

VLIV HUŠTĚNÍ PNEUMATIK NA PASIVNÍ ZTRÁTY TRAKTORU

J. Čupera, T. Šmerda

Došlo: 5. října 2009

Abstract

ČUPERA, J., ŠMERDA, T.: *Influence of tire inflation on passive resistance of a tractor*. Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brun., 2010, LVIII, No. 1, pp. 43–52

The paper deals with influence of inflation pressure on passive resistance of a tractor and tractor's set. The parameter of inflation pressure is significant part of passive loss and its size can influence the need for engine power in units of kilowatts. This implies increase in fuel consumption up to several liters per hour. According to demands of methodology field and laboratory measurements have been done. It was used flat section of a road for field testing. Realization of the road test is based on pulling of tested tractor or tractor's set where the needed force is monitored. In this case overall passive resistance of both axles is done. The separation of forces applied in tire and its impact on inner or outer effect is described. The road test was based on the assumption that unlike the driven wheel the driving wheel did not affect inner component of resistance. The change in inflation pressure of driving tire has an impact on magnitude of hysteresis loss. Laboratory measurement was realized on chassis dynamometer which drives enable rolling resistance measuring in the range of 1 kph to 16 kph. Testing was focused on differences in overall size of passive losses when inflation pressure of front axle of a tractor was changed. The comparison of tire inflation of a semi-trailer has been done. Experimental work brought the results of coefficient of rolling resistance or its change as the physical description of tire deformation.

passive losses, rolling resistance, inner drag of rolling, tractor

Rostoucí technická úroveň přispívá ke zvyšování pracovních rychlostí traktorových souprav, což přináší možnosti, jak zvyšovat produktivitu práce a snižovat energetickou náročnost. Nárůst pojízdné rychlosti, točivého momentu a navyšování výkonu motoru rozšiřují možnosti využití traktoru v dopravě, která se podílí na celkovém množství přepraveného materiálu v zemědělském podniku obvykle 76 až 87%. Náklady na přemístování a skladování materiálů tvoří 18 až 22% výrobních nákladů a 50 až 60% přímých nákladů na mechanizované operace (SYROVÝ, GERNDTOVÁ; 2005). Vzhledem k proměnlivosti jízdních podmínek (silnice, polní cesta, terén) a jejich časté kombinaci nabývá stále na větší význam úprava tlaku huštění, případně zvyšování počtu náprav přenášejících tíhu energetického prostředku a agregovaného stroje nebo nákladu na podložku. Tlakem huštění lze ovlivňovat trakční vlastnosti a energetické ztráty vzniklé valivým odpo-

rem, poškození půdy nežádoucím zhutněním nebo poškozováním vegetace a v neposlední řadě životnost pneumatik. V podmínkách přepravy materiálu po vozovce tvoří významnou ztrátovou položku při rovnoměrném pohybu pasivní ztráty, jejichž velikost může obsluha změnou tlaku huštění ovlivnit. Vzhledem k rostoucímu významu dopravy v zemědělství je třeba věnovat stále větší pozornost možnostem, kterými lze zefektivnit její použití.

V příspěvku je proveden rozbor výsledků experimentální práce v oblasti pasivních ztrát traktoru. Měření ztrátových sil probíhalo v laboratorních podmínkách na válcovém dynamometru a také v reálných podmínkách zemědělské dopravy. Výsledky experimentu přinášejí změnu ve velikosti součinitele pasivních ztrát, který je promítnut v odporových silách a celkový dopad vyjádření měrnou spotřebou paliva, která je všeobecným indikátorem efektivity procesu.

MATERIÁL A METODY

Jednou ze složek pasivních ztrát vozidla, kterou lze do jisté míry ovlivnit, je valivý odpor. Při objasňování těchto ztrát je třeba vycházet ze silového působení mezi vozovkou a pneumatikou.

Z provozního hlediska se při pohybu traktoru po vozovce nejčastěji vyskytují dva případy, které popisuje několik autorů (CALEK, SCHWANGHART; 1998, KOMANDI; 1999).

Hnané kolo (obrázek 1a)

Například kolo přední nápravy traktoru, příp. připojeného stroje. Pro rovnováhu při odvalování kola platí:

$$\sum_{i=0}^n F_{xi} = 0, F_{ri} - F_p = 0 \text{ [N]} \quad (1)$$

$$\sum_{i=0}^n F_{yi} = 0, Y - G = 0 \text{ [N]} \quad (2)$$

$$\sum_{i=0}^n M_{oi} = 0, F_{ri} \cdot r_d - Y \cdot \xi_i = 0 \text{ [N]}, \quad (3)$$

kde:

F_p ... posouvající síla (N)

F_{ri} ... vnitřní odpor valení (N)

Y ... normálová reakce (N)

ξ_i ... rameno valivého odporu (m)

G ... tíha připadající na kolo (N)

r_d ... dynamický poloměr (m).

Vnitřní odpor valení se projevuje jako vnější síla nutná pro odvalování kola. Její velikost lze vyjádřit z momentové rovnováhy:

$$F_{ri} = Y \cdot \frac{\xi_i}{r_d} = Y \cdot \psi_i \text{ [N]}, \quad (4)$$

kde:

ψ_i ... vnitřní součinitel valení (-)

Hnací kolo (obrázek 1b)

Uvažujeme-li všechny síly působící na hnací kolo vyvolující tahovou sílu, pro rovnováhu platí:

$$\sum_{i=0}^n F_{xi} = 0, F_t - F_h + F_{ri} = 0 \text{ [N]} \quad (5)$$

$$\sum_{i=0}^n F_{yi} = 0, Y - G = 0 \text{ [N]} \quad (6)$$

$$\sum_{i=0}^n M_{oi} = 0, M_h + F_{ri} \cdot r_d - F_h \cdot r_d - Y \cdot \xi_i = 0 \text{ [N]} \quad (7)$$

$$F_{ri} = F_h - F_t \quad (8)$$

Po dosazení a úpravě je hnací moment

$$M_h = Y \cdot \xi_i + F_t \cdot r_d \text{ [N.m]}, \quad (9)$$

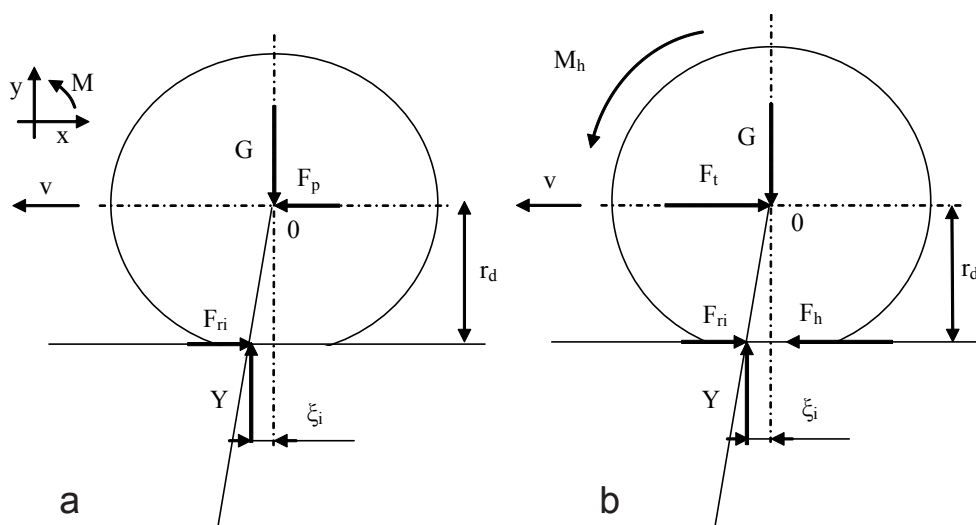
kde:

F_t ... tahová síla (N)

F_h ... hnací síla (N).

U pohybu hnacího nebo hnaného kola na pevné vozovce se předpokládá deformace na straně kola. Tím vzniká vnitřní odpor valení, jako důsledek hysterézních ztrát materiálů pneumatiky při deformaci ve styčné ploše (GREČENKO, 1994; MARCÍN, ZÍTEK; 1985). Ztráty vnitřním třením tvoří 90–95% ztrát valením u hnaného kola po vozovce (MARCÍN, ZÍTEK; 1985). Hysterézní ztráty jsou přímo úměrné zatížení kola a ramenu valivého odporu a nepřímo úměrné dynamickému poloměru. Z provozních faktorů má největší vliv na velikost vnitřního součinitele odporu valení na vozovce především: tlak huštění, zatížení pneumatiky, rychlost jízdy a teplota pneumatiky (DOČKAL, KOVANDA, HRUBEC; 1998).

Měření odporu valení pneumatik na zpevněné podložce umožňují pracoviště vybavená bubnovým nebo pásovým zkušebním zařízením, kde lze přímo měřit závislosti vnitřního odporu valení nebo součinitele valení na faktorech uvedených v předchozím odstavci.



1: Silové účinky na kole, a – hnané kolo, b – hnací kolo vyvolující tahovou sílu
1: Force effects on wheel: a – driven wheel, b – driving wheel causing drawbar pull

Ve válcové zkušebně pro měření tahových vlastností lze měřit pasivní odpory (odpor valení a odpor v převodech) protáčením kol traktoru. Při měření ve válcové zkušebně lze proti měření v terénu vyloučit vliv sklonu dráhy, odporu vzduchu nebo setrvačné účinky od posouvajících hmot.

Při tažení traktoru na vozovce se měří celková síla potřebná k rovnoměrnému přímočarému pohybu. Skutečná velikost odporu valení se u kolových traktorů pohybuje v rozmezí asi 90–95 % naměřené síly (GREČENKO, 1963). Tímto způsobem se změří pasivní ztráty obou náprav. U hnací nápravy vystupuje odpor valení při jízdě po vozovce jako vnitřní složka, která se silově neprojevuje vnějšími účinky (GREČENKO, 1994). Nárůstem hysterézních ztrát, např. snížením tlaku huštění, se sníží hnací síla přenesená na podložku.

Měření vlivu tlaku huštění pneumatik na velikost pasivních ztrát jsme provedli u traktoru JD 8530 ve válcové zkušebně Ústavu techniky a automobilové dopravy MZLU v Brně. U traktorové soupravy John Deere 7810 s návěsem Annaburger bylo provedeno měření na vozovce, viz obr. 3. Technická charakteristika traktorů a návěsu je uvedena v Tab. I.

Pasivní ztráty traktoru John Deere 8530 byly měřeny na válcovém dynamometru VDU E270T-E150T. Dynamometr umožňuje měření tahových vlastností v rozsahu rychlostí 1–16 km.h⁻¹. Měřicí zařízení se skládá ze čtyř nezávisle řízených elektrických dynamometrů, na které se přenáší tahová síla z každého kola prostřednictvím párových válců. Ve stejném rozsahu rychlostí jako v případě tahových sil lze válci zkušebny protáčet kola traktoru a zaznamenávat síly. Při měření byly uzavřeny uzávěrky diferenciálů obou náprav a byl vyrazen pohon přední nápravy. Nejprve proběhlo měření pasivních ztrát samostatně zkušebny, které se odečítaly od celko-

vých pasivních ztrát naměřených válcovým dynamometrem u traktoru. Pasivní ztráty traktoru se měřily v rozsahu rychlostí od 2 do 16 km.h⁻¹. Měřené hodnoty byly zaznamenávány s frekvencí 18 Hz a ukládány do paměti počítače.

Ve druhé skupině zkoušek byly měřeny pasivní odpory soupravy traktoru John Deere 7810 a návěsu Annaburger HTS 20 B 79. Souprava byla tažena jiným traktorem po vodorovné vozovce. V tažném laně mezi oběma traktory byl vložen tenzometrický snímač Hottinger typ U2A.

Tenzometrický snímač síly byl připojen na frekvenční modul měřicí aparatury Spider 8 s přenosovou frekvencí 4,8 kHz. Sensitivita snímače je 2mV/V a excitace můstku činila 10V. Pro měření skutečné rychlosti byl použit radar RDS TGSS. Radar pracuje na frekvenci 24,125 GHz při vyzařovaném výkonu 0,5 W. Sklon radaru k horizontále činil 37°. Výstupní pulsní signál je 128,52 pulzů na 1 metr ujeté dráhy. Radar byl připojen na frekvenční modul měřicí soupravy Spideru 8. Měření proběhlo při ustálených rychlostech v rozmezí 5–30,6 km.h⁻¹. Zkoušky byly realizovány pro dva tlaky vzduchu v pneumatikách návěsu 210 kPa a 270 kPa. Pneumatiky traktoru byly nahuštěny na tlak uvedený v Tab. I.

Z naměřených hodnot na válcovém dynamometru byly dle uvedených vztahů vypočítány:

Součinitel pasivních ztrát přední nápravy

$$\psi_p = \frac{F_{pp}}{Y_p} [-], \quad (10)$$

kde:

ψ_p .. součinitel pasivních ztrát přední nápravy (-)

F_{pp} .. síla nutná k otáčení kol přední nápravy (N)

Y_p .. normálová reakce přední nápravy (N).



2: Měření pasivních ztrát traktorové soupravy při změně tlaku huštění návěsu
2: Passive losses measurement of a tractor set where tire inflation was changed

I: Charakteristika traktoru John Deere 8530 a soupravy John Deere 7810 s návěsem Annaburger
 I: Technical specification of John Deere 8530 tractor and description of tested traktor set John Deere 7810 with Annaburger semi-trailer

John Deere 8530

Parametr	Jednotka	Údaj
Typ		John Deere 8530 Autopower
Pneumatiky		
Zadní náprava		MICHELIN 710/70 R42 XM28
Přední náprava		TAURUS 480/70 R 30
Tlak v pneumatikách		
Zadní	(kPa)	50, 80, 160
Přední	(kPa)	160, 200, 250
Hmotnost		
Přední náprava	(kg)	8120
Celková	(kg)	14860
John Deere 7810 + návěs Annaburger		
Traktor		John Deere 7810 AutoQuad
Zadní náprava		Michelin 710/70 R38 XM28
Přední náprava		Alliance 600/65 R 28
Tlak huštění		
Zadní náprava	(kPa)	150
Přední náprava	(kPa)	160
Návěs		Annaburger HTS 20 B 79
Pneumatiky		
Tandemová náprava		Michelin 560/60 R 22,5 Cargo X BIB
Tlak huštění	(kPa)	210, 270
Hmotnost soupravy		
Souprava s naplněným návěsem	(kg)	29 840

Ztrátový výkon přední nápravy

$$P_z = F_{pp} \cdot v_p \quad [W], \quad (11)$$

kde:

P_z ... ztrátový výkon přední nápravy (W)

v_p ... pojezdová rychlost ($m \cdot s^{-1}$).

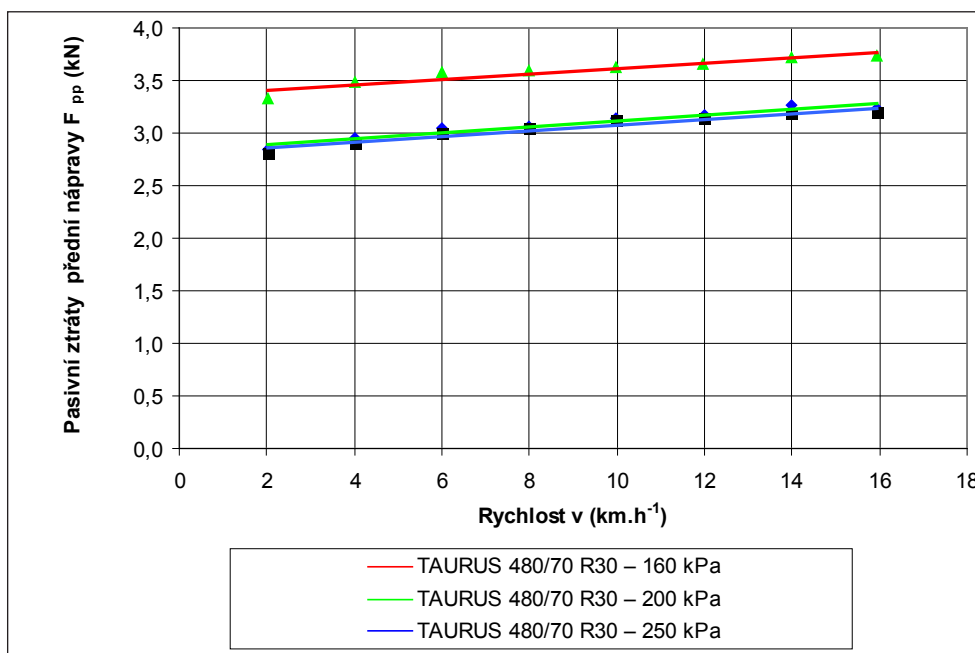
VÝSLEDKY A DISKUSE

Naměřené a vypočítané hodnoty byly zpracovány a vyhodnoceny pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel. Z výsledků byly sestaveny průběhy pasivního odporu, součinitele pasivních ztrát a ztrátového výkonu v závislosti na pojezdové rychlosti, viz obr. 3 až 7. Naměřené a vypočtené hodnoty byly vyneseny do grafů a pomocí regresní analýzy byly proloženy odpovídajícími funkcemi s ohledem na velikost koeficientu determinace (indexu determinace). Hodnoty indexu determinace se pro vypočtené závislosti pohybují od 0,84 do 0,99. Uvedené výsledky dokazují, že pomocí regresních funkcí je vysvětleno 84 až 99% variability závisle proměnné. U každé regresní funkce bylo také provedeno testování průkaznosti vypočtené funkce. Výsledky provedených F-testů jsou uvedeny v Tab. II. Z výsledků je patrné, že všechny regresní funkce jsou vysoce

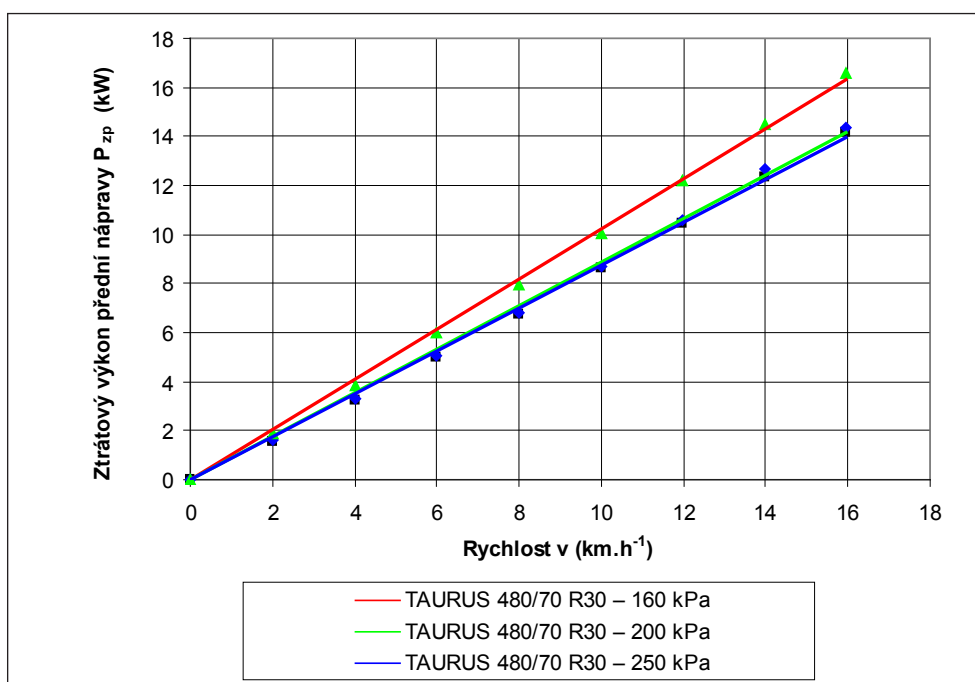
průkazné na hladině významnosti ve všech případech nižší než 0,01.

Do grafů na obr. 3 až 5 jsou vyneseny naměřené hodnoty z první skupiny měření na válcovém dynamometru. V grafech jsou uvedeny výsledky měření pasivních odporů přední nápravy traktoru JD 8530 s pneumatikami Taurus 480/70 R 30, které byly huštěny na tlak 160, 200 a 250 kPa. Z grafu na obr. 3 je zřejmé, že pro tlak 200 kPa a 250 kPa byl naměřen téměř stejný průběh pasivních odporů v závislosti na rychlosti. Při změně tlaku na 160 kPa došlo k nárůstu odporu v celém rozsahu měřených rychlostí o hodnotu 0,54 kN. Snížením tlaku huštění na uvedenou hodnotu došlo k podstatně větší deformaci pneumatiky při jejím odvalování, což vede k nárůstu vnitřního odporu valení. Uvedený rozdíl sil naměřený na obvodu kol přední nápravy je tedy způsoben zvýšením valivého odporu pneumatik. To se projevilo také ve ztrátovém výkonu a v součiniteli ztát přední nápravy (viz obr. 4 a 5). Při snížení tlaku na 160 kPa došlo ke zvýšení součinitele ztrát v průměru o 0,136.

Výsledky druhé skupiny měření pasivních odporů soupravy traktoru JD 7810 s návěsem Annaburger HTS 20 B 79 při změně tlaku huštění kol návěsu jsou uvedeny v grafech na obr. 6 a 7. Celková hmotnost návěsu byla 29,84 t. Při zkouškách byl na-



3: Pasivní ztráty přední nápravy traktoru John Deere 8530 Autopower v závislosti na rychlosti
 3: Passive losses of front axle of John Deere 8530 Autopower tractor depending on tractor speed

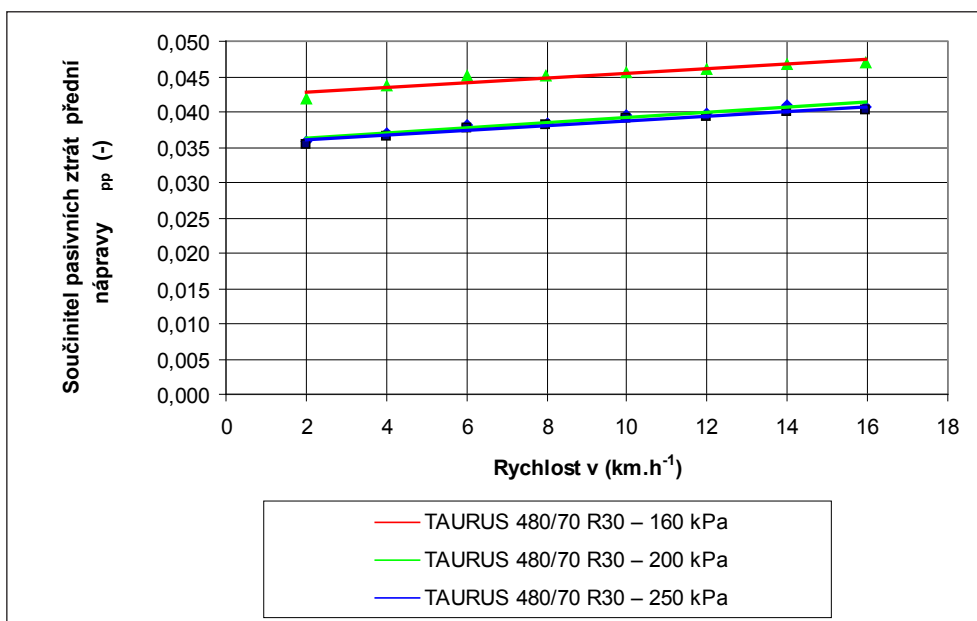


4: Ztrátový výkon přední nápravy traktoru John Deere 8530 Autopower v závislosti na rychlosti
 4: Passive loss power of front axle of John Deere 8530 Autopower tractor depending on tractor speed

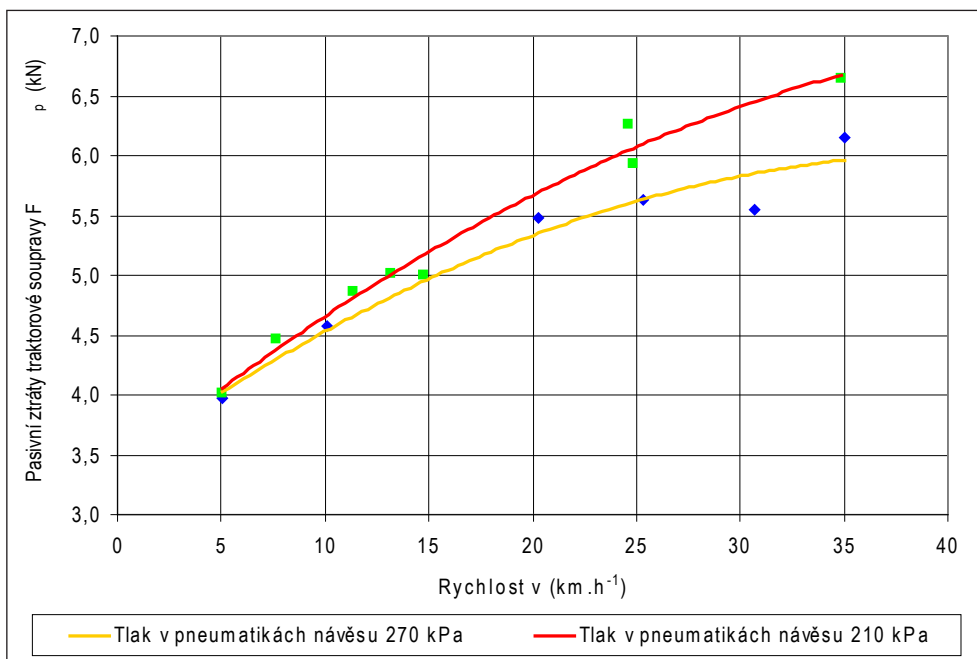
staven tlak huštění na 270 kPa a 210 kPa. Na obr. 6 jsou vyneseny průběhy pasivních odporů soupravy pro oba tlaky v závislosti na rychlosti. Naměřené hodnoty byly zpracovány pomocí regresní analýzy, jejíž výsledky jsou uvedeny v Tab. II. Obdobně jako v předchozím případě je rozdíl v pasivních odporech způsoben nárůstem valivého odporu kol návěsu při snížení tlaku huštění z 270 kPa na 210 kPa.

Obdobně se projevil pokles tlaku také v průběhu ztrátových výkonů (viz obr. 6).

Cílem měření bylo posoudit vliv tlaku huštění pneumatik na ztrátové odpory u samostatného traktoru John Deere 8530 a traktorové soupravy John Deere 7810 s návěsem Annaburger HTS 20 B 79. Za tímto účelem bylo provedeno měření pasivních odporů ve válcové zkušebně MZLU Brno a také při praktickém nasazení na silnici. Na obr. 3 jsou vy-



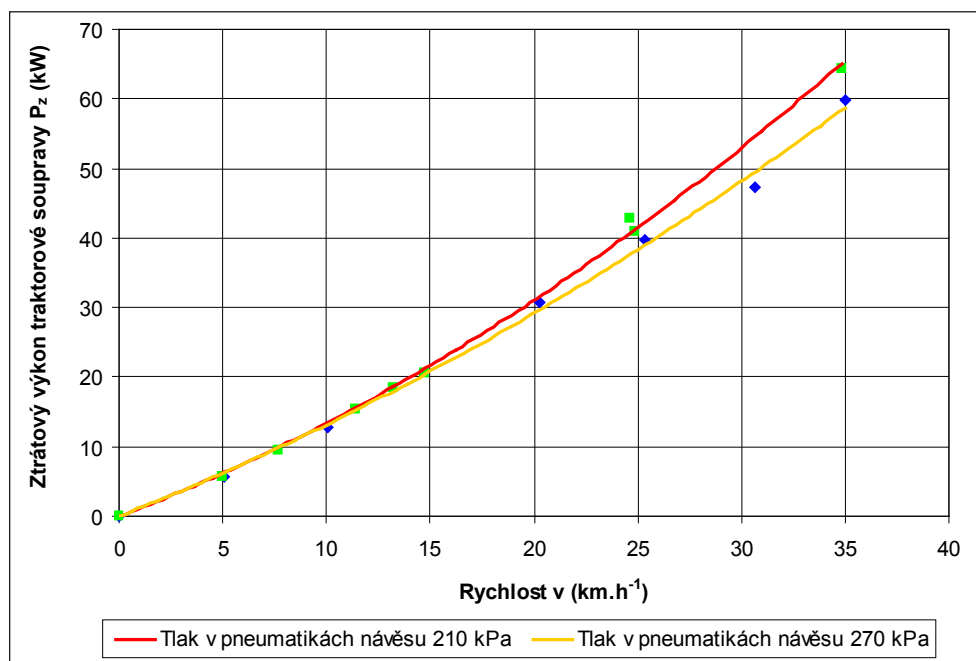
5: Součinitel pasivních ztrát přední nápravy John Deere 8530 Autopower v závislosti na rychlosti
 5: Rolling coefficient of front axle of John Deere 8530 Autopower tractor depending on tractor speed



6: Pasivní ztráty při vlečení traktorové soupravy John Deere 7810 a návěsu Annaburger v závislosti na rychlosti
 6: Passive losses of John Deere 7810 tractor Autopower and semi trailer Annaburger when pulling depending on tractor speed

neseny naměřené hodnoty pasivních ztrát přední nápravy při třech různých tlacích huštění a proloženy lineární regresní funkcí. Z obr. 3 je vidět, že při tlaku 200 a 250 kPa (max. hodnota tlaku doporučená výrobcem) se velikost pasivních ztrát mění jen velmi nepatrně, což je zřejmé také z parametrů obou funkcí. Pokud se sníží tlak huštění na 160 kPa, narostou hysterézní ztráty pneumatiky, ale síla nutná k protáčení převodů se nezmění. Potom můžeme označit rozdíl mezi průběhy s tlakem 250 kPa

a 160 kPa jako ztráty vnitřního odporu valení pneumatik Taurus 480/70 R30 způsobené poklesem tlaku. Z regresních funkcí při tlaku 250 kPa a 160 kPa byl vypočten rozdíl při stejných rychlostech. Z rozboru vyplývá, že rozdíl průměrného vnitřního odporu valení pro přední nápravu dosahuje 0,54 kN a jeho velikost se v rozsahu rychlostí 2 až 16 km.h⁻¹ mění jen velmi málo, což potvrzuje také variační koeficient 1,20 % a směrnice regresních funkcí.



7: Ztrátový výkon spotřebovaný na pohyb soupravy John Deere 7810 a návěsu Annaburger
 7: Passive loss power of tractor set consisted of John Deere 7810 tractor and Annaburger semi-trailer

II: Statistické vyhodnocení naměřených dat
 II: Statistical evaluation of measurement

Náprava	Pneumatika	Tlak huštění [kPa]	Regresní funkce	R ²	Testování funkce	
					F test	p-value
Traktor John Deere 8530						
Pasivní ztráty F _{pp}						
Přední	Taurus 480/70 R30	250	F _{pp} = 0,0271v + 2,8075	0,949	112,42	4,144E-05
Přední	Taurus 480/70 R30	200	F _{pp} = 0,0284v + 2,8344	0,951	116,61	3,723E-05
Přední	Taurus 480/70 R30	160	F _{pp} = 0,0258v + 3,3611	0,951	116,69	3,723E-05
Součinitel pasivních ztrát ψ _p						
Přední	Taurus 480/70 R30	250	ψ _p = 0,0003v + 0,0353	0,9493	112,42	4,144E-05
Přední	Taurus 480/70 R30	200	ψ _p = 0,0004v + 0,0356	0,9511	116,69	3,723E-05
Přední	Taurus 480/70 R30	160	ψ _p = 0,0003v + 0,0422	0,8423	32,06	0,0013041
Ztrátový výkon P _{zp}						
Přední	Taurus 480/70 R30	250	P _p = 0,8739v	0,998	2479,38	3,45E-10
Přední	Taurus 480/70 R30	200	P _p = 0,8863v	0,998	3504,32	1,03E-10
Přední	Taurus 480/70 R30	160	P _p = 1,0228v	0,999	25126,44	1,049E-13
Souprava John Deere 7810 a návěs Annaburger HTS 20 B 79						
Pasivní ztráty F _{zp} soupravy						
Tandemová	Michelin 560/60 R 22,5 Cargo X BIB	210	F _p = -0,0013v ² + 0,1415v + 3,3769	0,9833	147,48	3,58E-05
Tandemová	Michelin 560/60 R 22,5 Cargo X BIB	270	F _p = -0,0015v ² + 0,126v + 3,4238	0,9537	30,88	0,009967
Ztrátový výkon soupravy P _p						
Tandemová	Michelin 560/60 R 22,5 Cargo X BIB	210	F _p = 0,0213v ² + 1,1261v	0,9982	1819,23	4,46E-09
Tandemová	Michelin 560/60 R 22,5 Cargo X BIB	270	F _p = 0,0146v ² + 1,1682v	0,9971	2439,07	6,71E-07

Ze známé hmotnosti připadající na přední nápravu a velikosti pasivních ztrát byl vypočten součinitel pasivních ztrát přední nápravy, viz obr. 5. Pokud budeme postupovat stejně jako v předchozím úvaze, pak lze vypočítat přírůstek součinitele vnitřního odporu valení pneumatiky Taurus 480/70 R30 způsobený změnou tlaku huštění. Průměrný nárůst součinitele vnitřního odporu valení pneumatiky, při snížení tlaku huštění ze 250 na 160 kPa, dosáhl 0,0068.

Na obr. 4 jsou vyneseny regresní funkce ztrátových výkonů přední nápravy při tlacích huštění 160, 200 a 250 kPa. Z jejich průběhu vyplývá, že ztrátový výkon se zvyšuje s jezdovou rychlostí a tlakem huštění. Při tlaku huštění 160 a 250 kPa a jezdové rychlosti $16 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ vznikl rozdíl ve ztrátovém výkonu 2,19 kW.

Z výsledků měření traktoru John Deere 8530 Autopower vyplynulo, že síly nutné pro otáčení soukolí představují vyšší odporovou složku při rovnoměrném pohybu než samotné valení pneumatiky

na tvrdém povrchu. V rozsahu rychlostí $0\text{--}16 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ se pasivní odpory přední nápravy mění jen velmi nepatrně, což ukazuje velikost variačního koeficientu 3,51 %. Proto lze v tomto rozsahu považovat součinitel pasivních ztrát i valivé odpory za konstantní.

Vliv tlaku huštění pneumatik u návěsu na velikost ztrátových odporů ukazují obr. 6 a 7. Z regresní analýzy naměřených hodnot byly jako nejvhodnější vybrány polynomy druhého řádu viz Tab. II. Měřením bylo zjištěno, že souprava pohybující se rychlostí $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ s pneumatikami nahuštěnými na 270 kPa překonává celkový odpor $F = 5,87 \text{ kN}$. S pneumatikami nahuštěnými na tlak 210 kPa byl naměřen ve stejných podmínkách celkový odpor $F = 6,58 \text{ kN}$. Z uvedených hodnot vyplývá, že rozdíl v celkovém odporu soupravy je 0,71 kN, což představuje navýšení síly o 12,1 % oproti pneumatikám s tlakem huštění 270 kPa. Celkový výkon nutný pro pohyb soupravy tak při $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ dosáhl 57,06 kW při tlaku huštění 270 kPa a 64 kW při tlaku huštění 210 kPa.

SOUHRN

Cílem realizovaného měření bylo stanovit vztah mezi tlakem huštění pneumatiky a velikostí pasivních ztrát traktoru, resp. soupravy traktoru a návěsu. Laboratorní měření proběhlo výzkumem změny valivého odporu na válcovém dynamometru na vozidlové zkušebně MZLU v Brně. V druhé experimentální části výzkumu proběhlo měření na silničním povrchu během rovnoměrného pohybu. Data byla zpracována v tabulkovém editoru MS Excel a statisticky vyhodnocena. Výsledky jsou interpretovány v grafické podobě závislosti síly pasivních ztrát, resp. výkonu na rychlosti pohybu. Výsledky přední nápravy traktoru JD 8530 ukazují, že v rozmezí rychlostí $0\text{--}16 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ se odpor valením mění pouze nepatrně, což dokládá nízká hodnota variačního koeficientu (3,51%). V tomto rozsahu rychlostí lze odpor valení považovat za konstantní. Měření traktorové soupravy John Deere 7810 s návěsem Annaburger HTS 20 B 79 v reálných silničních podmínkách přineslo závěrem rozdíl v měrné spotřebě paliva $10 \text{ g} \cdot \text{km}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ ve prospěch vyššího tlaku huštění (270 kPa) při rychlosti $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

pasivní ztráty, valivý odpor, vnitřní odpor valení, traktor

SUMMARY

Purpose of this paper is determination of relation between the tire inflation pressure and the size of passive losses of a tractor or tractor's set. Measurements were realized on a chassis dynamometer installed at Vehicle's Laboratory in MUAF campus. The second part of testing was measured on flat road within uniform motion. Measured and calculated values were processed and evaluated using a spreadsheet editor Microsoft Excel. The results were built into graphs described relation of passive loss force and power, coefficient of resistance depended on vehicle speed. The results of front axle of the tractor JD 8530 shows that the speed range from $0\text{--}16 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ can effect passive resistances of the front axle only very slightly, reflecting the size variation coefficient 3.51%. Therefore, in this range factor passive losses and rolling resistance can be considered as constant. The practical measurement of passive losses of tractor's set consisted of John Deere 7810 and semi-trailer Annaburger HTS 20 B 79 was found the difference in fuel consumption of $10 \text{ g} \cdot \text{km}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ in favor of a higher inflation pressure 270 kPa at $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

Príspevek vznikl s podporou projektu COST 356 OC191 „Doprava v zemědělství a její dopad na životní prostředí“ uděleného MŠMT ČR a Výzkumného záměru č. MSM6215648905 „Biologické a technologické aspekty udržitelnosti řízených ekosystémů a jejich adaptace na změnu klimatu“ uděleného MŠMT ČR.

LITERATURA

- GREČENKO, A., 1994: Vlastnosti terénních vozidel. 1. vyd. Praha VŠZ, 118 s.
- GREČENKO, A., 1963: Kolové a pásové traktory. 1. vyd. Praha SZN, 402 s.
- DOČKAL, V., KOVANDA, J., HRUBEC, F., 1998: Pneumatiky. 1. vyd. Praha ČVUT, 71 s.
- MARCÍN, J., ZÍTEK, P., 1985: Pneumatiky. 1. vyd. Praha SNTL, 491 s.
- SYROVÝ, O., GERNDTOVÁ, I., 2005: Jak uspořít v dopravě? 1. vyd. Praha VUZT, 7 s.
- CALEK, M., SCHWANGHART, H., 1998: Effect of tyre pressure on propelling forces and rolling resistance forces. *Acta technologica agriculturae*, Slovaca Universita Agriculturae Nitra, 25, 40–44.
- KOMANDI, G., 1999: An evaluation of the concept of rolling resistance. *Journal of Terramechanics* 36, 159–166.

Adresa

Ing. Jiří Čupera, Ph.D, Ing. Tomáš Šmerda, Ph.D, Ústav techniky a automobilové dopravy, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, Zemědělská 1, 613 00 Brno, Česká republika, e-mail: xcupera@node.mendelu.cz, tomas.smerda@mendelu.cz

