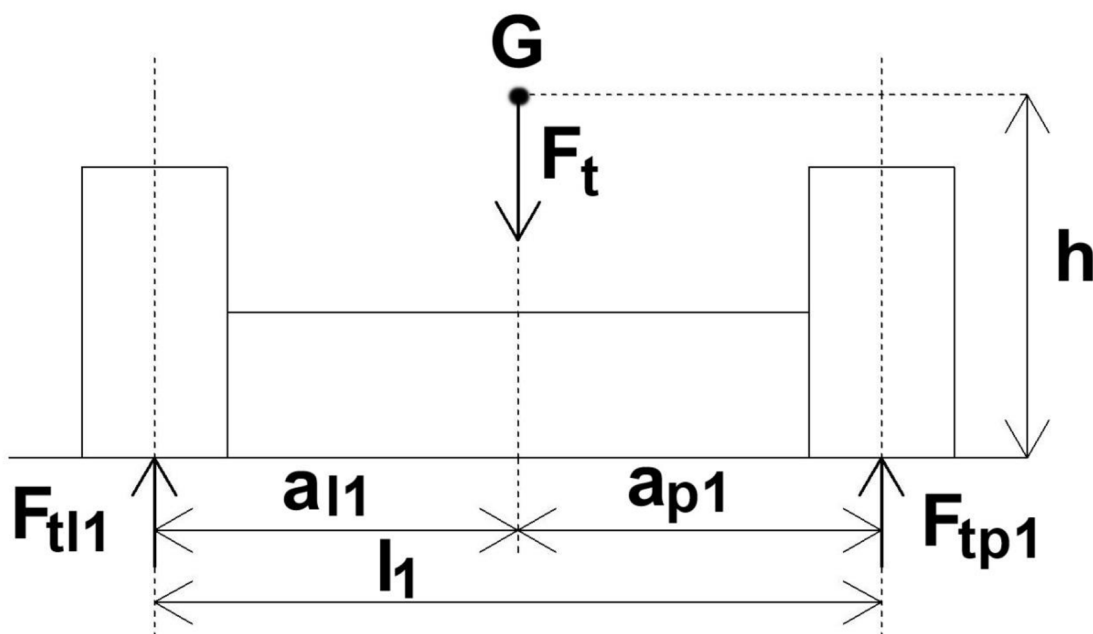
$M$  [Nm] – moment, který působí okolo podélné osy traktoru, roste se zvětšující se silou v horním táhle a vzniká díky odsazení těžiště pluhu o určitou vzdálenost od podélné osy traktoru.

$F_{to}$  [N] – tíhová síla pod opěrným kolem pluhu, která klesá se zvětšující se silou v horním táhle.

$F_t$  [N] – tíhová síla pod zadními koly traktoru, pokud se zvětšuje síla v horním táhle  $F_h$ , roste tíhová síla pod levým zadním kolem  $F_{tl}$  více, než pod pravým zadním kolem  $F_{tp}$ .



Při orbě jede traktor jedním kolem v brázdě a druhým po záhoně. Kolo v brázdě je níž než kolo na záhoně, traktor je tedy nakloněn a tím vzniká rozdíl v zatížení pod levými a pravými koly, což je nežádoucí. Díky tomu vzniká i rozdíl v prokluzu kol na levé a pravé straně. Snížení rozdílu, případně úplné vyrovnání prokluzu obou kol lze docílit přenesením části tíhy pluhu na traktor a dotížit tak více kolo, které je na záhoně a má větší prokluz. Tento stav je velmi výhodný v tom, že vyrovnáváme zatížení zadních kol a traktor je schopen přenést větší tahovou sílu. Současně v tomto stavu dojde k poklesu spotřeby paliva a naopak vzrůstu efektivní výkonnosti práce. V terénním měření, kterému je věnována následující část této práce, byla snaha dokázat, zda je tato domněnka správná i pro případ reálných podmínek. Zda je možné dosáhnout shodného prokluzu obou kol a tím snížení spotřeby a zvýšení výkonnosti a případně jak velký je tento přínos. Znázornění situace, kdy traktor jede po rovině je zobrazeno na obrázku 2.15 a situace kdy je traktor nakloněn k jedné straně na obrázku 2.16, následně jsou uvedeny vztahy popisující přepočítání mezi oběma situacemi.

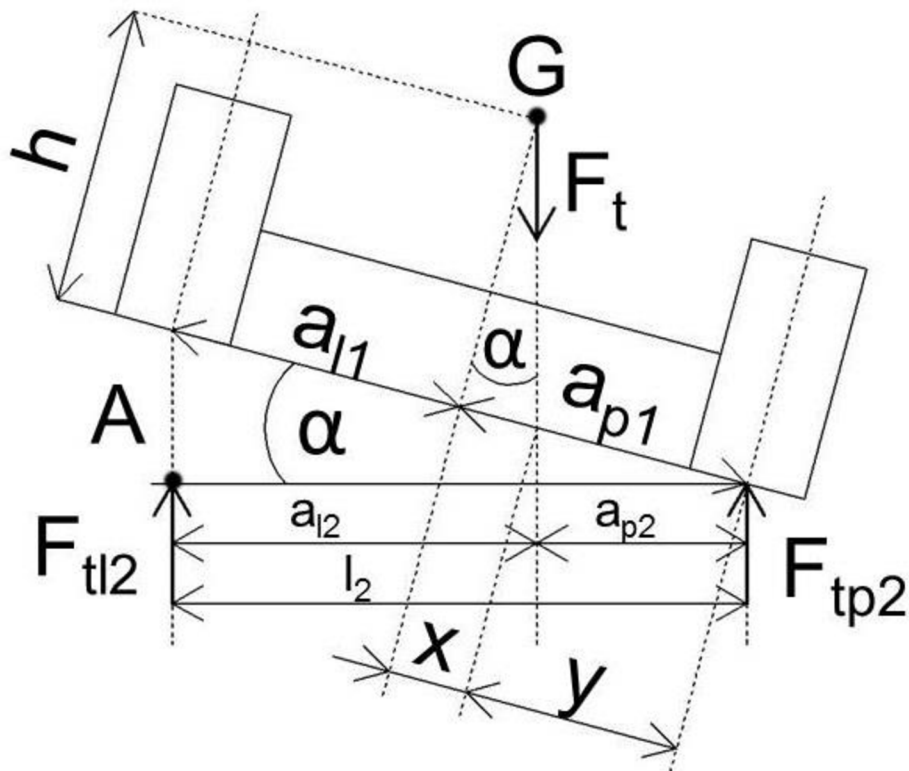


Obr. 2.15 Rozložení zatížení na kola traktoru ve vodorovné poloze.

$$F_{tl1} = F_{tp1} = \frac{F_t}{2} \quad (6)$$

$$l_1 = a_{l1} + a_{p1} \quad (7)$$

$$a_{l1} = a_{p1} = \frac{l_1}{2} \quad (8)$$



Obr. 2.16 Rozložení zatížení na kola traktoru na nakloněné rovině.

$$\tan \alpha = \frac{x}{h} \Rightarrow x = h \cdot \tan \alpha \quad (9)$$

$$y = a_{p1} - x \quad (10)$$

$$\cos \alpha = \frac{a_{p2}}{y} \Rightarrow a_{p2} = y \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

$$\cos \alpha = \frac{l_2}{(a_{l1} + a_{l2})} = \frac{l_2}{l_1} \Rightarrow l_2 = l_1 \cdot \cos \alpha \quad (12)$$

$$a_{l2} = l_2 - a_{p2} \quad (13)$$

$$F_t = F_{tl2} + F_{tp2} \quad (14)$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_t \cdot a_{l2} = F_{tp2} \cdot l_2 \quad (15)$$



$$F_{tp2} = \frac{F_t \cdot a_{l2}}{l_2} = \frac{F_t \cdot l_2 - F_t \cdot a_{p2}}{l_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{F_t \cdot l_1 \cdot \cos \alpha - F_t \cdot y \cdot \cos \alpha}{l_1 \cdot \cos \alpha} \quad (16)$$

$$F_{tp2} = \frac{F_t \cdot \left( l_1 - \frac{l_1}{2} + h \cdot \tan \alpha \right)}{l_1} \quad (17)$$

Pokud má traktor zatížení pod zadními koly  $F_t = 45,3$  kN, potom jsou síly pod jednotlivými koly traktoru stojícího na vodorovné podložce  $F_{tl1} = F_{tp1} = 22,65$  kN. Výška těžiště traktoru je 80 cm. Při hloubce orby 20 cm a rozchodu zadních kol 193 cm vychází úhel naklonění  $\alpha = 6^\circ$ , na základě těchto údajů jsem dopočítal zatížení pod koly traktoru stojícího na nakloněné rovině.

$$F_{tp2} = \frac{45300 \cdot \left( 1,93 - \frac{1,93}{2} + 0,8 \cdot \tan 6 \right)}{1,93} = 24624 \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_{tl2} = 45300 - 24624 = 20676 \text{ [N]} \quad (19)$$

Zatížení pod pravým zadním kolem  $F_{tp2} = 24,6$  kN a zatížení pod levým zadním kolem  $F_{tl2} = 20,7$  kN, což je skoro 4 kN rozdíl mezi zatíženími jednotlivých kol. Tomuto rozdílu odpovídá rozdíl v prokluzech obou kol. Rozdílný prokluz je pro nás nevýhodný z toho důvodu, že traktor díky diferenciálu dokáže přenést jen takovou tahovou sílu jako je dvojnásobek méně zatíženého kola. Pokud sepneme uzávěrku diferenciálu, potom má kolo v brzdě snahu pohánět traktor vpřed více než kolo na záhoně. Dochází k rozdílnému namáhání nápravy a traktor má snahu zatáčet k jedné straně. Je tedy snaha tento rozdíl co nejvíce eliminovat. Do jaké míry je tohoto v praxi možné dosáhnout jsem zkoumal během analýzy výsledků z terénního měření.





## 3 TERÉNNÍ MĚŘENÍ

### 3.1 POPIS POZEMKU

Terénní měření dvou traktorových souprav bylo provedeno na pozemku zemědělského družstva Jiřice u Miroslavi. Na parcele byla hlinitá půda, půdotvorný substrát spraš. Měření proběhlo po sklizni pšenice ozimé. Tato parcela byla rozdělena na dvě různé části. Na jedné části zůstalo neošetřené strniště po sklizni pšenice a druhá část byla ošetřena diskovými branami, byla na ni provedena podmítka do hloubky 5cm. Z obou částí byly odebrány vzorky pro stanovení vlhkosti zpracované půdy. Pro strniště vyšla průměrná hmotnostní vlhkost půdy 15,2 % (tab. 9) a pro podmítka 17,5 % (tab. 10). Na obou površích byly také na několika místech naměřeny hodnoty penetrometrického odporu půdy, výsledky jsou znázorněny v grafu na obrázku 3.2 pro strniště a na obrázku 3.3 pro podmítka. Na obrázku 3.1 je vyznačeno umístění pozemku, jeho rozdělení na dvě části a dále směr jízdy, jakým se traktory pohybovali během měření.



Obr. 3.1 Vyznačení místa, na kterém probíhalo měření traktorových souprav [12].

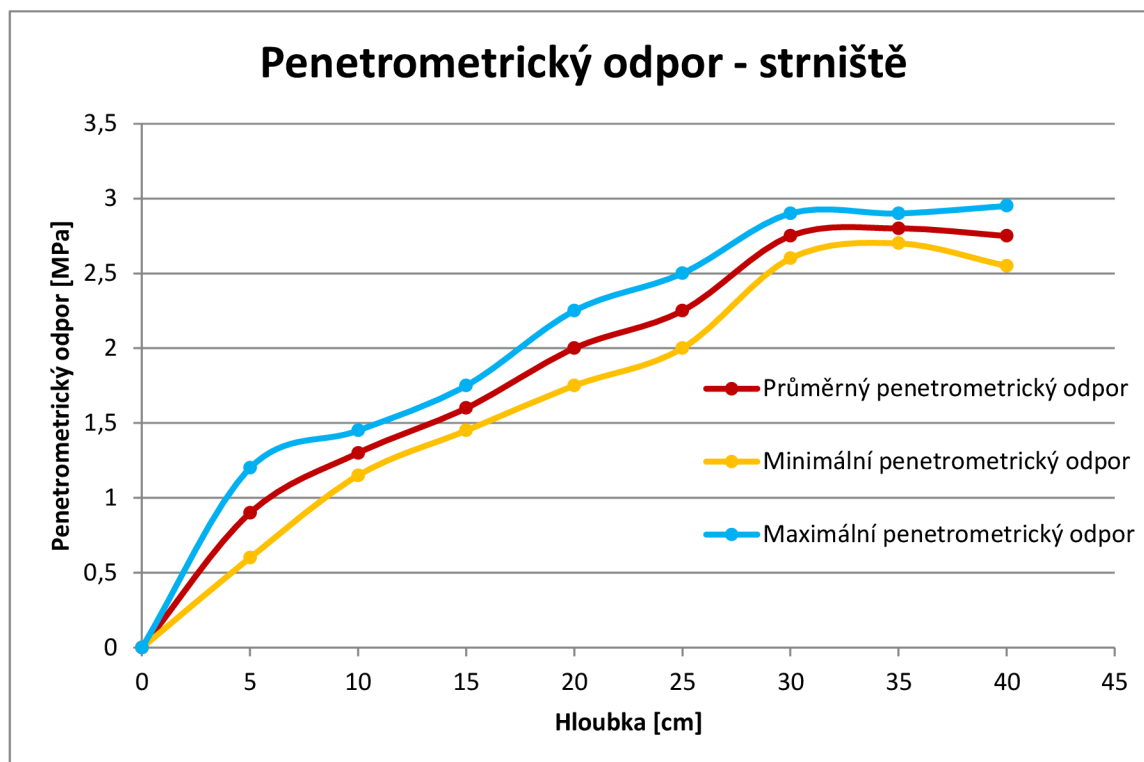


Tab. 9 Výsledky měření vlhkosti půdy na strništi.

Měření vlhkosti půdy - Strniště					
Vzorek	B1	C1	D1	D2	D3
Hmotnost odebraného vzorku [g]	470,39	556,28	579,44	429,95	606,96
Hmotnost po vysušení [g]	404,05	484,04	504,55	377,45	524,03
Hmotnostní rozdíl [g]	66,34	72,24	74,89	52,5	82,93
Hmotnostní vlhkost [%]	16,4	14,9	14,8	13,9	15,8
Průměrná vlhkost [%]	15,2				

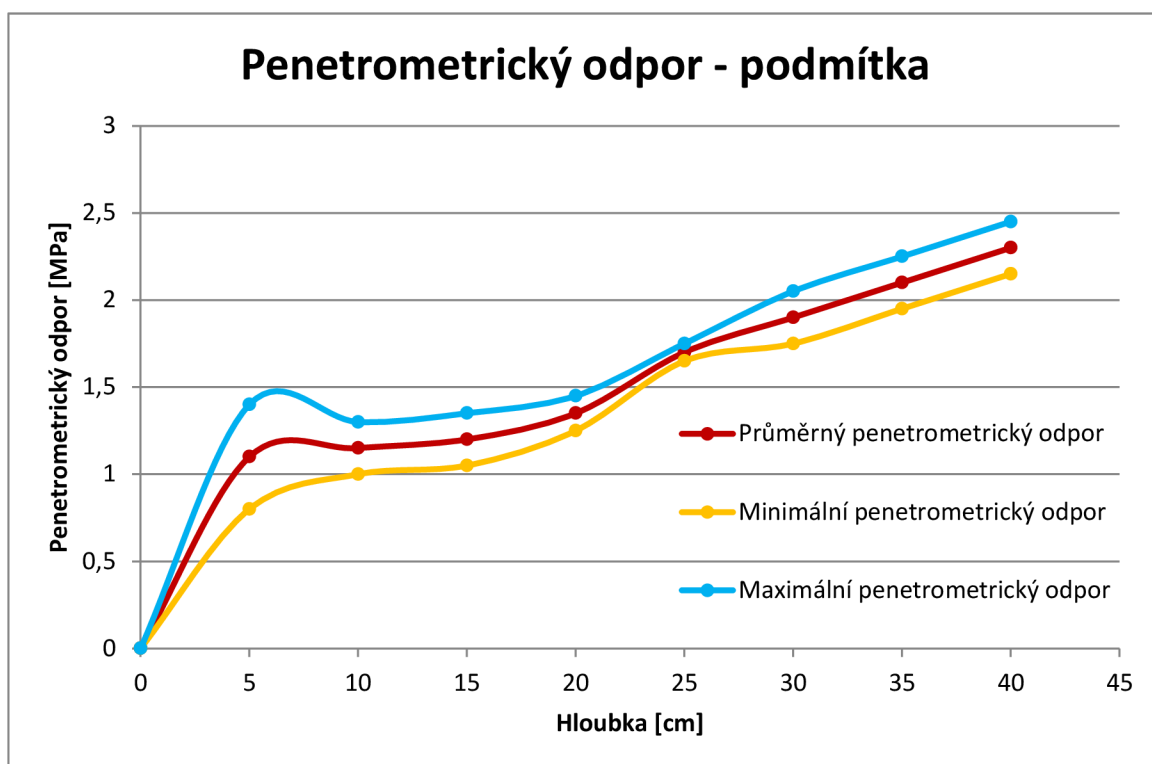
Tab. 10 Výsledky měření vlhkosti půdy na podmítce.

Měření vlhkosti půdy - Podmítka					
Vzorek	A1	A2	A3	C3	B3
Hmotnost odebraného vzorku [g]	569,9	479,07	478,97	425,65	387,42
Hmotnost po vysušení [g]	483,4	409,1	408,23	360,64	331,22
Hmotnostní rozdíl [g]	86,5	69,97	70,74	65,01	56,2
Hmotnostní vlhkost [%]	17,9	17,1	17,3	18,0	17,0
Průměrná vlhkost [%]	17,5				



Obr. 3.2 Průběh penetrometrického odporu na strništi v závislosti na hloubce, s vyznačenými směrodatnými chybami.





Obr. 3.3 Průběh penetrometrického odporu na podmínce v závislosti na hloubce, s vyznačenými směrodatnými chybami.

### 3.2 POPIS MĚŘENÍ

Během terénního měření orebních souprav byl ověřován vliv změny tlaku oleje v trakčním hydraulickém válci, jímž byl pluh opatřen, na energetické a výkonnostní parametry traktorové soupravy. V našem případě byl tlak ve válci měněn od 0 kPa do 150 kPa.



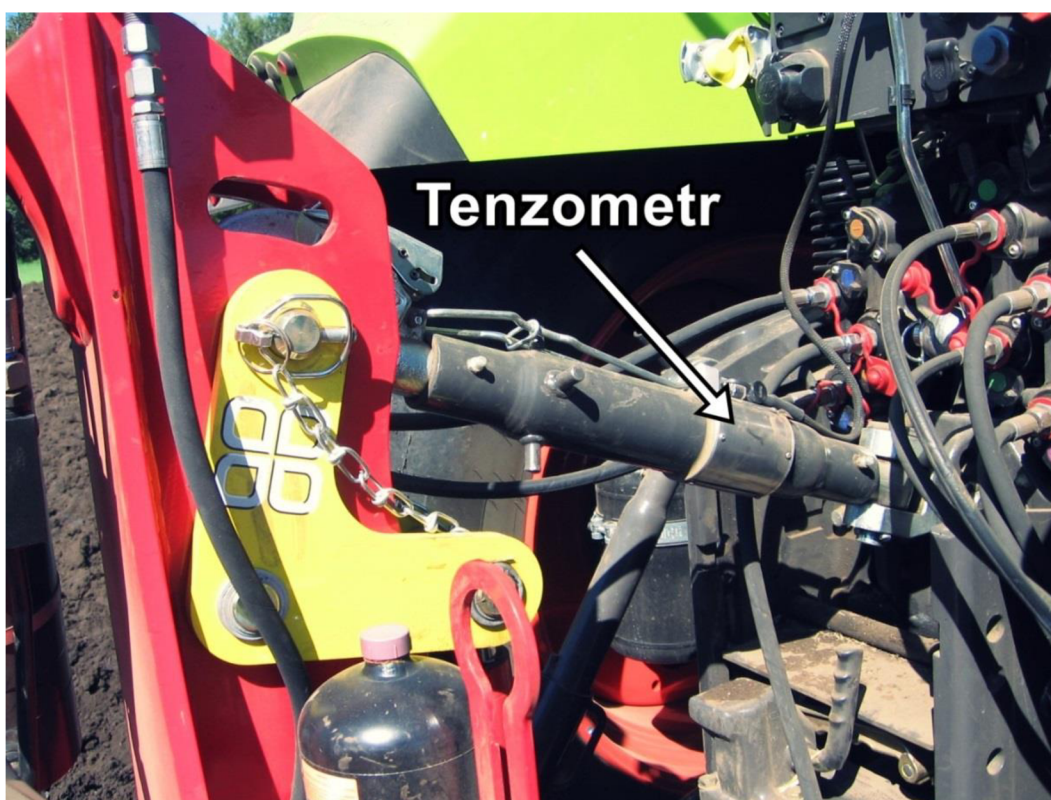
Obr. 3.4 Trakční hydraulický válec



Traktor pracoval vždy s plnou dávkou paliva. Na tříbodovém závěsu traktoru byla nastavena polohová regulace, takže byla udržována konstantní hloubka orby. A v průběhu zkoušek byla měřena síla v horním táhle závěsu pomocí tenzometru od společnosti HBM s maximální zatěžovací silou 500 kN (obr. 3.5). Táhle bylo u této společnosti kalibrováno a byly stanoveny nejistoty měření.



Obr. 3.5 Táhle s tenzometrem HBM.



Obr. 3.6 Horní táhle TBZ s tenzometrem HBM umístěno na traktoru.



Během měření byl také zjišťován prokluz pravého a levého zadního kola. Na každém kole byl umístěn inkrementální snímač otáček, který měřil celkový počet otáček za ujetý úsek o délce 30m. Z těchto hodnot se pomocí následující rovnice určí skutečná vzdálenost ujetá traktorem za jednu otáčku zadního kola ( $s_s$ ).

$$s_s = \frac{s_c}{o_c} [m] \quad (20)$$

$s_c$  – celková délka měřeného úseku [m]

$o_c$  – celkový počet otáček zadního kola traktoru v daném úseku [-]

Teoretická vzdálenost ( $s_t$ ) se určí podle vzorce:

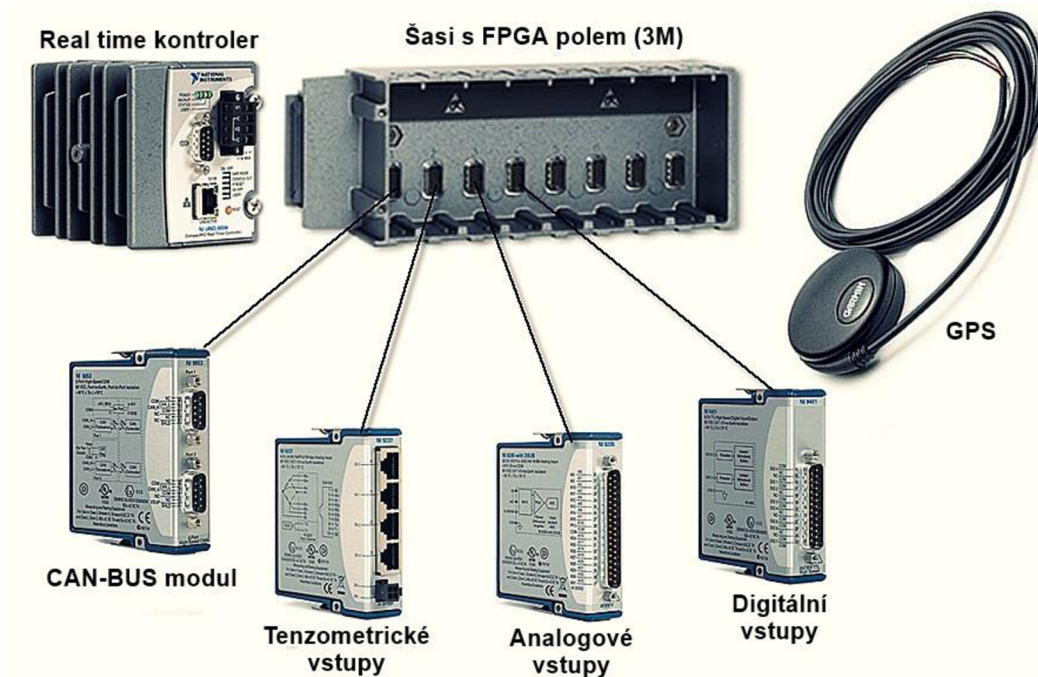
$$s_t = 2 \cdot \pi \cdot r_d [m] \quad (21)$$

$r_d$  – dynamický poloměr zadního kola traktoru [m]

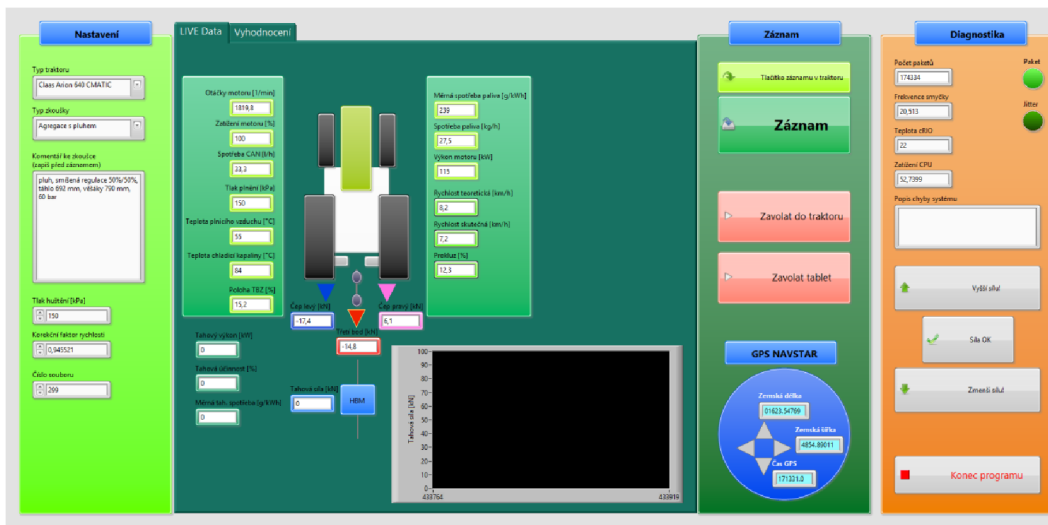
a následně se dopočítá prokluz ( $\delta$ ) pomocí rovnice:

$$\delta = \frac{s_t - s_s}{s_s} \cdot 100 [\%] \quad (22)$$

Okamžitá spotřeba paliva byla snímána z CAN bus sítě traktoru, přesnost hodnot byla ověřena v rámci laboratorních zkoušek pomocí hmotnostních průtokoměrů. Z CANu traktoru byly dále odečítány otáčky motoru, točivý moment, zatížení motoru, teoretická a skutečná rychlost, poloha ramen TBZ, teploty provozních kapalin atd. Pracovní rychlost a poloha soupravy byla určována pomocí GPS namontované v traktoru. Traktor byl dále osazen řadou externích snímačů pro zjišťování dalších potřebných informací (teplota nasávaného vzduchu, teplota výfukových plynů, teplota a tlak vzduchu za turbodmychadlem, atd.). Všechny měřené údaje byly soustředěny do měřicího počítače v kabině traktoru a kontinuálně odesílány bezdrátově pomocí wi-fi na měřicí ústřednu umístěnou na okraji pozemku. Měřicí ústředna je složena z komponentů společnosti National Instruments s názvem Compact RIO. Obsahuje šasi s FPGA polem, do kterého lze připojit až 8 libovolných modulů, je odolné vůči vybracím až 50g a vydrží teploty od -40°C do 70 °C. Dále obsahuje Real time kontroler, modul pro vstup z tenzometrů, CAN bus modul, modul analogových vstupů, modul digitálních vstupů a integrovaný modul pro čtení dat z GPS přijímače [13].



Obr. 3.7 Systém Compact RIO.



Obr. 3.8 Maska programu pro terénní měření.

Dále bylo potřeba měřit hloubku orby a záběr pluhu. Tyto hodnoty byly využity pro výpočet měrné efektivní spotřeby paliva a měrné efektivní výkonnosti. Hloubka orby byla měřena na každém úseku po 5 metrech, jako vzdálenost povrchu pozemku a dna brázdy, záběr pluhu byl měřen ve stejných místech.



*Obr. 3.9 Traktor Claas Arion 640 s pluhem Pöttinger během zkoušek, pohled zepředu.*



*Obr. 3.10 Traktor Claas Arion 640 s pluhem Pöttinger během zkoušek, pohled zezadu.*





## 4 VÝSLEDKY TERÉNNÍHO MĚŘENÍ

Terénní měření probíhalo na podmítce a na strništi. Měřily se dvě traktorové soupravy a to traktor Class Arion 640 osazený převodovkou HEXASHIFT s pluhem Pöttinger SERVO 45SNP-/46 Wc a traktor Class Arion 640 osazený převodovkou CMATIC se stejným pluhem firmy Pöttinger. Jednalo se o nové traktory, které měly stejný počet motohodin. Obě soupravy byly před samotným měřením dotíženy na stejnou váhu. Všechna měření proběhla s plnou dávkou paliva. Průměrné zatížení motoru odečtené z CAN bus sítě, bylo u traktoru s převodovkou HEXASHIFT 98,0% a u traktoru s převodovkou CMATIC 99,6%. Během celého měření byl regulační systém tříbodového závěsu nastaven na polohovou regulaci. Cílem měření bylo zjistit, jaký je vliv síly v horním táhle tříbodového závěsu na prokluz kol a s ním související měrnou spotřebu paliva a efektivní výkonnost souprav. Proto se při zkouškách měřil i prokluz kol traktoru, ostatní parametry byly odečteny z CANu. Horní táhlo tříbodového závěsu obsahovalo integrovaný tenzometr společnosti HBM, pomocí kterého byla měřena síla v táhle. Pomocí závitů bylo možné měnit délku tohoto táhla. Při délce 732mm se čep táhla volně pohyboval v oválném otvoru stojánku pluhu a síla v táhle kolísala kolem nuly. Tento stav je dále popisován jako volné horní táhlo (obr. 4.1.a). Pokud jsme nastavili délku táhla na 692 mm, tak se čep opřel o konec oválného otvoru a bylo možné v táhle vyvolat tahovou sílu (obr. 4.1.b). Tuto sílu bylo možné dále zvýšit pomocí trakčního válce, jímž byl pluh vybaven. Pro terénní zkoušky byl v trakčním válci nastaven takový tlak, který odpovídal síle v horním táhle přibližně 21 kN. Měřili se tedy dva stavy, jeden pro případ horní táhlo volné a druhý pro případ, kdy byla během měření průměrná síla v horním táhle 21 kN.



Obr. 4.1 a) Čep táhla v oválném otvoru volný, b) čep táhla opřený o konec oválného otvoru.



V průběhu měření kolísala hloubka orby od 19 do 25 cm. Pro objektivní výsledky byla energetická náročnost i výkonnost vztažena na měrné jednotky. Měrná efektivní spotřeba paliva byla vyjádřena v ml/m<sup>3</sup> podle vzorce:

$$Q_{em} = \frac{Q_{lh}}{h_o} \cdot 10^{-1} [ml/m^3] \quad (23)$$

$Q_{lh}$  [l/ha] – objemová hektarová spotřeba paliva  
 $h_o$  [m] – hloubka orby

$$Q_{lh} = \frac{Q_{mh}}{\rho} \cdot 10^{-3} [l/ha] \quad (24)$$

$Q_{mh}$  [kg/ha] – hmotnostní hektarová spotřeba paliva  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – hustota paliva

$$Q_{mh} = \frac{Q_m}{W_h} [kg/ha] \quad (25)$$

$Q_m$  [kg/h] – hmotnostní spotřeba paliva  
 $W_h$  [ha/h] – hektarová výkonnost

$$W_h = \frac{S_z \cdot 3600}{t_m} [ha/h] \quad (26)$$

$S_z$  [ha] – zpracovaná plocha  
 $t_m$  [s] – doba měření

$$S_z = \frac{s \cdot b}{10^4} [ha] \quad (27)$$

$s$  [m] – celková dráha ujetá během měření  
 $b$  [m] – záběr pluhu

a měrná efektivní výkonnost v m<sup>3</sup>/s podle vzorce:

$$W_{em} = \frac{s \cdot b \cdot h_o}{t_m} [m^3/s] \quad (28)$$

$s$  [m] – celková dráha ujetá během měření  
 $b$  [m] – záběr pluhu  
 $h_o$  [m] – hloubka orby  
 $t_m$  [s] – doba měření

Výsledky získané ze všech měření jsou uvedeny dále formou grafů, případně tabulek.

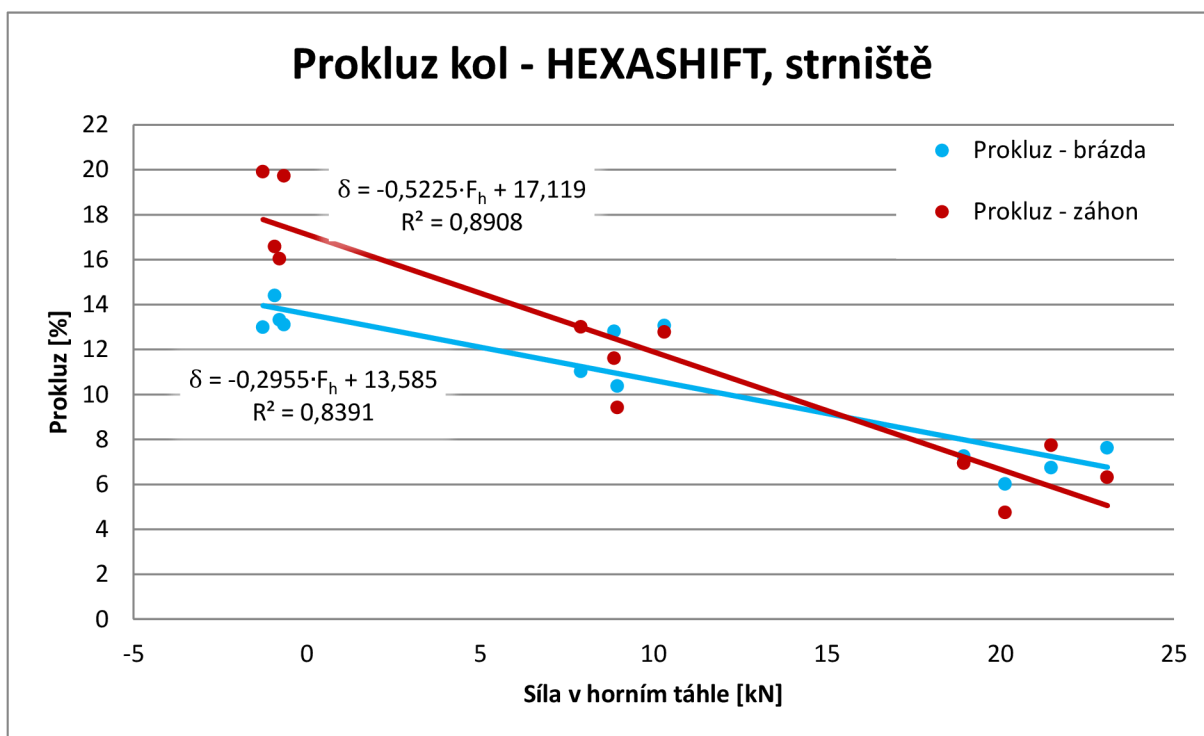




## 4.1 MĚŘENÍ NA STRNIŠTI

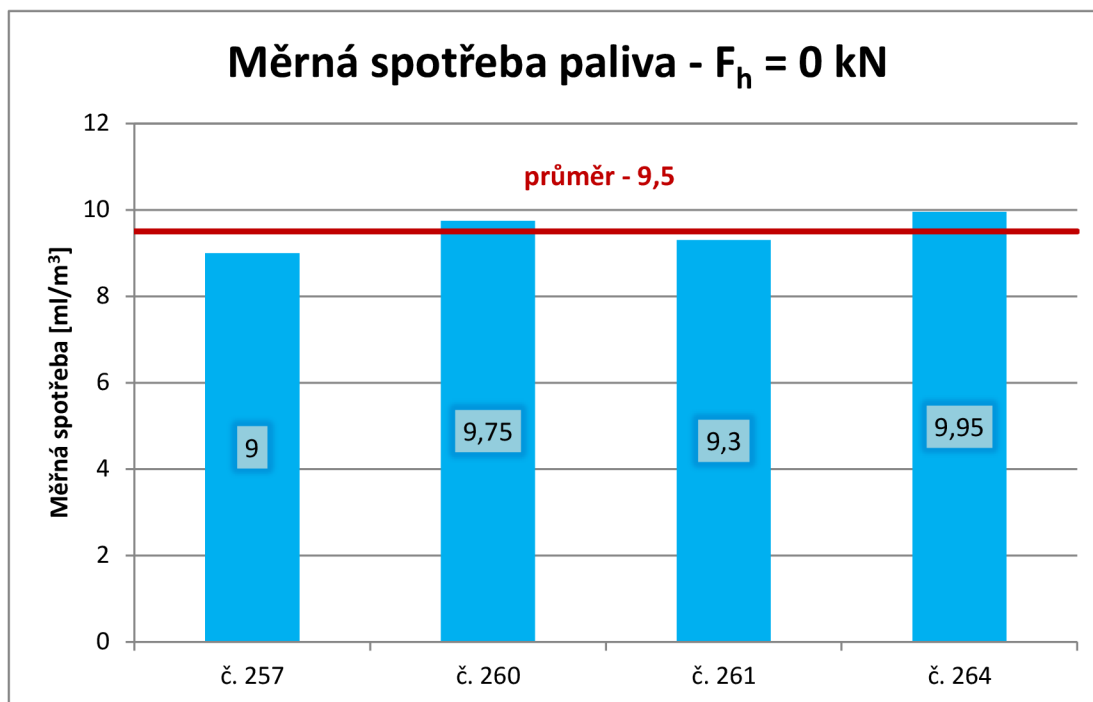
### 4.1.1 CLASS ARION 640 HEXASHIFT

V následujících grafech jsou uvedeny výsledky z měření soupravy traktoru Class Arion 640 s převodovkou HEXASHIFT a pluhu Pöttinger SERVO 45SNP na strništi. Jak již bylo dokázáno během laboratorního měření, pokud traktor dotěžíme tíhou pluhu tím, že zvyšujeme sílu v horním táhle TBZ, přitěžují se zadní kola traktoru a odlehčují kola přední. Zároveň se jedno zadní kolo přitěžuje výrazněji než kolo druhé a při určité hodnotě síly v horním táhle dojde k vyrovnání zatížení pod oběma koly. Během terénního měření jsou podmínky jiné než při statickém vážení. Největší rozdíl je, že se jedno zadní kolo traktoru pohybuje na záhonu a je tedy výš než kolo druhé, které se pohybuje v brázdě. Celý traktor je díky tomu nakloněný a tím pádem je více zatíženo kolo, které je v brázdě. Během měření byl také sledován vliv síly v horním táhle na zatížení jednotlivých kol. Analýzou zjištěných prokluzů bylo ověřeno, že i v reálných podmínkách lze dosáhnout shodného zatížení pod oběma zadními koly traktoru, aniž by byla negativně ovlivněna kvalita orby. Po celou dobu zkoušek bylo dbáno, aby síla v táhle nepřesáhla mez, kdy by se pluh začal vyhlubovat ze země, případně kdy by se začala nadměrně odlehčovat přední náprava traktoru. Výsledek měření je vidět na následujícím grafu (obr. 4.2).

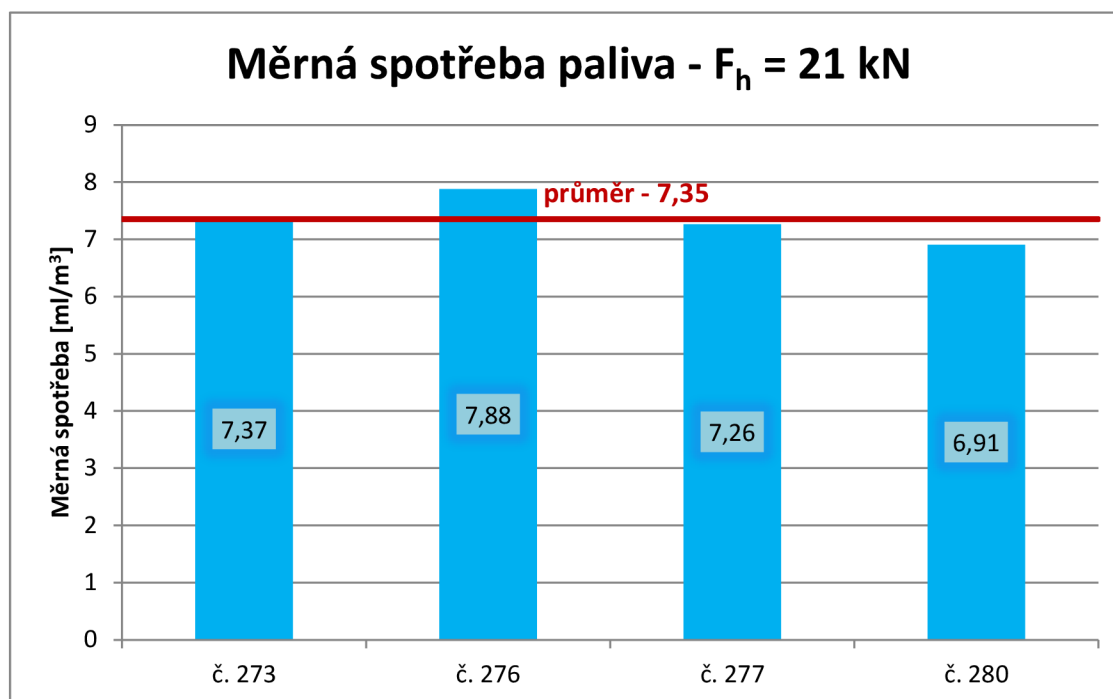


Obr. 4.2 Závislost prokluzu na síle v horním táhle pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

V dalších grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné spotřeby paliva. V každém grafu jsou vždy vyneseny naměřené hodnoty ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní spotřeby.



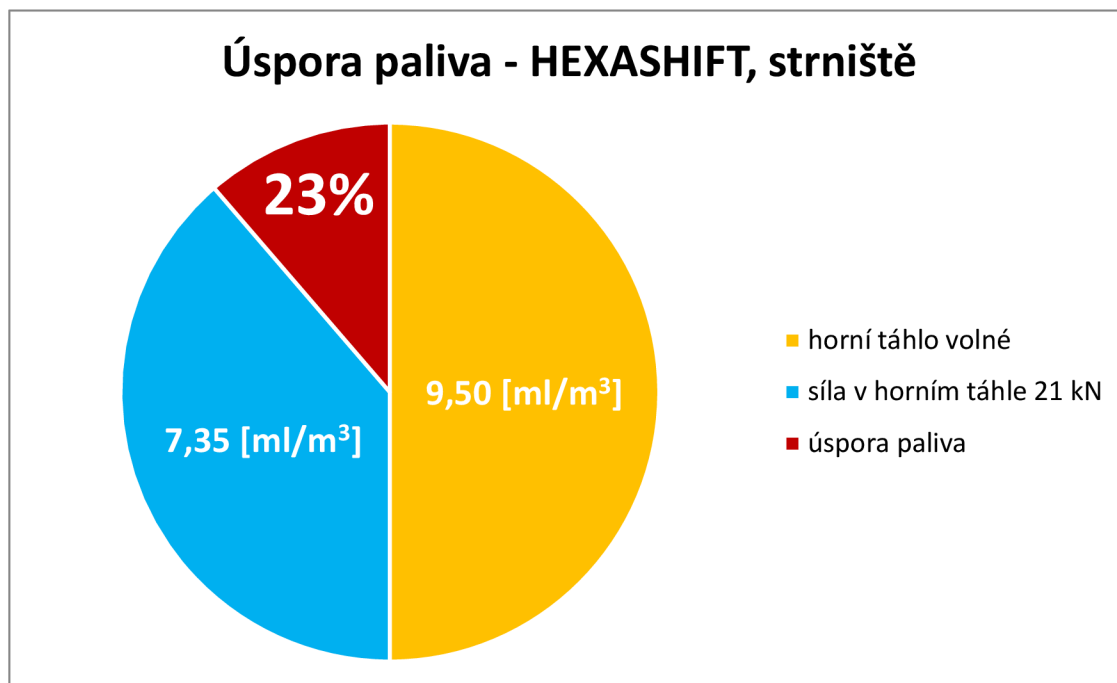
Obr. 4.3 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger, na strništi. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.4 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger, na strništi. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo tříbodového závěsu volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná spotřeba paliva  $9,5$  ml/m<sup>3</sup> (obr. 4.3), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná spotřeba paliva  $7,35$  ml/m<sup>3</sup> (obr. 4.4), což je pokles o 23% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 Znázornění úspory paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

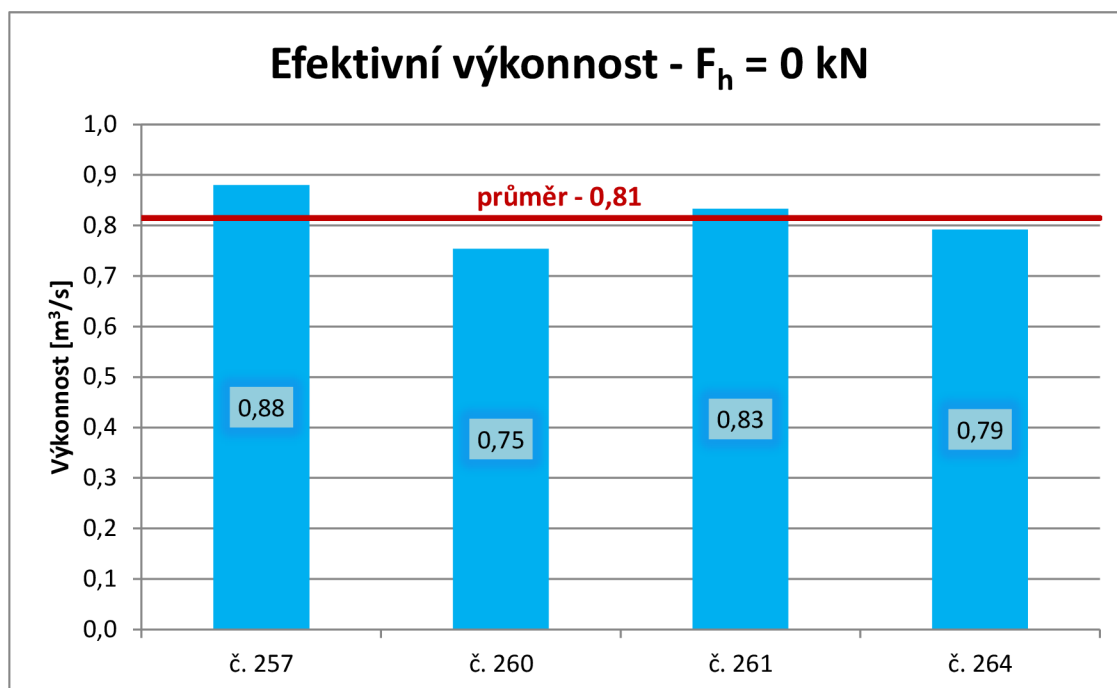


Pokud přepočítáme úsporu paliva na plochu 1 ha, dosáhneme při průměrné hloubce orby 20 cm úspory 4,3 l/ha. Při ceně nafty 29 Kč/l tak ušetříme přibližně 125 Kč/ha. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 11).

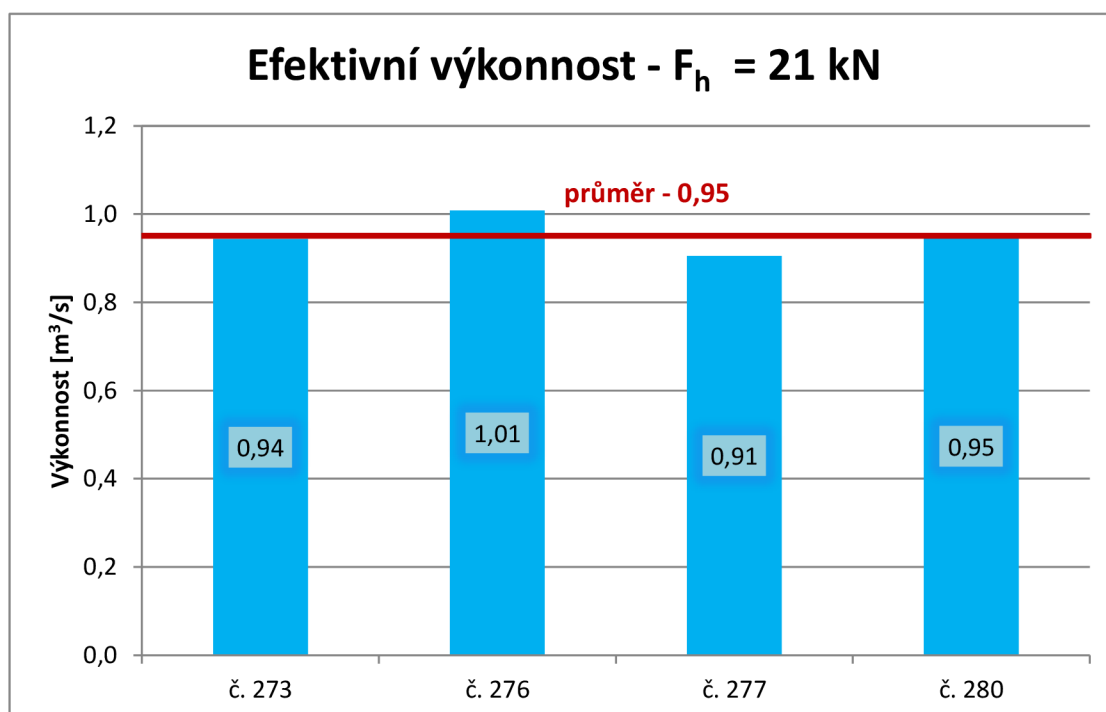
Tab. 11 Shrnutí úspor, traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

Úspora paliva - HEXASHIFT, strniště	
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	9,5
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	7,35
Úspora paliva [ml/m <sup>3</sup> ]	2,15
Úspora paliva [%]	23
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/ha]	19000
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/ha]	14700
Úspora paliva [ml/ha]	4300
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [l/ha]	19
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [l/ha]	14,7
Úspora paliva [l/ha]	4,3
Průměrná cena nafty [Kč/l]	29
Náklady na orbu $F_h = 0$ kN [Kč/ha]	551
Náklady na orbu $F_h = 21$ kN [Kč/ha]	426,3
Ušetřené náklady [Kč/ha]	124,7

V následujících grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné efektivní výkonnosti. V každém grafu jsou opět vyneseny výsledky ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní výkonnosti.



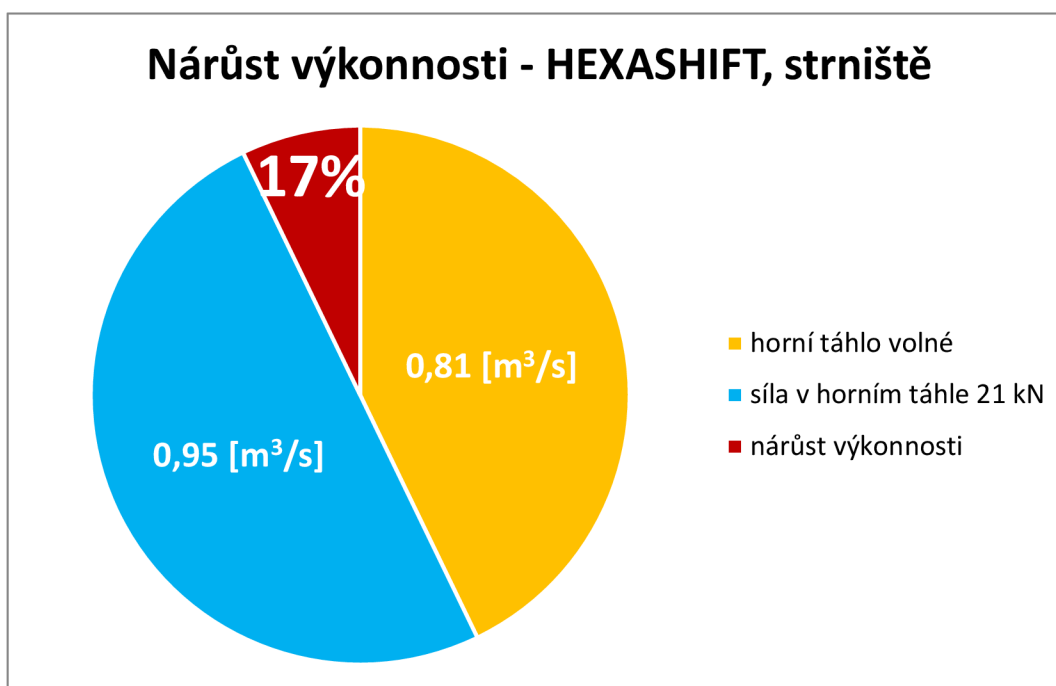
Obr. 4.6 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.7 Efektivní výkonnost pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger, na strništi. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná efektivní výkonnost  $0,81$  m<sup>3</sup>/s (obr. 4.6), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná efektivní výkonnost  $0,95$  m<sup>3</sup>/s (obr. 4.7), což je nárůst o 17% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.8.



Obr. 4.8 Znáornění nárůstu výkonnosti pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

S nárůstem výkonnosti souvisí i časová úspora. Při průměrné hloubce orby 20 cm a síle v horním táhle  $F_h = 21$  kN, zořeme 1 ha pozemku přibližně o 6 minut dříve, než když se čep horního táhla TBZ volně pohybuje v oválném oku závěsu pluhu. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 12).

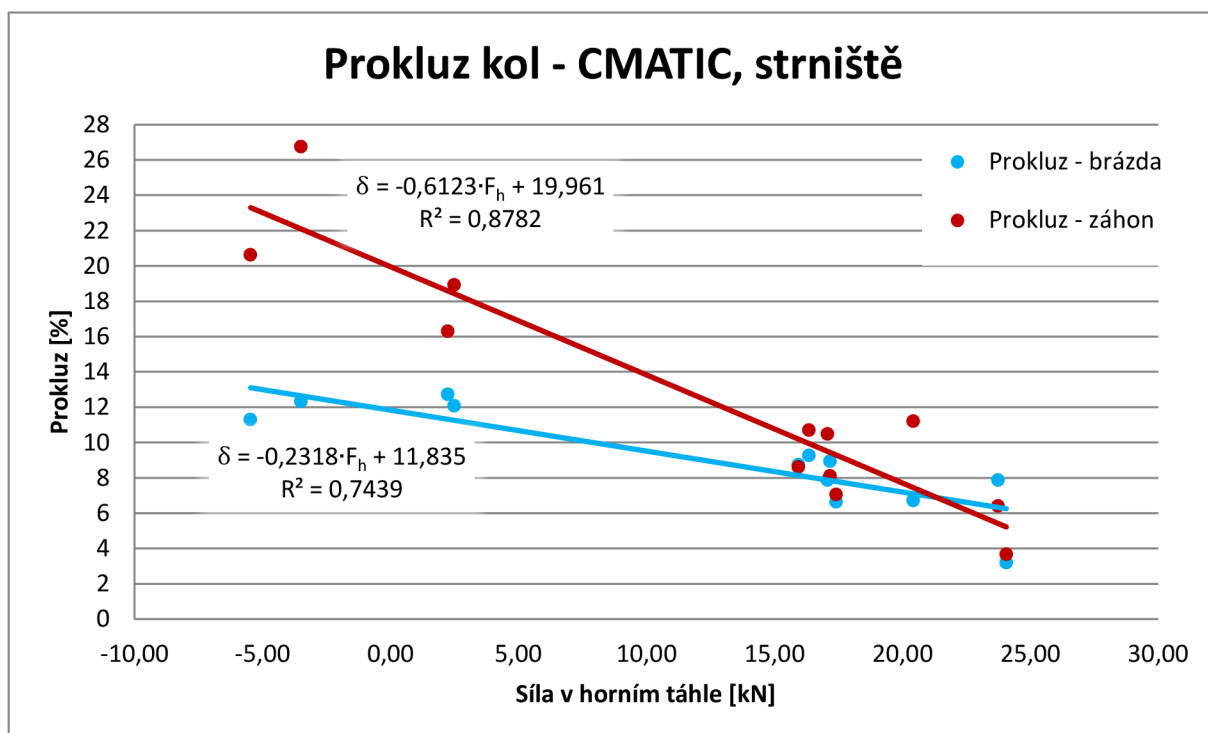
Tab. 12 Shrnutí nárůstu výkonnosti a časové úspory pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

Nárůst výkonnosti - HEXASHIFT, strniště	
Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,81
Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,95
Nárůst výkonnosti [m <sup>3</sup> /s]	0,14
Nárůst výkonnosti [%]	17
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,23
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,05
Úspora času [s/m <sup>3</sup> ]	0,18
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [min/ha]	41,15
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [min/ha]	35,09
Úspora času [min/ha]	6,06



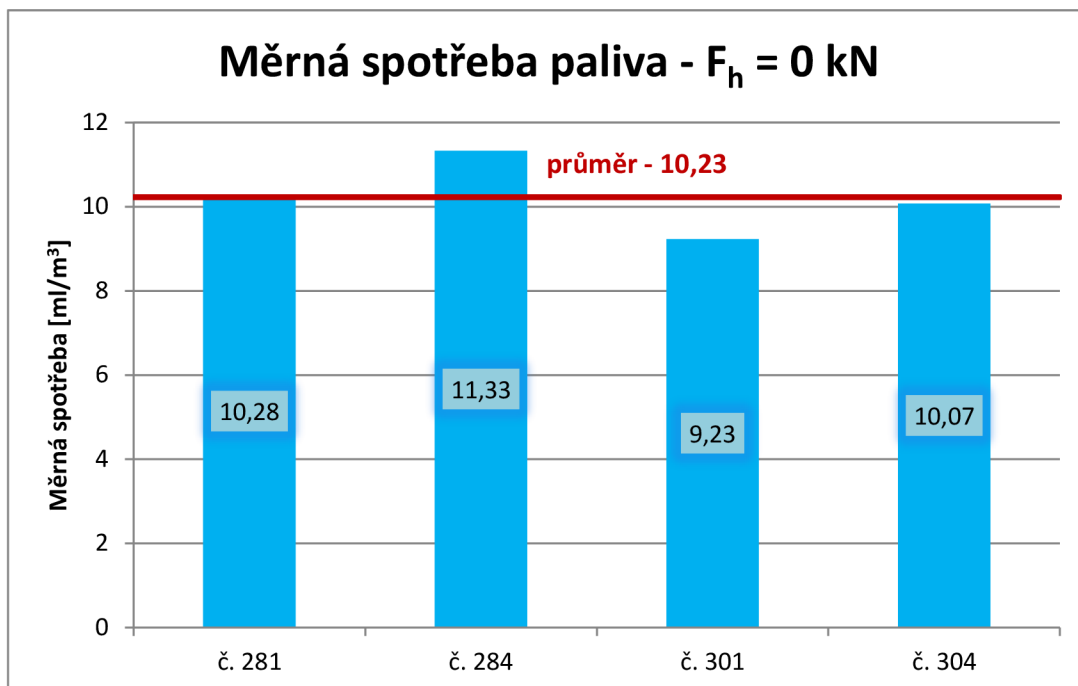
#### 4.1.2 CLASS ARION 640 CMATIC

V následujících grafech jsou uvedeny výsledky z měření soupravy traktoru Class Arion 640 s převodovkou CMATIC a pluhu Pöttinger SERVO 45SNP na strništi. Opět se zde potvrdilo, že síla v horním táhle TBZ má velký vliv na prokluz zadních kol traktoru. Se zvyšující se silou v táhle, prokluz kol klesá a zároveň se vyrovnává vzájemný rozdíl v prokluzech jednotlivých kol. I v tomto případě lze dospět do stavu, kdy je prokluz obou zadních kol shodný. Výsledek měření je možné vidět na následujícím grafu (obr. 4.9).

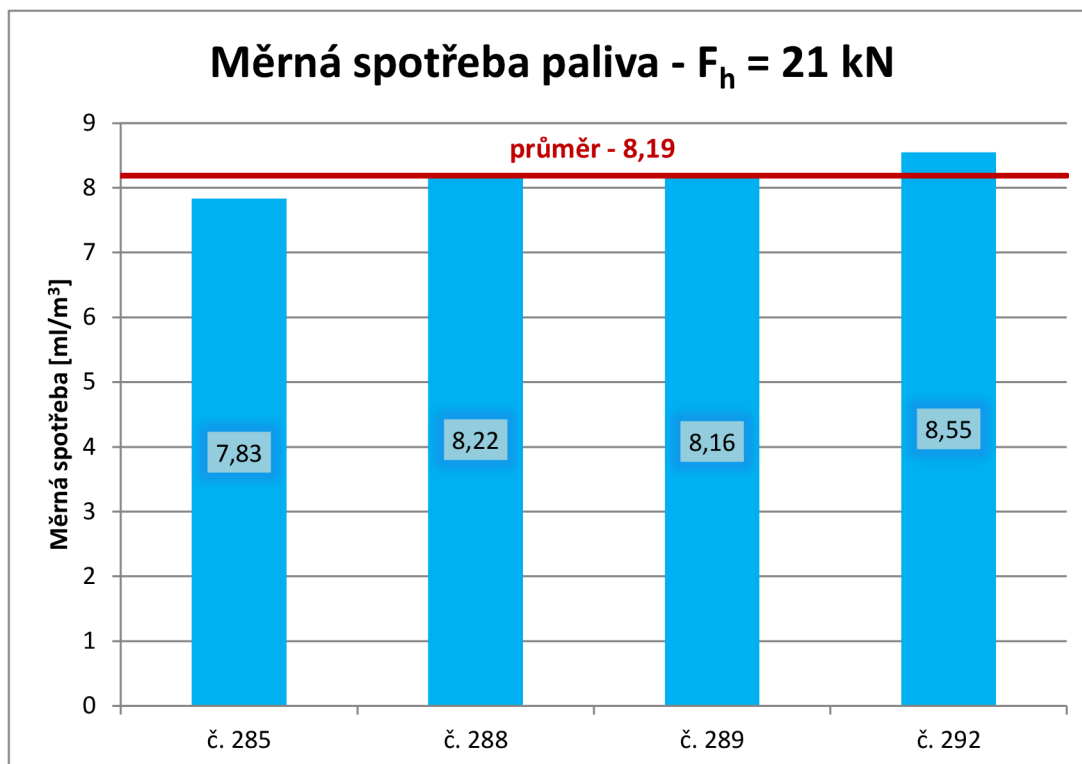


Obr. 4.9 Závislost prokluzu na síle v horním táhle pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi.

V dalších grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné spotřeby paliva. V každém grafu jsou vždy vyneseny naměřené hodnoty ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní spotřeby.



Obr. 4.10 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger, na strništi. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.

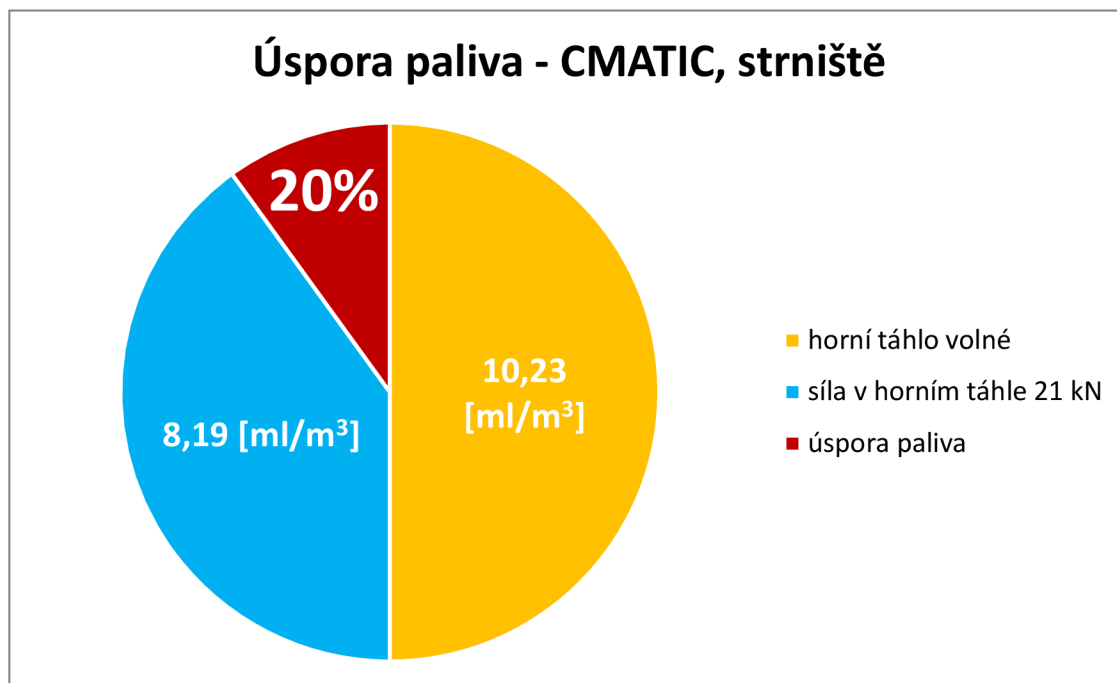


Obr. 4.11 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger, na strništi. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.





Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná spotřeba paliva  $10,23 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.10), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná spotřeba paliva  $8,19 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.11), což je pokles o 20% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.12.



Obr. 4.12 Znázornění úspory paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi.

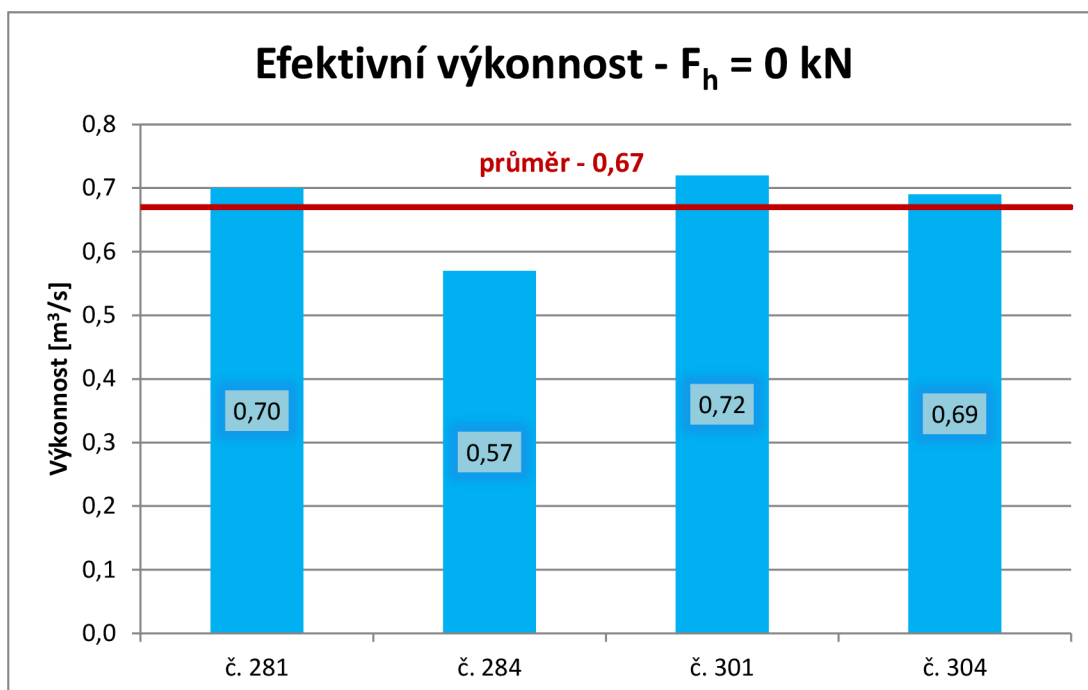


Pokud přepočítáme úsporu paliva na plochu 1 ha, dosáhneme při průměrné hloubce orby 20 cm úspory 4,08 l/ha. Při ceně nafty 29 Kč/l tak ušetříme přibližně 118 Kč/ha. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 13).

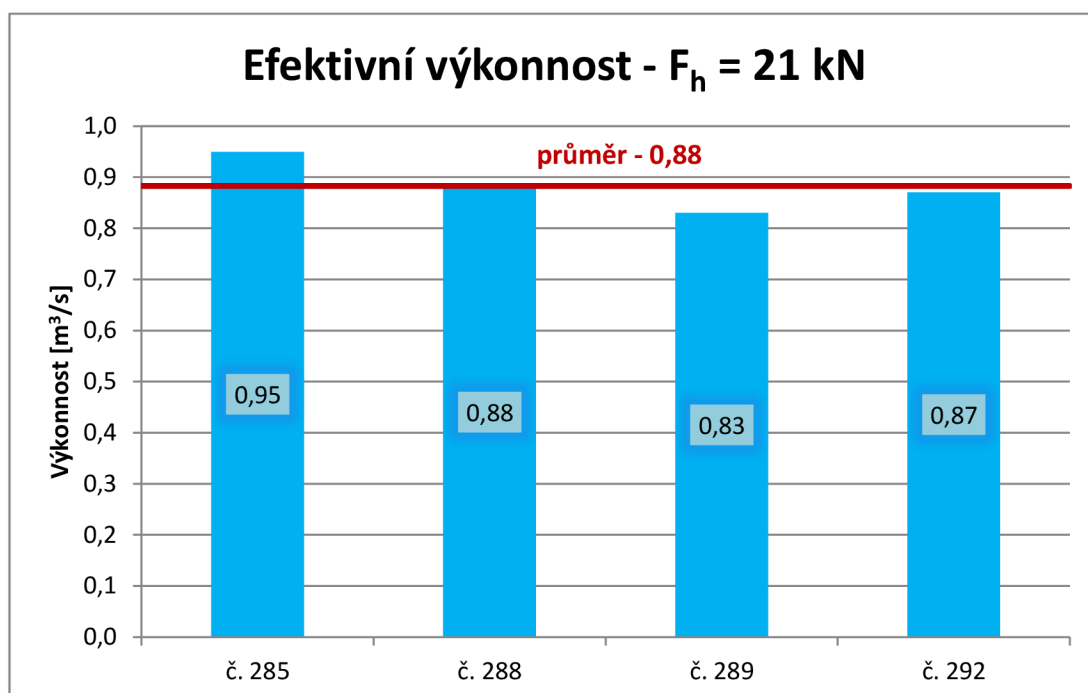
Tab. 13 Shrnutí úspor, traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi.

<b>Úspora paliva - CMATIC, strniště</b>	
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	10,23
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	8,19
Úspora paliva [ml/m <sup>3</sup> ]	2,04
<b>Úspora paliva [%]</b>	<b>20</b>
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/ha]	20460
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/ha]	16380
Úspora paliva [ml/ha]	4080
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [l/ha]	20,46
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [l/ha]	16,38
<b>Úspora paliva [l/ha]</b>	<b>4,08</b>
Průměrná cena nafty [Kč/l]	29
Náklady na orbu $F_h = 0$ kN [Kč/ha]	593,34
Náklady na orbu $F_h = 21$ kN [Kč/ha]	475,02
<b>Ušetřené náklady [Kč/ha]</b>	<b>118,32</b>

V následujících grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné efektivní výkonnosti. V každém grafu jsou opět vyneseny výsledky ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní výkonnosti.



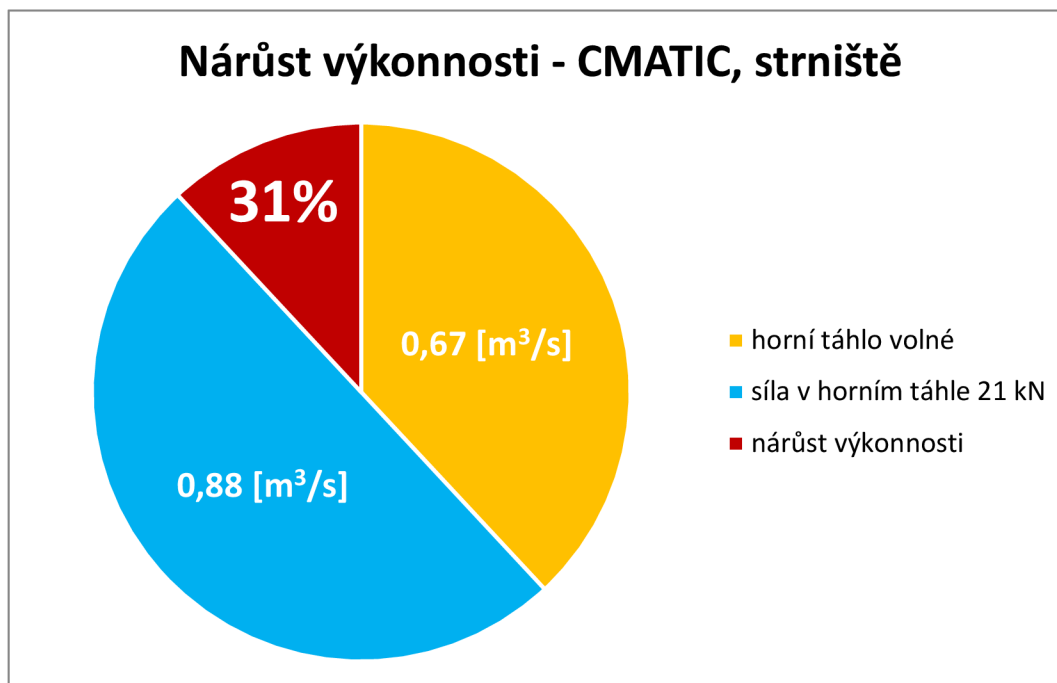
Obr. 4.13 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.14 Efektivní výkonnost pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger, na strništi. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná efektivní výkonnost  $0,67$  m<sup>3</sup>/s (obr. 4.13), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná efektivní výkonnost  $0,88$  m<sup>3</sup>/s (obr. 4.14), což je nárůst o 31% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.15.



Obr. 4.15 Znáornění nárůstu výkonnosti pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi.

S nárůstem výkonnosti souvisí i časová úspora. Při průměrné hloubce orby 20 cm a síle v horním táhle  $F_h = 21$  kN, zořeme 1 ha pozemku přibližně o 12 minut dříve, než když se čep horního táhla TBZ volně pohybuje v oválném oku závěsu pluhu. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 14).

Tab. 14 Shrnutí nárůstu výkonnosti a časové úspory pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na strništi.

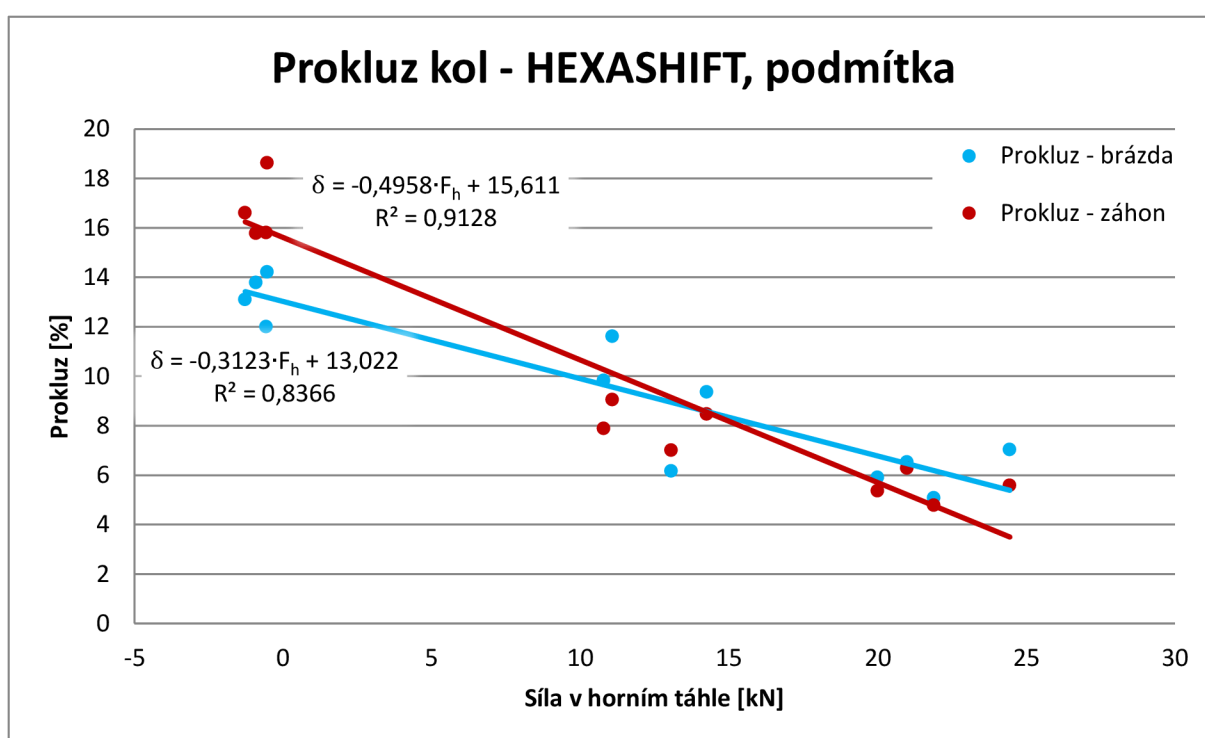
Nárůst výkonnosti - CMATIC, strniště	
Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,67
Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,88
Nárůst výkonnosti [m <sup>3</sup> /s]	0,21
Nárůst výkonnosti [%]	31
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,49
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,14
Úspora času [s/m <sup>3</sup> ]	0,36
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [min/ha]	49,75
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [min/ha]	37,88
Úspora času [min/ha]	11,87



## 4.2 MĚŘENÍ NA PODMÍTCE

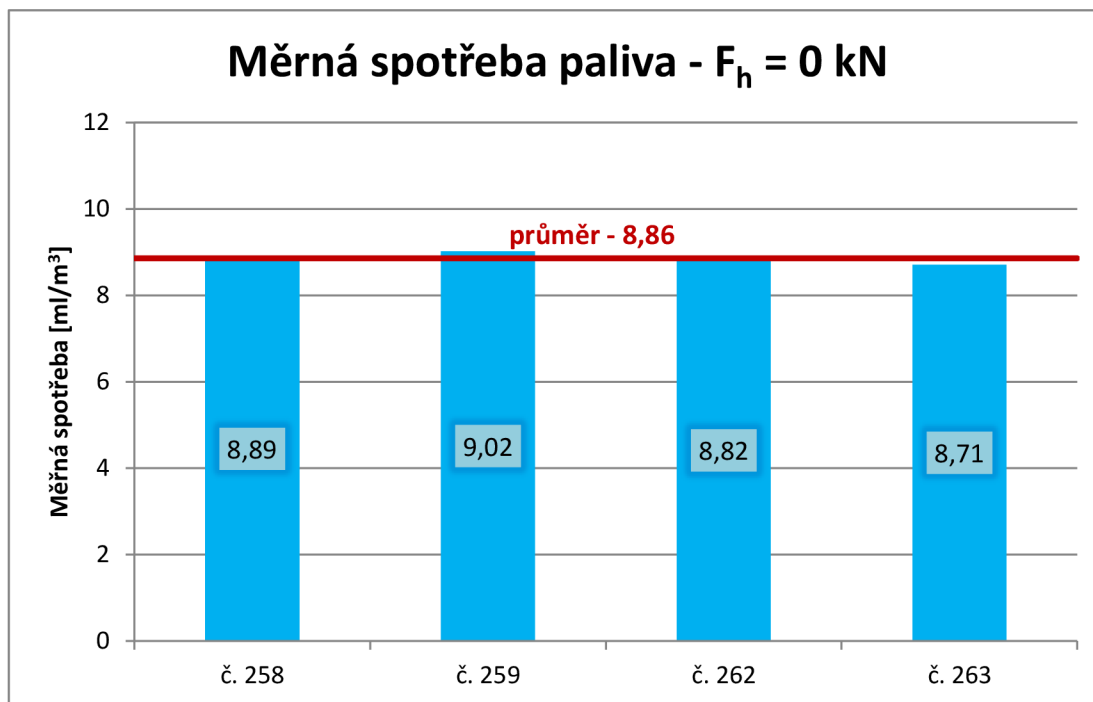
### 4.2.1 CLASS ARION 640 HEXASHIFT

V následujících grafech jsou uvedeny výsledky z měření soupravy traktoru Class Arion 640 s převodovkou HEXASHIFT a pluhu Pöttinger SERVO 45SNP na podmítce. Měření probíhalo podle stejné metodiky jako měření na strništi. Byly sledovány stejné parametry a opět nás zajímal vliv síly v horním táhle TBZ na prokluz zadních kol traktoru, spotřebu paliva a výkonnost. Získané výsledky jsou podobné jako v předchozích případech. Pokud zvýšíme sílu  $F_h$  v horním táhle tříbodového závěsu, tak prokluz na obou kolech klesá a to tak, že na jednom kole strměji než na druhém, díky tomu se lze opět dostat do bodu, ve kterém se prokluz obou zadních kol traktoru vyrovná. Výsledek měření prokluzu kol je vidět na následujícím grafu (obr. 4.16).

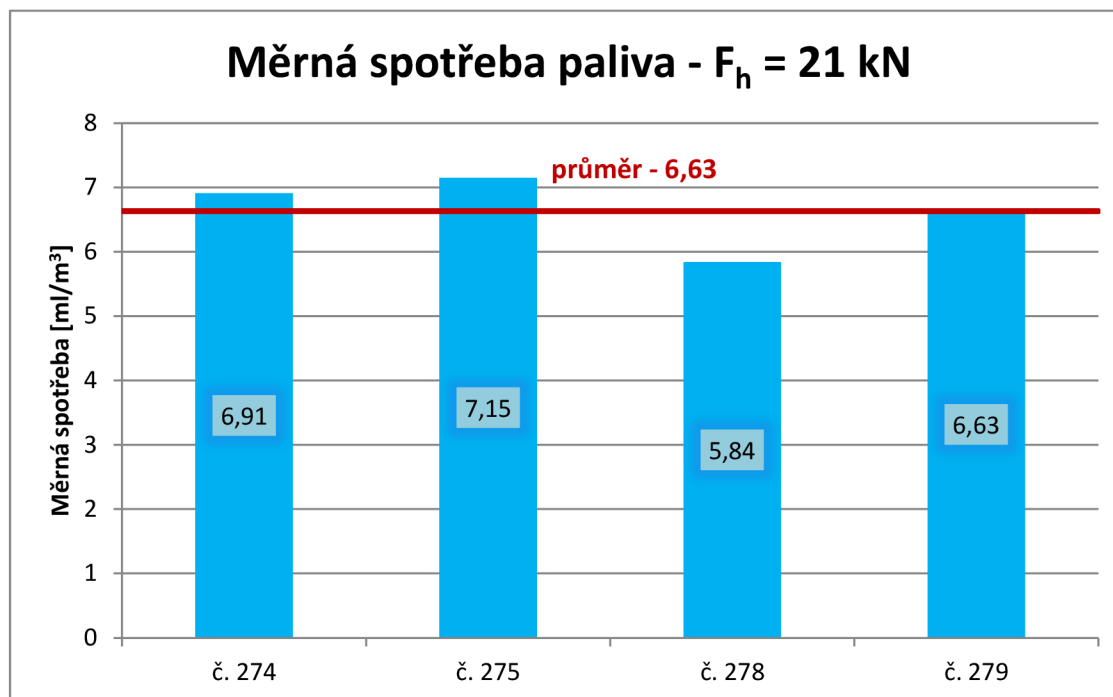


Obr. 4.16 Závislost prokluzu na síle v horním táhle pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce.

V dalších grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné spotřeby paliva. V každém grafu jsou vždy vyneseny naměřené hodnoty ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní spotřeby.



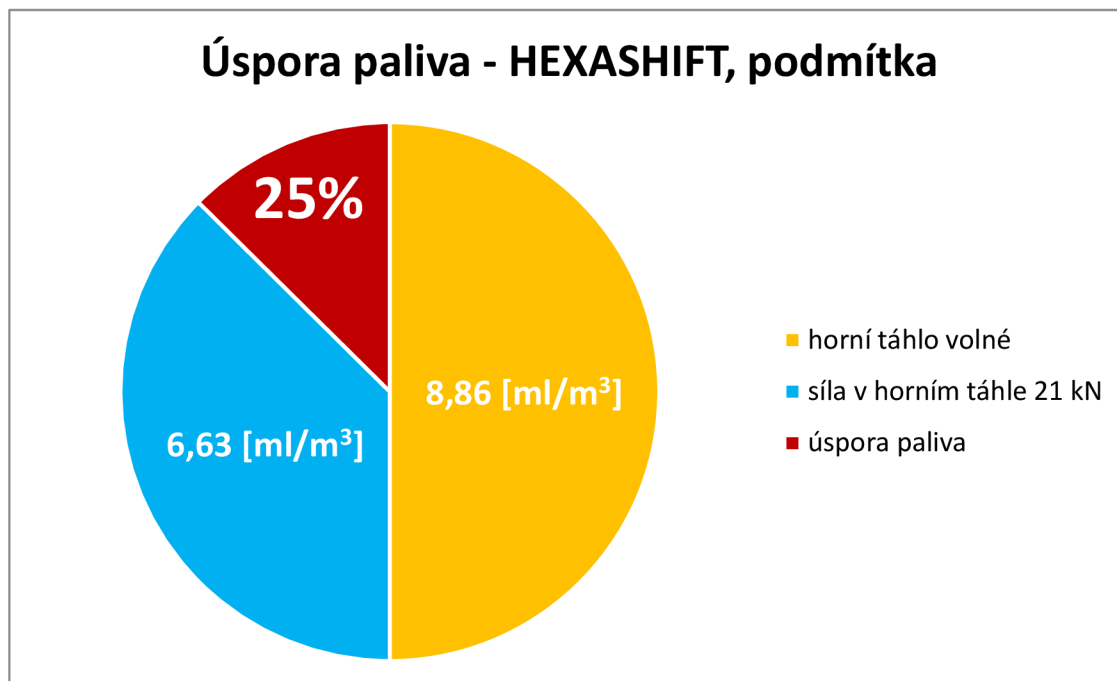
Obr. 4.17 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger, na podmítce. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.18 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger, na podmítce. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná spotřeba paliva  $8,86 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.17), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná spotřeba paliva  $6,63 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.18), což je pokles o 25% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.19.



Obr. 4.19 Znázornění úspory paliva pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce.



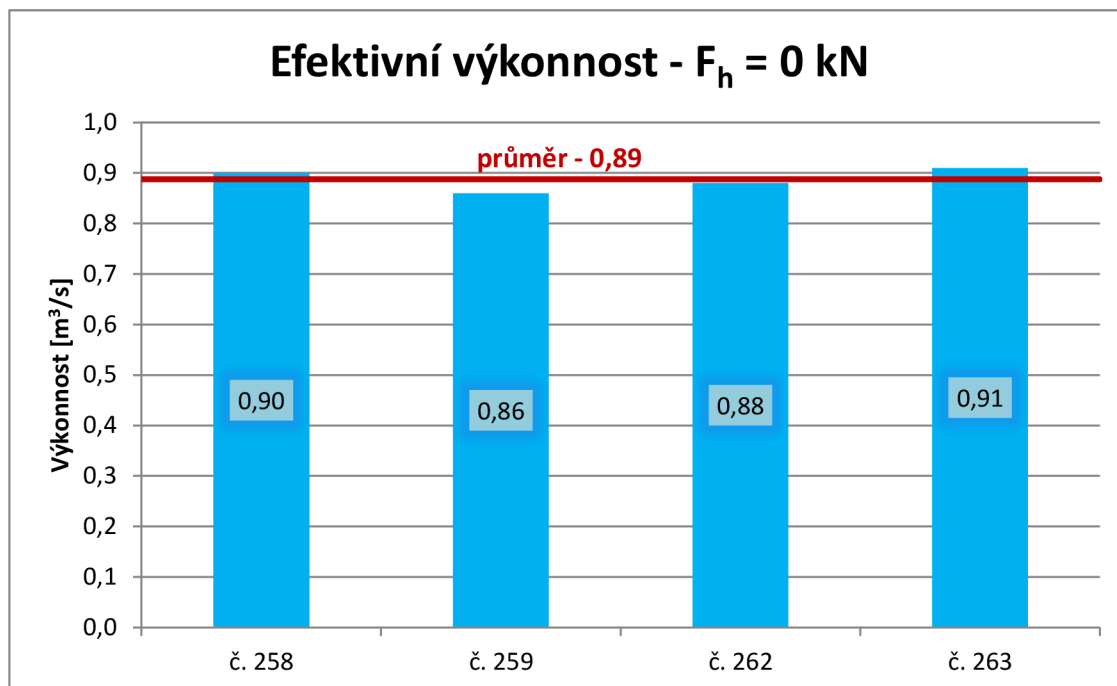
Pokud přepočítáme úsporu paliva na plochu 1 ha, dosáhneme při průměrné hloubce orby 20 cm úspory 4,46 l/ha. Při ceně nafty 29 Kč/l tak ušetříme přibližně 129 Kč/ha. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 15).

Tab. 15 Shrnutí úspor, traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce.

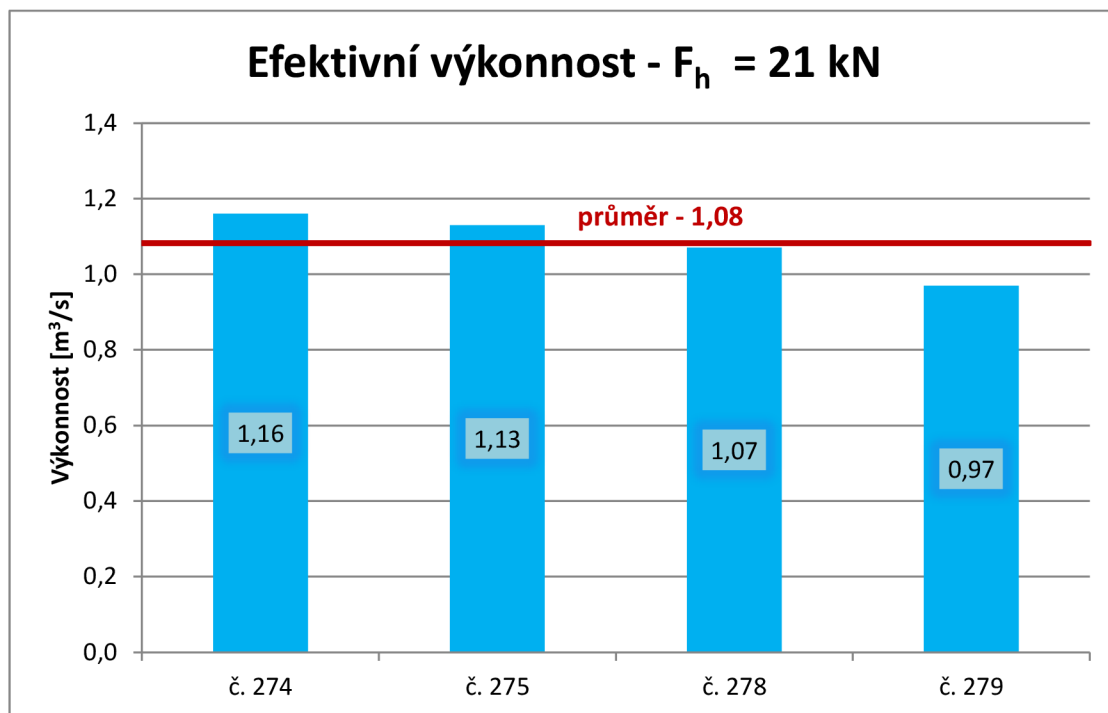
<b>Úspora paliva - HEXASHIFT, podmítka</b>	
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	8,86
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	6,63
Úspora paliva [ml/m <sup>3</sup> ]	2,23
Úspora paliva [%]	25
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/ha]	17720
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/ha]	13260
Úspora paliva [ml/ha]	4460
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [l/ha]	17,72
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [l/ha]	13,26
Úspora paliva [l/ha]	4,46
Průměrná cena nafty [Kč/l]	29
Náklady na orbu $F_h = 0$ kN [Kč/ha]	513,88
Náklady na orbu $F_h = 21$ kN [Kč/ha]	384,54
Ušetřené náklady [Kč/ha]	129,34

V následujících grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné efektivní výkonnosti. V každém grafu jsou opět vyneseny výsledky ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní výkonnosti.





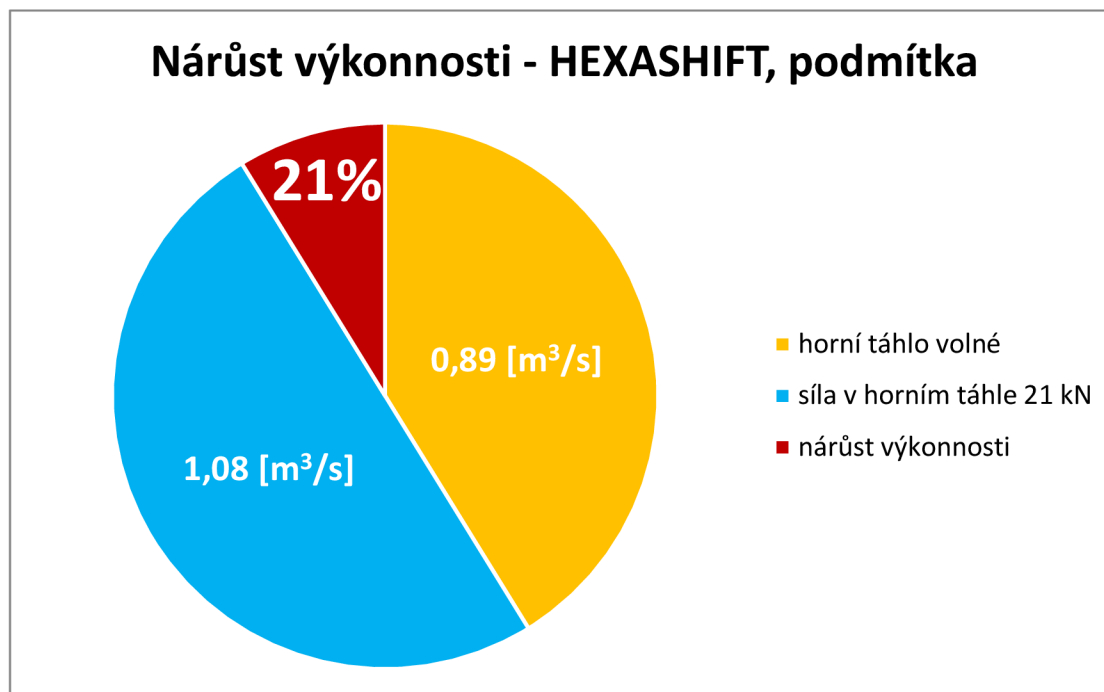
Obr. 4.20 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.21 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná efektivní výkonnost 0,89 m<sup>3</sup>/s (obr. 4.20), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná efektivní výkonnost 1,08 m<sup>3</sup>/s (obr. 4.21), což je nárůst o 17% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.22.



Obr. 4.22 Znázornění nárůstu výkonnosti pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na podmítce.

S nárůstem výkonnosti souvisí i časová úspora. Při průměrné hloubce orby 20 cm a síle v horním táhle  $F_h = 21$  kN, zořeme 1 ha pozemku přibližně o 6 minut dříve, než když se čep horního táhla TBZ volně pohybuje v oválném oku závěsu pluhu. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 16)

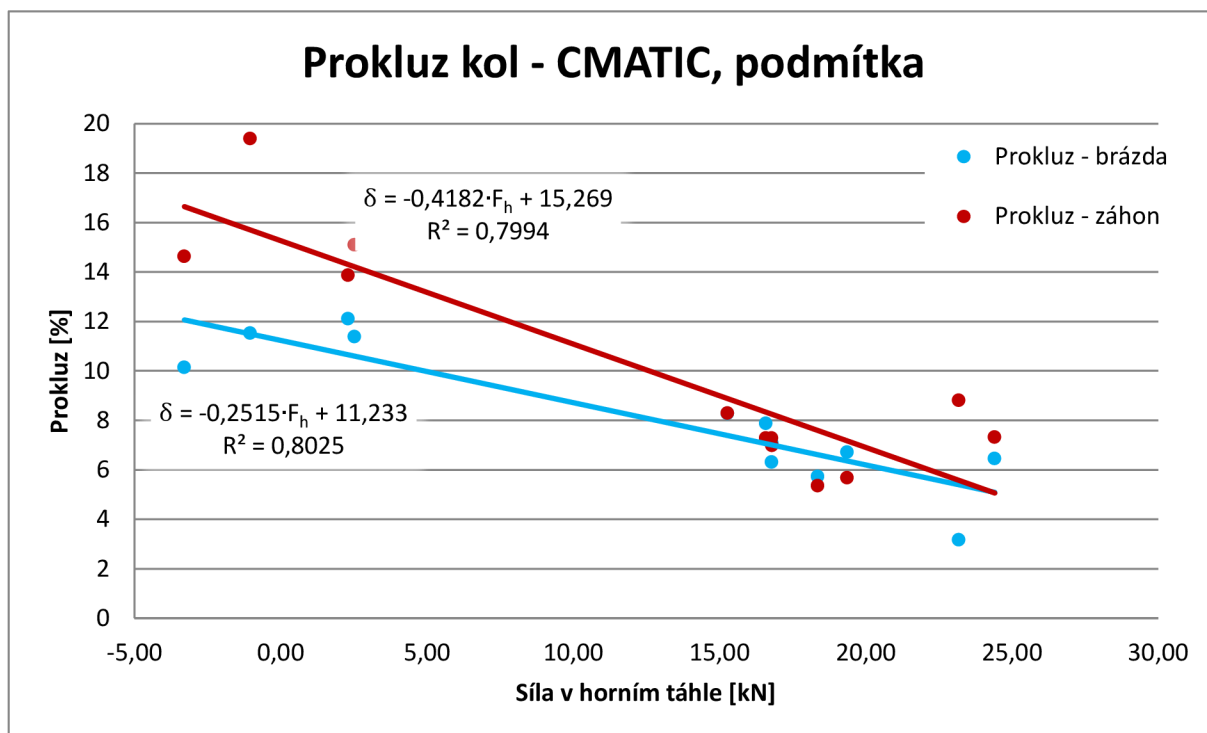
Tab. 16 Shrnutí nárůstu výkonnosti a časové úspory pro traktor s převodovkou HEXASHIFT a pluhem Pöttinger na strništi.

<b>Nárůst výkonnosti - HEXASHIFT, podmínka</b>	
Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,89
Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	1,08
Nárůst výkonnosti [m <sup>3</sup> /s]	0,19
Nárůst výkonnosti [%]	21
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,12
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	0,93
Úspora času [s/m <sup>3</sup> ]	0,20
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [min/ha]	37,45
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [min/ha]	30,86
Úspora času [min/ha]	6,59



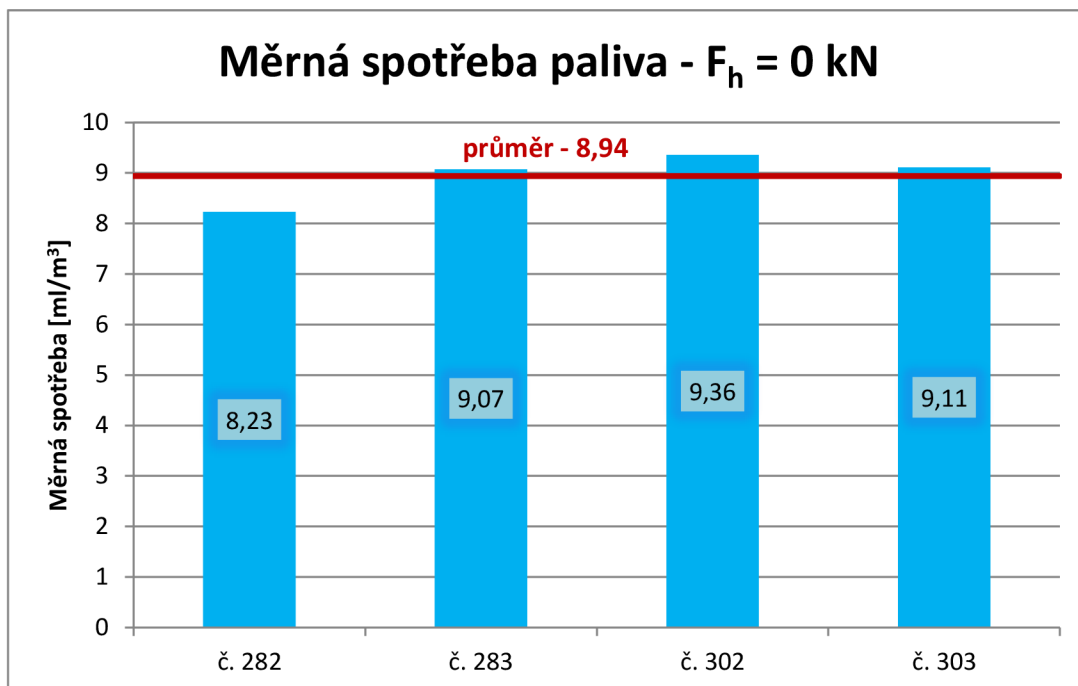
#### 4.2.2 CLASS ARION 640 CMATIC

V následujících grafech jsou uvedeny výsledky z měření soupravy traktoru Class Arion 640 s převodovkou CMATIC a pluhu Pöttinger SERVO 45SNP na podmítce. Opět se zde potvrdilo, že síla v horním táhle TBZ má velký vliv na prokluz zadních kol traktoru. Se zvyšující se silou v táhle, prokluz kol klesá a zároveň se vyrovnává vzájemný rozdíl v prokluzech jednotlivých kol. I v tomto případě lze dospět do stavu, kdy je prokluz obou zadních kol shodný. Výsledek měření je vidět na následujícím grafu (obr. 4.23).

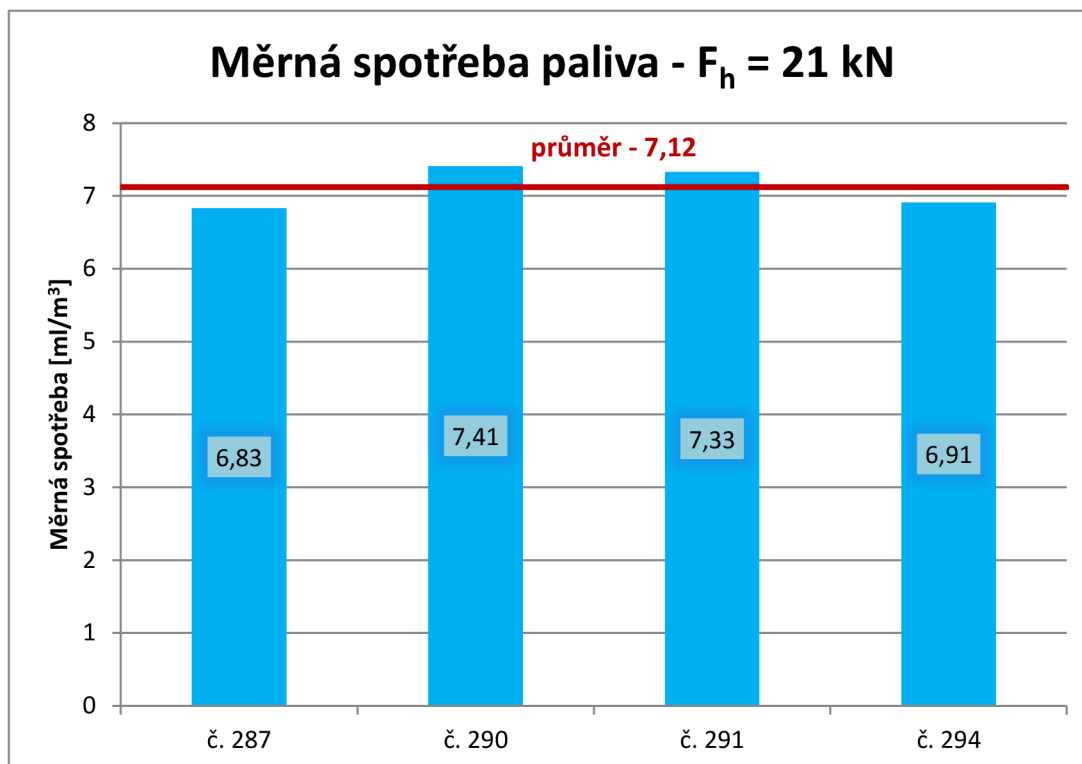


Obr. 4.23 Závislost prokluzu na síle v horním táhle pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce.

V dalších grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné spotřeby paliva. V každém grafu jsou vždy vyneseny naměřené hodnoty ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní spotřeby.



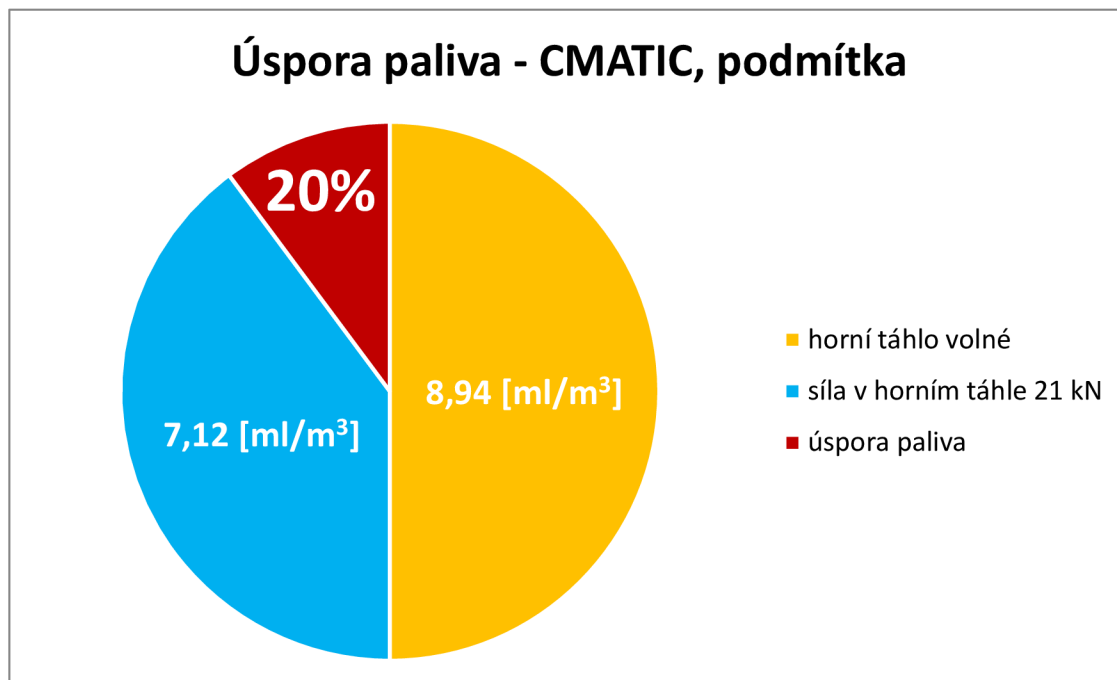
Obr. 4.24 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger, na podmítce. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.25 Měrná spotřeba paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger, na podmítce. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází měrná spotřeba paliva  $8,94 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.24), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v táhle  $F_h = 21$  kN, vychází měrná spotřeba paliva  $7,12 \text{ ml/m}^3$  (obr. 4.25), což je pokles o 20% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.26.



Obr. 4.26 Znázornění úspory paliva pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce.

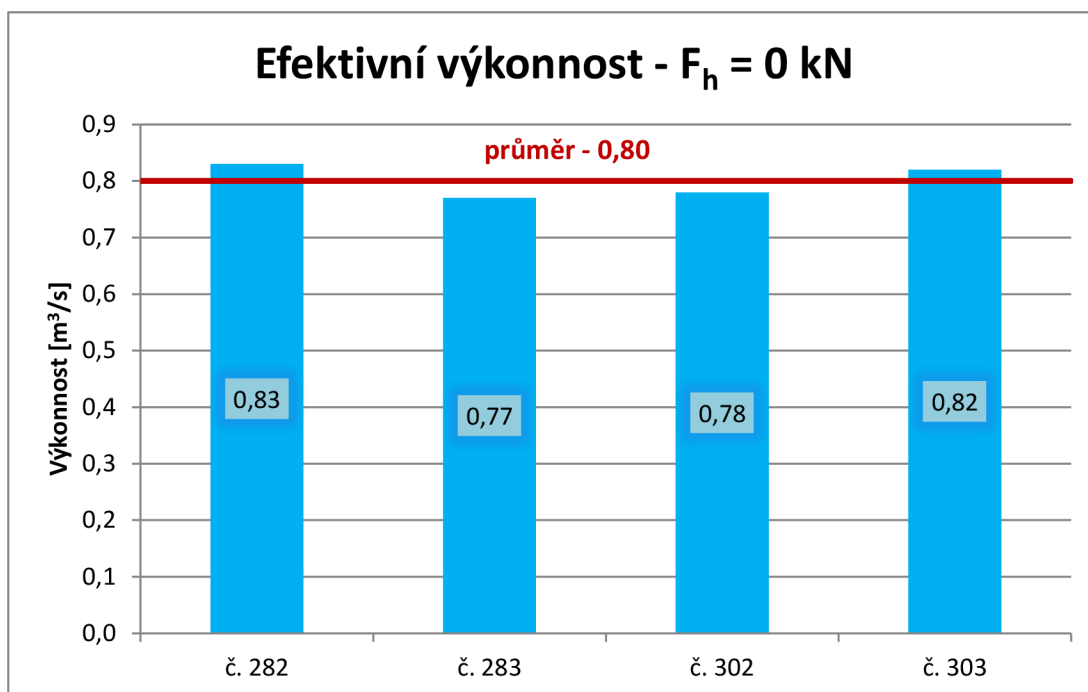


Pokud přepočítáme úsporu paliva na plochu 1 ha, dosáhneme při průměrné hloubce orby 20 cm úspory 4,46 l/ha. Při ceně nafty 29 Kč/l tak ušetříme přibližně 129 Kč/ha. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 17)

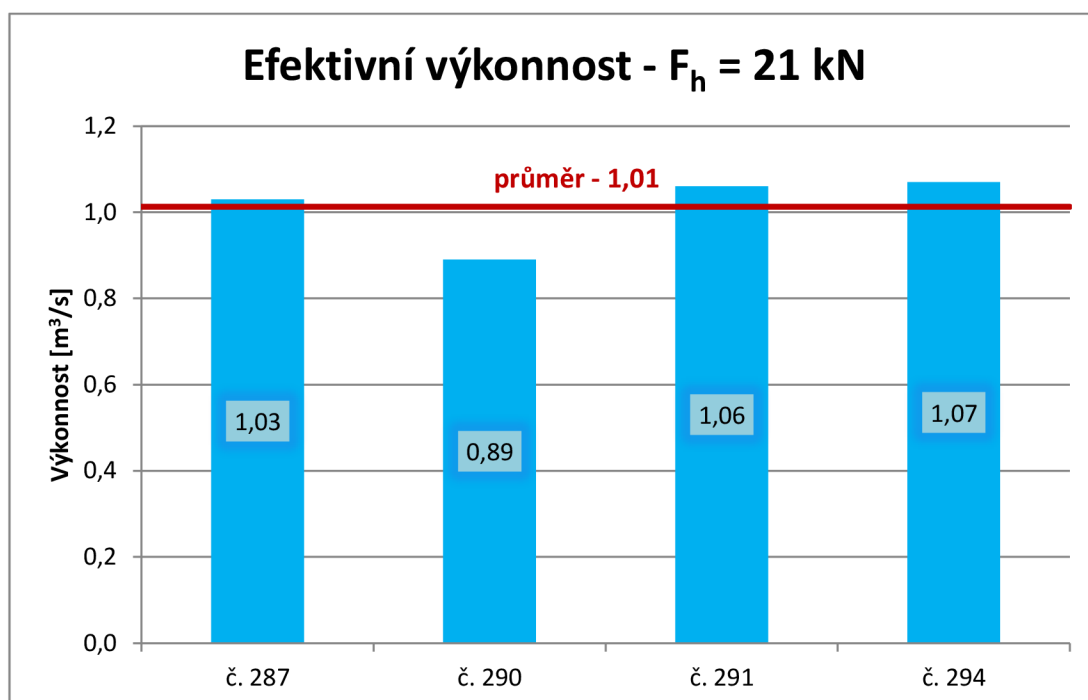
Tab. 17 Shrnutí úspor, traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce.

Úspora paliva - CMATIC, podmítka	
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	8,94
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	7,12
Úspora paliva [ml/m <sup>3</sup> ]	1,82
Úspora paliva [%]	20
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [ml/ha]	17880
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [ml/ha]	14240
Úspora paliva [ml/ha]	3640
Spotřeba paliva $F_h = 0$ kN [l/ha]	17,88
Spotřeba paliva $F_h = 21$ kN [l/ha]	14,24
Úspora paliva [l/ha]	3,64
Průměrná cena nafty [Kč/l]	29
Náklady na orbu $F_h = 0$ kN [Kč/ha]	518,52
Náklady na orbu $F_h = 21$ kN [Kč/ha]	412,96
Ušetřené náklady [Kč/ha]	105,56

V následujících grafech jsou zobrazeny výsledky z měření měrné efektivní výkonnosti. V každém grafu jsou opět vyneseny výsledky ze čtyř opakování jednoho typu měření a červenou čarou je vyznačen vypočítaný průměr z těchto čtyř hodnot. Na vodorovné ose jsou vyznačena čísla jednotlivých měření a na svislé ose hodnoty měrné efektivní výkonnosti.



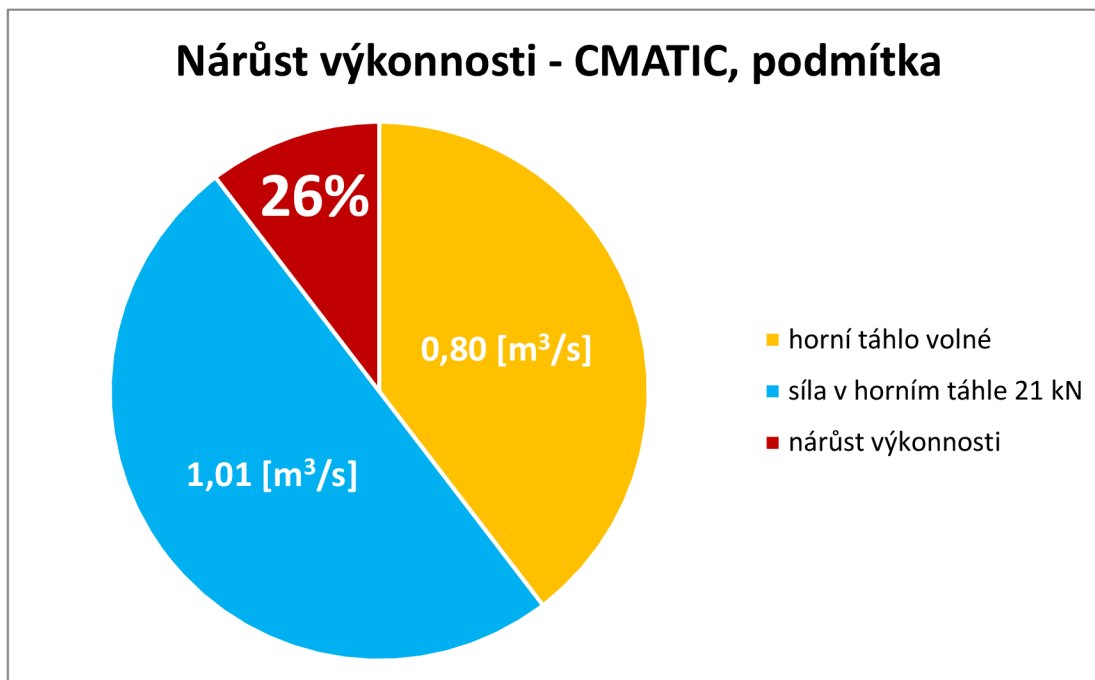
Obr. 4.27 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce. Horní táhlo volné ( $F_h = 0$  kN), regulace polohová.



Obr. 4.28 Efektivní výkonnost traktoru s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce. Síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, regulace polohová.



Pro skupinu měření, ve které bylo horní táhlo TBZ volné ( $F_h = 0$  kN), vychází efektivní výkonnost 0,8 m<sup>3</sup>/s (obr. 4.27), v druhé skupině, kde byla vyvinuta síla v horním táhle  $F_h = 21$  kN, vychází efektivní výkonnost 1,01 m<sup>3</sup>/s (obr. 4.28), což je nárůst o 26% proti první variantě. Grafické znázornění je možné vidět na obrázku 4.29.



Obr. 4.29 Znáornění nárůstu výkonnosti pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce.

S nárůstem výkonnosti souvisí i časová úspora. Při průměrné hloubce orby 20 cm a síle v horním táhle  $F_h = 21$  kN, zořeme 1 ha pozemku přibližně o 6 minut dříve, než když se čep horního táhla TBZ volně pohybuje v oválném oku závěsu pluhu. Celkové shrnutí je možné vidět v následující tabulce (tab. 18)

Tab. 18 Shrnutí nárůstu výkonnosti a časové úspory pro traktor s převodovkou CMATIC a pluhem Pöttinger na podmítce.

Nárůst výkonnosti - CMATIC, podmínka	
Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,8
Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	1,01
Nárůst výkonnosti [m <sup>3</sup> /s]	0,21
Nárůst výkonnosti [%]	26
Průměrná hloubka orby [cm]	20
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	1,25
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [s/m <sup>3</sup> ]	0,99
Úspora času [s/m <sup>3</sup> ]	0,26
Doba trvání orby $F_h = 0$ kN [min/ha]	41,67
Doba trvání orby $F_h = 21$ kN [min/ha]	33,00
Úspora času [min/ha]	8,66





### 4.3 POROVNÁNÍ TRAKTORŮ

Doposud byly uváděny výsledky pro každý traktor samostatně, na závěr uvedu ještě srovnání obou traktorů Claas Arion 640, respektive srovnání převodovek HEXASHIFT a CMATIC, protože kromě nich jsou traktory totožné. V tabulce 19 uvádím naměřené hodnoty měrné spotřeby paliva a měrné výkonnosti traktorů a to pro sílu v horním táhle  $F_h = 0$  kN a  $F_h = 21$  kN. Jak je možné v této tabulce vidět, tak ve všech sledovaných parametrech dosáhl traktor s převodovkou HEXASHIFT lepších výsledků. Tento fakt je způsoben tím, že měření probíhalo na rovném pozemku s homogenní půdou, kde nebylo potřeba řadit. U hydromechanické převodovky CMATIC je při konstantním zatížení přenášén točivý moment přes hydromotor a hydrogenerátor. Tento převod pracuje s nízkou účinností, přibližně 70 až 80 %. Zatímco u převodovky HEXASHIFT je moment přenášén pouze přes ozubená soukolí, která mají účinnost vyšší. Naopak převodovka HEXASHIFT vychází hůře, pokud se v průběhu práce mění zatížení a je potřeba řadit. U této převodovky vznikají při řazení ztráty v podobě energie potřebné na roztáčení a zastavování jednotlivých rotačních částí převodovky. U převodovky CMATIC probíhá změna převodového poměru plynule, a ztráty během řazení jsou zde minimální.

Tab. 19 Porovnání převodovek HEXASHIFT a CMATIC

Porovnání traktorů			
Povrch	Veličina	HEXASHIFT	CMATIC
Strniště	Spotřeba $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	9,5	10,23
	Spotřeba $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	7,35	8,19
	Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,81	0,67
	Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,95	0,88
Podmítka	Spotřeba $F_h = 0$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	8,86	8,94
	Spotřeba $F_h = 21$ kN [ml/m <sup>3</sup> ]	6,63	7,12
	Výkonnost $F_h = 0$ kN [m <sup>3</sup> /s]	0,89	0,8
	Výkonnost $F_h = 21$ kN [m <sup>3</sup> /s]	1,08	1,01





## ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo analyzovat vliv silových účinků horního táhla tříbodového závěsu na výkonnostní a energetické parametry traktorových souprav a následně vyhodnotit naměřená data. Nejprve bylo provedeno laboratorní měření a následně měření terénní. Z důvodu změny teploty motorové nafty v průběhu zkoušek, byla v laboratořích stanovena závislost hustoty nafty na teplotě v podobě rovnice:

$$\rho = -0,0039 \cdot T^2 - 0,0916 \cdot T + 836,7,$$

díky které bylo možné přesně přepočítat objemovou spotřebu vypisovanou CAN bus sítí traktoru na spotřebu hmotnostní, která dále sloužila pro výpočet měrné spotřeby paliva.

Na základě dalšího měření byly sestaveny jmenovitá a úplná otáčková charakteristika motoru pro oba zkoušené traktory Claas Arion 640. Na základě těchto měření byl vyloučen vliv rozdílu v parametrech obou traktorů při dalších zkouškách.

U Soupravy traktoru Claas Arion 640 a pluhu Pöttinger Servo 45SNP bylo dále zjišťováno rozložení zatížení pod jednotlivými koly v závislosti na síle v horním táhle. Na základě tohoto měření bylo zjištěno, že síla v horním táhle  $F_h$  má velký vliv na zatížení zadních kol traktoru. Pokud se tato síla zvětšuje, tak se zatížení pod oběma zadními koly postupně vyrovnává oproti případu, kdy je  $F_h = 0$  kN a kola jsou zatížena rozdílně. V našem konkrétním případě byla zatížení pod zadními koly totožná přibližně pro  $F_h = 41$  kN. Vliv tohoto poznatku byl dále ověřován pomocí měření v reálných podmínkách.

Orba byla provedena na strništi a podmítce. Během terénních zkoušek byl sledován vliv síly v horním táhle tříbodového závěsu  $F_h$  na výkonnostní a energetické parametry měřených souprav. Změna  $F_h$  byla vyvolána zkrácením táhla a dále zvýšením tlaku v trakčním válci, jímž byl pluh vybaven. Po celou dobu bylo dbáno, aby síla nepřesáhla mez, kdy by se pluh začal vyhlubovat ze země, případně kdy by se začala nadměrně odlehčovat přední náprava traktoru. Ve všech měřených případech bylo dokázáno, že zvyšováním síly v horním táhle lze dosáhnout shodného prokluzu obou zadních kol traktoru a že v tomto případě jsou vždy lepší výkonnostní a energetické parametry než pro  $F_h = 0$  kN. Výkonnost se během měření podařilo zvýšit v průměru o 17 - 31% a spotřebu snížit o 20 - 25%. Při průměrné hloubce orby 20 cm to znamená úsporu paliva v rozmezí 3,6 – 4,5 l/ha což při průměrné ceně nafty 29 Kč/l znamená pokles nákladů o 106 – 129 Kč/ha. Díky nárůstu výkonnosti se podařilo ušetřit čas v rozmezí 6 – 12 min/ha. Obecně lze tedy říci, že pokud zvýšíme sílu v horním táhle, dostaneme vždy lepší výsledků, co se týče výkonnosti práce a spotřeby paliva, než když necháme horní táhlo volné. Síla  $F_h$  však nesmí být nikdy tak velká, aby začala vyhlubovat pluh z půdy a měnit tak hloubku orby, nebo odlehčovat přední nápravu a snižovat tak přilnavost pneumatik k povrchu.

Na základě terénního měření bylo možné také porovnat oba měřené traktory Claas Arion 640. Z naměřených hodnot je možné vidět, že traktor s mechanickou převodovkou HEXASHIFT dosáhl ve všech sledovaných parametrech lepších



výsledků než traktor s hydromechanickou převodovkou CMATIC. Na tento fakt má velký vliv pozemek, na kterém měření probíhala. Terén byl rovinatý, bez větších změn v zatížení a nebylo potřebné v průběhu orby řadit. Při konstantním zatížení je u hydromechanické převodovky přenášen točivý moment přes hydromotor a hydrogenerátor s nízkou účinností (70 - 80 %), zatímco u mechanické převodovky jsou v činnosti pouze ozubená soukolí, která mají účinnost vyšší. Při provozu na kopcovitém úseku s velkými změnami v zatížení a odporu půdy, by bylo nutné řadit. Při řazení je u převodovky HEXASHIFT nutné roztáčet jednotlivé rotační části z klidové polohy, tím rostou ztráty převodovky. Tyto ztráty jsou úměrné energii potřebné na roztáčení jednotlivých ozubených kol a hřídelí. Pro tento případ proto vychází lépe převodovka CMATIC, u které při řazení není potřeba roztáčet.







## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Produkty CLAAS* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://app.claas.com/products/2014/cs-CZ/tr/arion-600\\_td.php](http://app.claas.com/products/2014/cs-CZ/tr/arion-600_td.php)
- [2] *The new Arion* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://app.claas.com/2012/arion/en/entdecken/technischedaten.php>
- [3] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.
- [4] DUPAL, Jan. *Dynamika rotačního pohybu*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni. [online]. 2017 [2017-05-26]. Dostupné z: [https://www.kme.zcu.cz/byrtus/MECH3/MECH3\\_p1.pdf](https://www.kme.zcu.cz/byrtus/MECH3/MECH3_p1.pdf)
- [5] HEXASHIFT. Efficient powershift transmission. *Claas* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/hexashift-transmission>
- [6] BAUER, František a Igor RYŠAVÝ. *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. Brno: VŠZ, 1980.
- [7] CMATIC. Simple, convenient and continuously variable. *Claas* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.claas.co.za/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/cmatic-transmission?subject=D30122877\\_en\\_ZA](http://www.claas.co.za/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/cmatic-transmission?subject=D30122877_en_ZA)
- [8] *Poettinger* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: [http://www.poettinger.at/cs\\_cz/Produkte/Detail/535/nesene-pluhy-servo-45-s](http://www.poettinger.at/cs_cz/Produkte/Detail/535/nesene-pluhy-servo-45-s)
- [9] NOVÁK, Jaroslav. Dynamometr na vířivé proudy a jeho regulace. *Elektro* [online]. 2002 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/dynamometr-na-virive-proudy-a-jeho-regulace--14869>
- [10] *Uniparts group* [online]. c2011 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.unipartsgroup.com/business-area-agriculture.asp?links=b1>
- [11] PORTEŠ, Petr, BAUER, František a ČUPERA, Jiří. Laboratory-experimental Verification of Calculation of Force Effects in Tractor's Three-point Hitch Acting on Driving Wheels. *Soil and Tillage Research*. Elsevier: International Soil Tillage Research Organization, 2013. 128(1), 81-90. ISSN 0167-1987.
- [12] *Google maps* [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.google.cz/maps/@48.9146422,16.3925221,805m/data=!3m1!1e3?hl=cs>
- [13] *National Instruments* [online]. 2016 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.ni.com/white-paper/52251/en/>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_l$	[m]	vzdálenost těžiště traktoru od středu levého zadního kola
$a_p$	[m]	vzdálenost těžiště traktoru od středu pravého zadního kola
CAN		Controller Area Network
$b$	[m]	záběr pluhu
$F$	[N]	síla naměřená tenzometrem dynamometru
$F_h$	[N]	síla v horním táhle třibodového závěsu traktoru
FPGA		Field Programmable Gate Array
$F_t$	[N]	tíha traktoru
$F_{tl}$	[N]	tíhová síla pod levým zadním kolem traktoru
$F_{to}$	[N]	tíhová síla pod opěrným kolem pluhu
$F_{tp}$	[N]	tíhová síla pod pravým zadním kolem traktoru
GPS		Global Positioning System
$h$	[m]	výška těžiště traktoru
$h_o$	[m]	hloubka orby
$I_o$	[kg/m <sup>2</sup> ]	osový moment setrvačnosti rotujícího tělesa
$l$	[m]	rozchod zadních kol
$M$	[Nm]	moment vyvolaný pluhem, působící na traktor
$m_{pe}$	[g/kWh]	měrná spotřeba paliva
$M_{ph}$	[kg/h]	hodinová spotřeba paliva
$M_t$	[Nm]	točivý moment motoru
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$o_c$	[-]	celkový počet otáček zadního kola traktoru
$P$	[kW]	výkon motoru
$P_z$	[kg·m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	ztrátový výkon
$Q_{em}$	[ml/m <sup>3</sup> ]	měrná efektivní spotřeba paliva
$Q_{lh}$	[l/ha]	objemová hektarová spotřeba paliva
$Q_m$	[kg/h]	hmotnostní spotřeba paliva
$Q_{mh}$	[kg/ha]	hmotnostní hektarová spotřeba paliva
$r$	[m]	vzdálenost tenzometru od středu dynamometru
$r_d$	[m]	dynamický poloměr zadního kola traktoru
$s$	[m]	celková dráha ujetá během měření
$s_c$	[m]	celková dráha měřeného úseku





---

$s_s$	[m]	skutečná vzdálenost ujetá traktorem za jednu otáčku kola
$s_t$	[m]	teoretická vzdálenost ujetá traktorem za jednu otáčku kola
$S_z$	[ha]	zpracovaná plocha
$t$	[s]	čas
$T$	[°C]	teplota
TBZ		tříbodový závěs
$t_m$	[s]	doba měření
$W_{em}$	[m <sup>3</sup> /s]	měrná efektivní výkonnost
$W_h$	[ha/h]	hektarová výkonnost
$\alpha$	[°]	úhel naklonění traktoru
$\delta$	[%]	prokluz kol
$\varepsilon$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlení
$\eta_c$	[-]	celková účinnost
$\eta_i$	[-]	účinnost i-tého hydrodynamického modulu
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota motorové nafty