

ENERGETICKÁ NÁROČNOST PROVOZOVÁNÍ FORWARDERU MALÉ TŘÍDY

LOWER-CLASS FORWARDER ENERGY CONSUMPTION

MARTIN PAJKOŠ - JINDŘICH NERUDA ✉

Mendelova univerzita v Brně, Lesnická a dřevařská fakulta, Zemědělská 3, 613 00 Brno, Czech Republic

✉ e-mail: neruda@mendelu.cz

ABSTRACT

The paper focuses on measuring of the power consumption requirements of forest harvesting and logging machines. Results of measured technical (mainly energy requirements of driving and working mechanisms), ergonomic and technological parameters are published. There was measured a prototype of lower-class forwarder with these parameters: weight 6 220 kg, engine power 55 kW and load capacity 5 000 kg, with a maximum length of hauled logs up to 5 m. Parameters measured in this machine included hydraulic oil pressure, flow and temperature in order to ascertain energy demands of working operations. The measurement revealed that the maximum energy demand of hydraulic crane work at using multiple functions was about 13 kW (+ losses). Conversely, driving operations took advantage of wattage higher than given by the engine and the calculated value ranged from 65 kW to 70 kW. The measurement results may serve as one of the input information in multiple-criteria analysis for the optimization of deployment of logging and hauling machines.

Klíčová slova: lesní těžba, forwarder, funkční a technologické parametry, energetická spotřeba, spotřeba paliva

Key words: forest logging, forwarder, functional and technological parameters, energy consumption, fuel consumption

ÚVOD

Cílem práce bylo fyzické změření energetické náročnosti provozování těžebně dopravních strojů. Lze předpokládat, že při měření spotřeby energie v modelovaných podmínkách je možné popsat a kvantifikovat kritéria, ovlivňující nasazení mechanizovaných technologií v lesnictví tak, aby bylo následně možné stanovit pořadí vhodnosti jejich nasazení v jednotlivých lokalitách a vyslovit konkrétní doporučení. Naměřené hodnoty mohou následně sloužit k provedení optimalizačních kalkulací za účelem kvantifikace vlivu jednotlivých vlivných faktorů, a následně k úpravě praxí používaných technologických postupů z hlediska nárůstu produktivity strojní práce v oblasti plně mechanizovaných lesnických technologií. Dle Zprávy o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky v roce 2014 (Zpráva 2015) lze konstatovat, že zhruba třetina (31 % za rok 2013 a 29 % v roce 2014) ročního objemu domácí těžby je uskutečněna prostřednictvím sortimentní těžební metody, kterou je možno s výhodami provádět pomocí harvesterových technologií. Jejich masovému nasazování ale musí předcházet kritické zhodnocení vhodnosti tohoto počínání. K rozhodovacímu procesu a rozvoji systému optimalizace by měly přispívat i výstupy, které jsou uveřejněny v tomto článku. Ve světě se základními principy pro hodnocení technologií a jejich optimalizací podrobně zabývali například HASENAUER (1994) či DYKSTRA a HEINRICH (1997). Od počátku nového tisíciletí lze s masivním nástupem mechanizované technologie sledovat zvýšení počtu pokusů o studie komplexní opti-

malizace, i když u většiny autorů jsou jejich práce výhradně soustředěny na ekonomické hodnocení. Patří mezi ně YOSHIOKA et al. (2002), jenž se zabýval ekonomikou a energetikou při vyklížení potěžebních zbytků po mechanizovaných těžbách. Podobný přístup uplatnil ALVAREZ (2000), který na základě matematických modelů nasazení těžebně dopravních strojů, pracujících se závislostí výkonnosti na různých přírodně-výrobních podmínkách plánuje racionalizaci těžeb tak, aby dosáhl co největšího zisku. Ke své práci se později vrací ještě jednou (ALVAREZ 2004) a opět kalkuluje ekonomiku provozu těžebních strojů, tentokrát s ohledem na optimální obhospodařování lesů. Ve všech případech je jedním ze vstupních údajů těchto kalkulací energetická náročnost ovlivňující rychlost práce, a tedy výkonnost sledovaných strojů a také jejich spotřebu pohonných hmot a maziv (PHM). Ve Finsku se touto problematikou zabývali RYNNÄNEN a RÖNKKÖ (2001), kteří neřešili jenom samotné náklady na tyto lesní technologie, ale spojovali je i s jejich produktivitou, opět ovlivněnou energetickým příkonem strojů. U nás se optimalizací zabýval v daném období DVOŘÁK (2004), který se však zaměřoval převážně na problematiku ekologické čistoty. Posléze se však výzkum soustředil i na energetickou stránku, kdy se začalo provádět určování energetických standardů (DVOŘÁK 2008) a analýza výkonnosti práce (např. DVOŘÁK et al. 2011, 2015). Potřeba sledování energetické náročnosti provozování těžebně dopravních strojů následně vyplývá ze snahy o technologické snížení spotřeby paliva (WEISE et al. 2012) či matematické potřeby podchycení tvorby emisí (KLVAČ, SKOUPÝ 2009).

MATERIÁL A METODIKA

Měření probíhala na prototypu forwarderu klasické konstrukce se zlomovacím rámem, osmi koly na dvou boogie nápravách, velkou kabinou s otočným pracovištěm operátora, umístěnou spolu s motorem a čerpadly na předním polorámu a nákladovým klanicovým prostorem, umožňujícím měnit rozložení klanic a částečně roztažovat délku rámu, a hydraulickým jeřábem na polorámu zadním. Stroj je charakterizován základními technickými parametry, uvedenými v tab. 1.

Motor pohání soustavu hydraulických čerpadel, obstarávajících přes proporcionálně řízené sekce rozvaděče pohon přímočarých hydro-motorů hydraulického jeřábu, zatáčení a periférií. Pohon podvozku je řešen čtyřmi hydromotory, umístěnými před dělicími koncovými převody boogie nápravy. Jde o konstrukčně jednoduché řešení, mezi jehož největší nevýhody patří dle zkušeností s tímto strojem zvětšování poloměru otáčení.

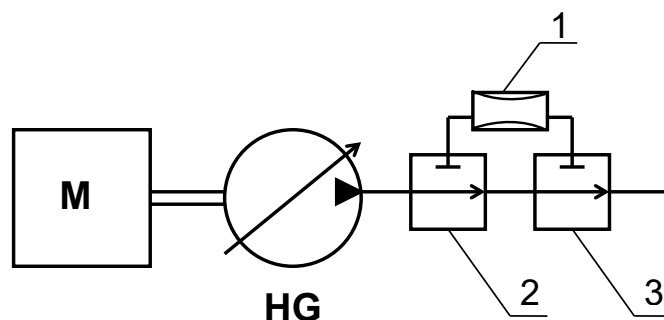
Pro potřeby sledování energetických toků prototypu forwarderu bylo zvoleno sledování veličin tlak, průtok a teplota hydraulické kapaliny v pracovním okruhu hydraulického systému, umožňující zjistit potřebné informace o jeho jednotlivých pracovních mechanismech.

Vzhledem k možnostem pracoviště a s ohledem na principy pohonu podvozku a pracovních mechanismů stroje byla zvolena souprava přístrojů Multi Handy 3010 a 3020 firmy Hydrotechnik, GmbH. Jedná se o tříkanálové datalogery se dvěma analogovými vstupy (použitými pro snímání tlaku a teploty) a jedním frekvenčním vstupem (pro měření průtoku). Hardware datalogeru umožňuje současně signály zpracovat a zobrazit jejich hodnoty on-line na displeji. V záznamovém (paměťovém) módu lze přístroj využít pro kontinuální snímání průběhu signálů, čehož bylo využito i při měřeních energetických toků prototypu.

Byly použity tyto senzory:

- Snímač tlaku 0 až 600 bar, HT-PD ISDS – analogový výstup měřicího signálu
- Snímač teploty Pt 100, -50 až +200 °C – analogový výstup měřicího signálu
- Průtokoměr – turbína ISDS, 9–300 l/min – frekvenční výstup měřicího signálu.

Dvojice měřících senzorů byla do soustavy forwarderu zabudována v podobě kompaktních měřících těles, tvořených tělem průtokoměru, opatřeného turbínou, poskytující primární měřicí signál snímáný snímačem průtoku hydraulické kapaliny. Schéma zapojení měřících těles ukazuje obr. 1. Na měřícím tělese jsou rovněž umístěna přípojovací místa pro snímač tlaku a snímač teploty. Pro zastavení měřicího tělesa do hydraulické soustavy jeřábu bylo vybráno umístění u otoče hydraulického jeřábu (na plotně umístěné na pístnicích otoče, symetricky k sekcím pracovního rozvaděče). Tento senzor byl schopen měřit průběh hodnot sledovaných veličin hydraulického oleje při činnostech ovládaných rozvaděčem, tj. veškeré pohyby jeřábu a zatáčení.



Obr. 1.

Schéma paralelního umístění měřících těles v hydraulickém systému prototypu (1 – kompaktní měřící těleso, 2 – kulový ventil umožňující zařazení měřicího tělesa do tlakové větve hydraulického systému, 3 – odbočka pro propojení měřicího okruhu s tlakovou větví, M – spalovací motor, HG – regulační hydrogenerátor) (Schéma: M. Pajkoš)

Fig. 1.

Scheme of the parallel positioning of the measuring elements in the hydraulic system of the prototype (1 – compact measuring body, 2 – ball valve enabling location of the measuring body into the pressure circuit of the hydraulic system, 3 – branch for connection of the measuring circuit with the pressure line, M – combustion engine, HG – regulating hydrogenerator) (Diagram: M. Pajkoš)

Tab. 1.

Technické parametry prototypu forwarderu

Tab. 1.

Forwarder prototype technical parameters

Parametr/Parameter	Hodnota/Value
Celková délka/Total length	6 950–7 750 mm v závislosti na uspořádání nákladového prostoru/depending on the cargo space configuration
Šířka/Width	1 860 mm
Pneumatiky/Tires	MITAS D FOREST 400/60 – 15,5
Pohotovostní hmotnost stroje/Curb weight	6 220 kg
Nosnost/Load capacity	ca 5000 kg (podle míry naložení/depending on the load)
Jeřáb – dosah a zdvihový moment/Crane – reach and lifting moment	Cranab FC45 T, 45,6 kNm, 6,1 m
Délka ložného prostoru/Cargo space length	3 677 mm
Motor/Engine	Cummins B3.3 55 kW/2600 ot/min, 283 Nm/1600 ot/min
Pojezdová rychlost s nákladem/Travel speed with load	5 km/h (režim želva/low-gear) 14 km/h (režim zajíc/hi-gear)
Pojezdová rychlost bez nákladu/Travel speed without load	5 km/h (režim želva/low-gear) 17 km/h (režim zajíc/hi-gear)

Druhé těleso bylo zastavěno v místě pod nákladovým prostorem, nad zadní nápravou, kryté ze všech stran; tento senzor zaznamenával průtok, tlak a teplotu oleje v pojezdovém ústrojí zadní nápravy; v ideálním případě zatížení a rozložení hmotnosti při jízdě, včetně dynamické složky, by tedy bylo možné u celého stroje počítat s dvojnásobnými energetickými nároky pojezdu (zadní + přední náprava).

Měřicí datalogger byl umístěn při měření poblíž stroje (v prvním případě a za předpokladu, že se stroj nepohyboval), v případě snímání údajů o pojezdu byl upevněn v prostoru krytém přepravní mříží, kabeláž zde byla vyvedena dutinami podvozkových krytů.

Hlavním cílem měření veličin tlak, průtok a teplota hydraulické kapaliny bylo zjištění jejich úrovní pro vybrané významné mechanismy pracovního a pojezdového ústrojí forwarderu. Jejich měření probíhalo takto:

1. Po připojení a nastavení měřicí soupravy Multi Handy 3010 (případně 3020) byl přepnut kulový ventil do polohy měření – hydraulická kapalina začala protékat měřicím tělesem.
2. Následně byly po předem dohodnutou a v přístroji nastavenou dobu vykonávány činnosti, u kterých byl zájem je měřit. Jednalo se o jednotlivé funkce (tj. např. manipulaci hlavním ramenem, ve-dlejším ramenem, teleskopem, otočí, rotátorem, drapákem apod.)

či komplexnější činnosti (nakládka, vykládka, pojezdy); současně probíhalo měření a záznam dat přístroji Multi Handy. Snímkovací frekvence záznamu byla nastavena na 10 Hz. Tím se získala souvislá informace o tlaku, průtoku a teplotě hydraulické kapaliny, relevantní jen pro příslušný mechanismus za dobu měření.

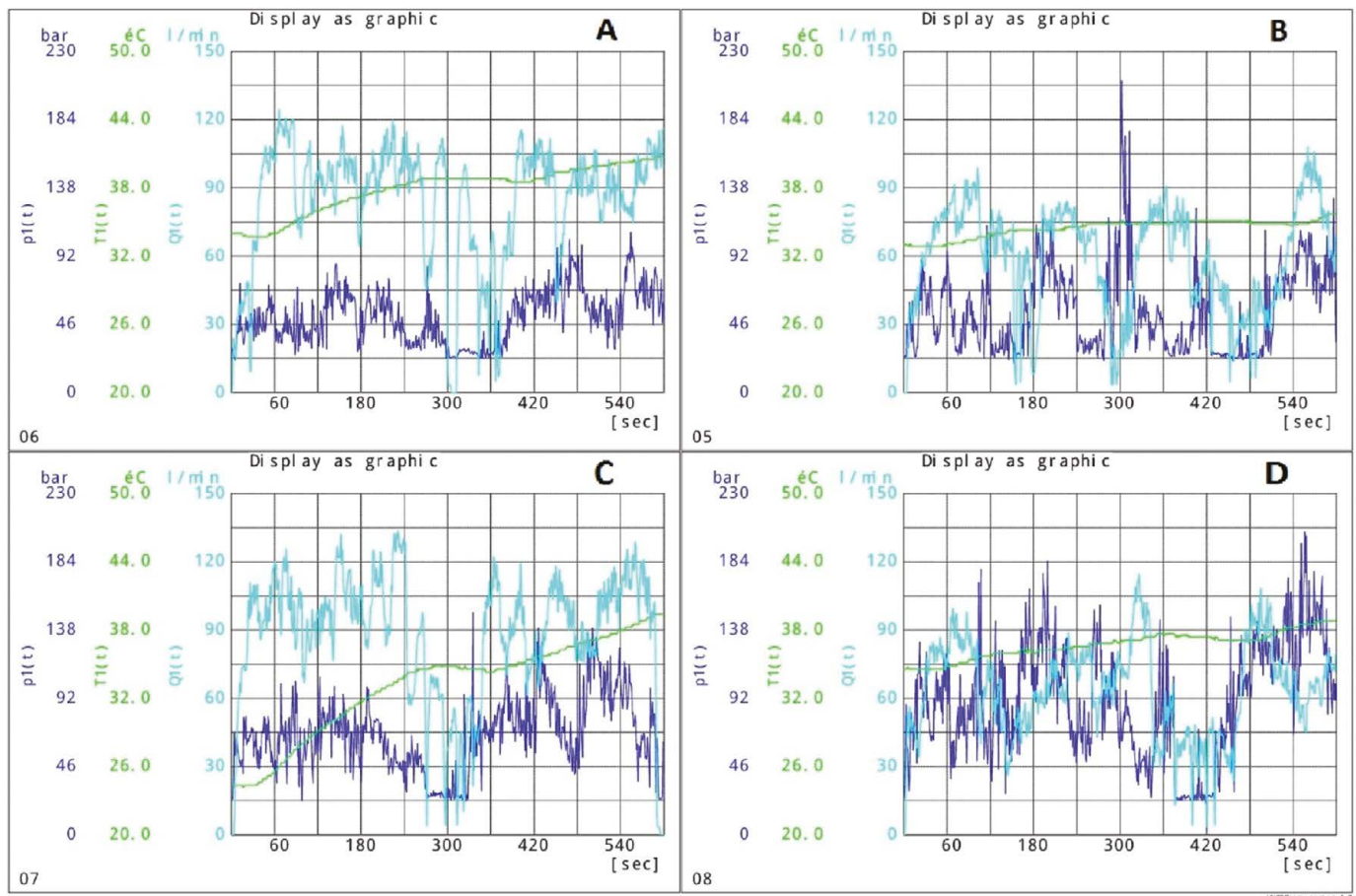
Ke zpracování naměřených dat bylo použito speciálního softwaru HYDRocom, dodávaného spolu s přístrojem.

VÝSLEDKY

V předložených tabulkách jsou shrnuty naměřené energetické náročnosti jednotlivých činností forwarderu.

Ukázka záznamu měření systémem HydroTechnik Multi Handy je obsahem obr. 2.

Z tab. 2 je možno zjistit orientační energetický odběr jednotlivých sledovaných činností prototypu. U šedě zvýrazněných záznamů nebyl stroj schopný břemeno zvednout, jedná se tedy o náročnost průtoku oleje přes pojistný tlakový ventil. Zajímavé je zjištění, že zdvih při vyložení 4,6 m má znatelně vyšší náročnost na energetický příkon než při 4,8 m. Zdvih při 4,6 m vyložení znamená zvedání hlavního ramene při plně narovnaném rameni vedlejším, se zasunutým teleskopem



Obr. 2.

Záznam průběhu tlaku p_1 , průtoku Q a teploty T hydraulické kapaliny v pohonech podvozku v průběhu pojezdů v terénu pro stroj na kolech (nahore) a vybavený kolopásky (dole), prázdný (vlevo) a plný (vpravo)

Fig. 2.

Record of measured values during off-road driving for the machine with wheels (top) and equipped with wheel tracks (bottom), empty (left) and full (right)

(6,1 m = dtto s vysunutým teleskopem); 4,8 m vyložení bylo dosaženo zlomením vedlejšího ramene a současným vysunutím teleskopu. Anomálie je tedy způsobena odlišným rozkladem sil a jiným směrovým působením přímočarých hydromotorů na jeřábu při takto odlišném postavení ramen vůči sobě, břemenu a sklonu povrchu. U hodnot měření jeřábu s břemenem vyloženým na vzdálenost 3,5 m tento pracoval se zlomeným vedlejším ramenem a zasunutým teleskopem.

Ze stejné tabulky lze dále vyčíst, že teplotní režim v hydraulickém systému je velmi vyrovnaný, bez snahy o přehřívání. Je otázkou, zda je pro systém sledovaná teplota okolo 30 °C optimální teplotou provozní. Běžně uváděný rozsah optima provozních teplot hydraulických olejů se liší dle výrobců a pohybuje se v rozmezí 45–60 °C.

Vzhledem ke krátkým časovým úsekům, ve kterých byly jednotlivé činnosti či dokonce pohyby měřeny, dochází k rozdílným výsledkům měření spotřeby PHM pomocí zabudovaných diferenčních registračních průtokoměrů DWF soupravy LT Measurements a jejího výpočtu jako násobku příkonu a koeficientu odečteného ze zátěžové charakteristiky motoru; při jejím fyzickém měření dochází k velkému kolísání hodnot. Lze však konstatovat, že z dlouhodobého pracovního hlediska

Tab. 2.
Energetická náročnost práce s hydraulickým jeřábem
Tab. 2.
Energy consumption of hydraulic crane operations

Činnost/Operation	Vyložení/ Crane reach	Hmotnost břemene/ Load weight	Tlak/Pressure	Průtok/Flow	Teplota/ Temperature	Příkon/Power
	[m]	[kg]	[bar]	[l/min]	[°C]	[kW]
Otoč/ Crane rotation	4,6	0	42	7,5	37,6	0,53
		180	57	7,5	36,9	0,71
		505	68	8	38,5	0,91
	6,1	0	47	8	36,7	0,63
		180	62	7	37,4	0,72
		505	62	7	37,4	0,72
Zvedání/Crane lifting	3,5	0	90	17	31,2	2,55
	4,2	0	89	17	30,9	2,52
	4,8	0	79	15	31,1	1,98
	6,1	0	95	14	31,0	2,22
	3,5	180	120	18	28,7	3,60
	4,2	180	135	16	29,2	3,60
	4,8	180	102	18	31,5	3,06
	6,1	180	155	13	36,1	3,36
	3,5	505	195	17,5	35,2	5,69
	4,2	505	206	30	35,5	10,30
	4,8	505	175	20	36,7	5,83
	6,1	505	206	30	38,1	10,30
Rotátor/ Rotator	-	0	78	5	34,0	0,65
	-	180	82	4,5	32,0	0,62
	-	505	72	4,2	39,0	0,50
Drápák/ Grapple	-	-	127	46	34,0	9,74

je i spotřeba PHM vyrovnaná a odpovídá kalkulované energetické náročnosti provozování stroje.

Dlouhodobějším měřením, při kterém stál stroj na místě, byla nakládka a vykládka.

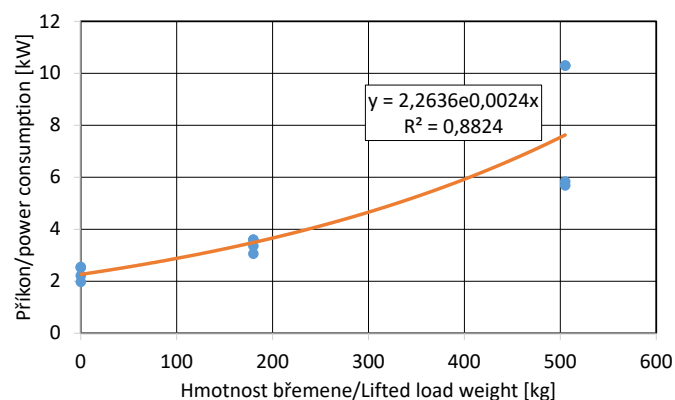
Situaci popisují data v tab. 3, kde lze vyčíst tyto trendy:

- Vykládka je energeticky náročnější než nakládka, přestože při nakládce je břemeno zvedáno ze země do nákladového prostoru, tedy by měla být vykonána větší práce; tento jev může být vysvětlen tím, že při vykládce operátor zpřesňuje umístění břemene na dlouhém rameni, kde dochází k nárůstu tlaku, tedy příkonu a následně práce; při nakládce břemeno na dlouhém rameni pouze uchopí a přitáhne, pracuje tedy po kratší dobu a průměr měřených tlaků je potom analogicky nižší.
- Průměrný příkon roste s hmotností břemene (viz obr. 3) a pro činnost nakládka/vykládka, pro břemena o průměrné hmotnosti 90–350 kg a práci jeřábu na vzdálenost průměrně 3,7 m se pohybuje okolo 13 kW. Hodnota příkonu je počítána jako součin průtoku a tlaku hydraulického oleje, navýšený o předpokládané ztráty čerpadla, přenosové soustavy a hydromotorů.
- Doba nakládky je závislá více na hmotnosti či objemu břemene/nákladu než na počtu kusů.
- Jak je očekávatelné, manipulace těžším břemenem se projeví nárůstem tlaku a poklesem průtoku hydraulického oleje, energetická náročnost zde zůstává poměrně vyrovnaná.
- Při práci s hydraulickým jeřábem v žádném případě nedocházelo k absenci příkonu.

Delší měřený úsek umožnil porovnání kalkulovaných spotřeb paliva s těmi měřenými; průměrná spotřeba naměřená průtokoměrem DWF soupravy LT Measurements se pro cykly nakládky a vykládky pohybuje v rozmezí 9,6–10,4 l/MTH.

Výsledky měření pojezdů stroje jsou zobrazeny v tab. 4 a 5. Průběžné výsledky, dosažené v průběhu řešení, lze shrnout následovně:

- Měřicí zařízení je zastavěné v jedné větvi (zadní) hydraulického pohonného systému, celková energetická náročnost provozu by se pak v případě ideálního rozložení hmotnosti pohybovala okolo dvojnásobku naměřených hodnot.
- Z důvodu nerovnoměrného rozložení hmotnosti lze předpokládat větší zatížení zadní (měřené) nápravy.



Obr. 3.

Graf závislosti příkonu hydraulického jeřábu na hmotnosti zvedaného břemene

Fig. 3.

Hydraulic crane power consumption dependence on lifted load weight

- Z hlediska náročnosti provozu stroje ve sklonu by bylo možné uvažovat o součtu naměřených hodnot pro dvě varianty, kdy po stejném úseku jel stroj dopředu a pozpátku; jedna hodnota zde získaná platí pro nápravu horní, druhá pro spodní (vzhledem k orientaci stroje ve svahu), i když v obou případech je měřidlo umístěno na zadní nápravě stroje. Spodní náprava je ve svahu zatěžována více, má vyšší trakci a tedy i příkon a naopak, součtem popsáním výše je možné orientačně stanovit hodnotu příkonu, potřebnou pro pohon celého stroje.
- V případě takové kalkulace se náročnost pohybuje okolo 40 kW; pohonná jednotka se tedy jeví jako dostatečná pro rychlosti, ve kterých se stroj pohyboval. Navýšení výkonu by se teoreticky projevilo nárůstem rychlosti stroje, a tedy jeho vyšší produktivitou. Tyto domněnky budou předmětem dalšího výzkumu.
- Potvrzuje se předpoklad, že u forwarderu tvoří většinu energetických nároků a podílů na spotřebě PHM podíl pracovního cyklu, představující pojezd plného i prázdného stroje.
- Pojezdy vpřed, především do kopce, znamenají zvýšení měřených hodnot z důvodu vyššího poměrového zatížení zadní, měřené nápravy, tedy zvýšení její trakce a výkonu přes ni přenášeného.
- Z hlediska vyhodnocení naměřených dat lze sledovat tyto trendy:
 - Na náročnost pojezdu mají vliv sklon terénu, náklad, jízdní režim a kvalita povrchu, případně použití kolopásů.
 - Pohonná jednotka o výkonu 55 kW je dostatečným zdrojem výkonu pro tento prototyp při konstrukční rychlosti 18 km/h v režimu zajíc, který má sloužit ke zrychleným přesunům prázdného stroje, a 3,5–5 km/h v režimu želva, který je určen pro transport nákladu a jízdu v terénu.
 - Předběžným statistickým výpočtem byla prokázána vysoká závislost energetického příkonu pojezdů na sklonu terénu – korelační koeficient 0,737.
 - Rovněž bylo zjištěno, že velký vliv na nárůst příkonu má použití kolopásů. Tuto zjištěnou závislost lze popsat modelem ve tvaru:

$$P [kW] = 9,498 + (9,201 \times \text{použití kolopásů}); R^2 = 0,9732$$

kde použití kolopásů = 1, nepoužití = 0

- Použití kolopásů při jízdě v terénu, u naloženého i prázdného stroje, zvyšuje potřebný příkon o cca 10 kW.
- Kolopásky byly montovány na zadní nápravě přes kola 400/60 × 15,5. Měřené pojezdy byly prováděny v jehličnatém lesním porostu, na okruhu o délce cca 500 m. Povrchem zde byla lesní linka, poškozená předchozím soustředěním pomocí UKT, se stojící vodou v kolejičkách a hloubkou stopy takovou, že mezikolejí místy dosahovalo ke spodnímu ochrannému pancíři prototypu. Tak byly simulovány reálné podmínky, ve kterých jsou kolopásky používány, přestože při srovnávacím pojezdu bez kolopásů neměl stroj problém s prostupností.
- Zjištění vyšších výkonových nároků koliduje s tvrzením výrobce kolopásů, který uvádí, že jejich použitím klesá spotřeba paliva proto, že se kola neboří tak hluboko do půdy.

Teoretický souhrnný výpočet valivého odporu kola je proveden podle vzorce:

$$R_v = f_v \cdot G_k [N]$$

Výsledek neodpovídá naměřeným hodnotám. Při výpočtu pomocí součinitelů valivého odporu f_v dle tab. 6 dochází při použití pásů i nízkotlakých pneu na rostlém povrchu ke snížení odporu kola. Toto snížení dle výpočtu dosahuje 20 % pro nízkotlaké pneu a 40 % pro pásy. Při postupu popsaném v tomto článku byla měření prováděna pro variantu nízkotlakých pneu a pásů; zde vypočítané snížení odporu činí 25 % ve prospěch pásů. Mělo by tedy docházet ke snížení výkonových nároků a spotřeby. Naměřen však byl opak. Problematika je dále rozvedena v diskusi.

V hodnocení chování prototypu v průběhu pojezdů po dílčích úsecích není zmiňováno měření teplotních režimů. Nenastal případ, kdy by byl zaznamenán nestandardní průběh teplot. Při výše specifikovaných podmínkách se nestalo, že by stroj pracoval na hraničních hodnotách, a proto není navrhován žádný zásah do mechanismů ovlivňujících provozní teploty, kromě diskuse o ideálně vyšší provozní teplotě hydraulických systémů, zmiňované výše v textu.

Tab. 3.

Shrnutí energetických parametrů nakládky a vykládky

Tab. 3.

Summary of energy parameters of loading and unloading (SM – spruce, BK – beech)

Činnost/ Operation	Dřevina/ Tree species	Hmotnost nákladu/ Load weight	Počet kusů/ Number of pieces	Ø hmotnost kusu/piece weight	Tlak/Pressure	Průtok/Flow	Příkon/Power	Spotřeba/Fuel consumption	Doba trvání/ Time	Ø na kus/ Time per piece	Práce na celý náklad/Work per operation	Práce na kus/ Work per piece	Spotřeba na operaci/Fuel per operation	Spotřeba na kus/Fuel per piece
	-	[kg]	[ks]	[kg]	[bar]	[l/min]	[kW]	[l/min]	[s]	[s]	[kJ]	[kJ]	[l]	[l]
Nakl./ loading	SM	2000	23	87,0	158	43	11,3	3,3	335	14,6	3793,3	164,9	0,30	0,01
	BK	4700	14	335,7	175	48	14,0	4,0	395	28,2	5530,0	395,0	0,44	0,03
Vykl./ unloading	SM	2000	23	87,0	189	39	12,3	3,5	280	12,2	3439,8	149,6	0,27	0,01
	BK	4700	14	335,7	196	46	15,0	4,3	385	27,5	5785,3	413,2	0,46	0,03

Tab. 4.

Výkonové nároky pojezdů po zpevněném povrchu

Tab. 4.

On-road driving power demands

Povrch ³	Režim ⁴	Směr pojezdu ⁵	Sklon ⁶ [°]	Náklad ⁷ [kg]	Tlak ⁸ [bar]	Průtok ⁹ [l/ min]	Příkon ¹⁰ [kW]	Spotřeba ¹¹ [l/h]	
Asfalt/Asphalt	Želva ¹	vzad ¹²	1	0	35	135	7,88	13,60	
		vpřed ¹³	-1	0	33	128	7,04	12,16	
		vpřed	1	0	34	162	9,18	15,85	
		vzad	-1	0	27	137	6,17	10,65	
	Zajíc ²	vzad	1	0	54	158	14,22	24,56	
		vpřed	-1	0	73	149	18,13	31,30	
		vpřed	1	0	28	141	6,58	11,36	
		vzad	-1	0	62	163	16,84	29,09	
	Želva	vzad	1	2000	31	136	7,03	12,13	
		vpřed	-1	2000	47	170	13,32	23,00	
		vpřed	1	2000	51	164	13,94	24,07	
		vzad	-1	2000	32	141	7,52	12,99	
	Zajíc	vzad	1	2000	27	122	5,49	9,48	
		vpřed	-1	2000	53	152	13,43	23,19	
		vpřed	1	2000	76	153	19,38	33,47	
		vzad	-1	2000	28	129	6,02	10,40	
	Želva	vzad	1	4700	28	131	6,11	10,56	
		vpřed	-1	4700	38	157	9,94	17,17	
		vpřed	1	4700	49	164	13,39	23,13	
		vzad	-1	4700	29	136	6,57	11,35	
	Zajíc	vzad	1	4700	31	115	5,94	10,26	
		vpřed	-1	4700	55	152	13,93	24,06	
		vpřed	1	4700	82	140	19,13	33,04	
		vzad	-1	4700	32	112	5,97	10,31	
	Želva	vpřed	7	0	68	152	17,23	29,75	
		vpřed	-7	0	28	82	3,83	6,61	
	Zajíc	vpřed	7	0	109	129	23,44	40,47	
		vpřed	-7	0	25	76	3,17	5,47	
	Želva	vpřed	7	2500	75	156	19,50	33,67	
		vpřed	-7	2500	26	82	3,55	6,14	
	Zajíc	vpřed	7	2500	83	141	19,51	33,68	
		vpřed	-7	2500	27	84	3,78	6,53	
	Želva	vpřed	7	4700	76	137	17,35	29,97	
		vpřed	-7	4700	32	91	4,85	8,38	
	Zajíc	vpřed	7	4700	162	64	17,28	29,84	
		vpřed	-7	4700	27	83	3,74	6,45	
	Makadam/ Macadam	Zajíc	vpřed	-6,5	4700	28	123	5,74	9,91
				4		97	102	16,49	28,48
				-4		35	112	6,53	11,28
				6,5		87	109	15,81	27,29

Captions: ¹Low-gear; ²Hi-gear; ³Surface; ⁴Driving mode; ⁵Driving direction; ⁶Slope; ⁷Load; ⁸Pressure; ¹⁰Power; ¹¹Fuel consumption; ¹²backward; ¹³forward

DISKUSE

V průběhu roku 2015 byly měřeny energetické toky při práci těžebně dopravních strojů. Budoucím cílem je naměřená data porovnat s hodnotami vypočtenými dle soustav rovnic, používanými pro dimenzování pohonných jednotek strojů. Tím bude ověřena nebo vyvrácena hypotéza, že pro teoretické modelování v oblasti nasazování těžebně dopravních strojů lze použít pro zjišťování energetické náročnosti práce v různých výrobních podmínkách hodnoty počítané. Za tímto účelem bylo v České republice a ve světě popsáno několik metod racionalizace výběru, nasazování a posuzování práce víceoperačních strojů v lesním hospodářství. V posledních dvaceti letech byla při pokusech v racionalizaci výběru vhodného stroje ve světě nejvíce využívána metoda LCA. Nevýhodou této metodiky je však právě to, že potřebuje velké množství dat o daném stroji a jeho pracovní činnosti v terénu, aby

bylo možno rozhodnout o jeho dopadu na životní prostředí a o jeho optimálním využití (BERG, LINDHOLM 2005). S nutností stanovit hodnoty spotřeby energie souhlasí i práce DANILOVIČ et al. 2014. Rovněž NORDFJELL et al. (2003) vidí jako jednu z cest, které mohou vést ke snižování spotřeby paliva na jednotku výkonu, měření příkonu lesních strojů. Cílem článku nebylo podchytit energetickou spotřebu těžebně dopravních strojů při práci, ale spíše osvětlit možnost měření v praxi a umožnit další práci s takto získanými daty. Autorem získaná data, zachycující práci jeřábu, se shodují s doporučeními jeho výrobce (Cranab), který uvádí přepočtený doporučený příkon v rozmezí 12,6–25 kW. Podstatným zjištěním, jehož výsledky zde byly publikovány, je zvýšení výkonových nároků pojezdů v terénu při použití kolopásů. Teoretický výpočet této potřeby přes valivý odpor ukazuje na možné snížení příkonu. Montáž a používání dražších nízkotlakých pneumatik a kolopásů, díky nižším vytvářeným měrným tlakům šetrnějším

Tab 5.

Výkonové nároky pojezdů v terénu
Terrain driving power demands

Povrch/Surface	Režim/ Driving mode	Směr pojezdu/ Driving direction	Sklon/ Slope [°]	Náklad/ Load [kg]	Tlak/ Pressure [bar]	Průtok/ Flow [l/min]	Příkon/ Power [kW]	Spotřeba/ Fuel c. [l/h]		
Štěpky/Chips		vpřed ²	30	2000	256	45	19,20	5,53		
		vzad ³	30	2000	70	52	6,07	1,75		
		vpřed	30	2000	237	53	20,94	6,03		
		vzad	30	2000	64	46	4,91	1,41		
Terén/Terrain	Želva ¹	vpřed	20	0	87	92	13,34	3,84		
		vzad	-20	0	58	56	5,41	1,56		
		vzad	20	0	27	74	3,33	0,96		
		vpřed	-20	0	24	59	2,36	0,68		
		vpřed	20	2500	143	87	20,74	5,97		
		vzad	-20	2500	86	58	8,31	2,39		
		vzad	20	2500	26	74	3,21	0,92		
		vpřed	-20	2500	28	42	1,96	0,56		
		vpřed	20	4700	237	72	28,44	8,19		
		vzad	-20	4700	113	42	7,91	2,28		
		vzad	20	4700	28	53	2,47	0,71		
		vpřed	-20	4700	31	47	2,43	0,70		
		Terén kolopásky/With wheel tracks	Želva	vpřed	0	0	127	87	18,42	5,30
		0			4700	134	85	18,98	5,46	
		0			0	62	102	10,54	3,03	
		Terén bez pásů/ Without wheel tracks			0	4700	59	86	8,46	2,43

Captions: ¹Low-gear; ²forward; ³backward

Tab 6.

Součinitel valivého odporu f_v
Coefficient of rolling resistance f_v

Povrch/Surface	Normální pneu/ Normal tyres	Nízkotlaké pneu/ Low-pressure tyres	Pásky/Tracks
Asfalt/Asphalt	0,015–0,02	0,018–0,022	0,03–0,05
Štěrk/Gravel	0,03–0,045	0,04–0,05	0,07–0,09
Zemní cesta/Skidding road	0,09–0,15	0,08–0,12	0,10–0,12
Rostlý terén/Unpaved surface	0,25–0,30	0,20–0,22	0,15–0,18

k povrchu než klasické pneumatiky, by pak z ekonomického hlediska bylo obhajitelné snížením spotřeby. Tato situace podle výpočtu nastává především při jízdě po nezpevněném povrchu, ale i po lesních linkách. Opačnou stránkou jsou přejezdy techniky po komunikacích, kde zvýšením valivého odporu teoreticky dojde ke zvýšení spotřeby. Stroj zde urazí mnohem větší vzdálenost, ovšem za mnohem kratší dobu. Pokud bychom modelovali nasazení vyvážecího traktoru takové, že stroj bude pracovat 12 hodin čistého času denně, poměr práce a přejezdů 10/1, tj. pětihodinový přejezd po 50 hodinách práce a jmenovitě spotřebě stroje 101 PHM/h, tak dojde ke snížení spotřeby ze 120 l/den na 65,4 l/den, což je celých 56,3%. Při dvaceti pracovních dnech by úspora paliva činila 1092l, při ceně 25 Kč/l se dostáváme na částku 27 300 Kč. Nákup kolopásů (počítáno 200 000 Kč/pár – cena páru v tomto rozměru od nejběžnějšího výrobce Olofsfors) by tak byl zaplacen za 15 měsíců jen v palivu. Velmi zkrácený výpočet pro tuto kalkulaci byl prováděn podle vzorce pro zjištění výkonu potřebného pro překonávání statických odporů kola stroje P_{ts} :

$$P_{ts} = R_v \cdot v \quad [W];$$

$$R_v = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p}{\epsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}} \quad [N],$$

kde R_v [N] je celkový valivý odpor pneumatiky; R_t [N] deformace podloží; R_p [N] deformace ztrátové vnitřní, tedy deformace pneumatiky; C_1 [-] konstanta, doporučeno 0,35 – 0,5; C_2 [-] konstanta, doporučeno 0,065; G_k [N] únosnost kola; p [Pa] huštění pneumatiky; D [m] průměr kola; ϵ [N.m⁻³] součinitel vlivu objemového přetvoření podloží.

Provozní praxe i publikovaná měření ovšem dokazují opak, a to fakt, že použití nízkotlakých pneumatik a kolopásů výkonové nároky a spotřebu zvyšují. Kladem jejich použití je snížení měrných tlaků ve stopě, vyšší terénní dostupnost stroje a v případě kolopásů také nižší opotřebení pneumatik pod nimi. Nelze však jednoznačně říci, že použití těchto prostředků je nevýhodné. Jejich prvním kladem je nižší poškozování prostředí a do budoucna jejich stále častější preferování majiteli lesních pozemků. Z provozního hlediska je možné takto vybavený stroj provozovat i v méně vhodných podmínkách, oproti stroji na klasických pneumatikách; otázka se tedy mění z „jaké provozní náklady“ na „zda vůbec“. Zde mají tyto prostředky nezanedbatelnou pozici, a proto jsou v praxi rozšířené, i když na základě teoretického modelování vypadá výhodnější počkat se zpracováním problémové lokality na vhodnější dobu. Všechny dílčí naměřené údaje je podobným postupem možné porovnat s teoretickými údaji dle výpočtu, a mohou tak být dále použity pro modelování v oblasti nasazení těžebně dopravních strojů.

ZÁVĚR

V průběhu roku 2015 bylo v prostorách Školního lesního podniku (ŠLP) Křtiny prováděno měření energetické náročnosti provozu vyvážecího traktoru malé třídy. Bylo zjištěno, že stroj této velikosti (výkon motoru 55 kW, hmotnost 6 220 kg, nosnost 5 000 kg) potřebuje pro práci jednotlivých funkcí hydraulického jeřábu příkon do 10,3 kW, vyšší příkon není jeřáb schopen využít. Kombinací práce více funkcí zároveň při běžné práci jeřábu, tedy nakládece a vykládce, dojde k nárůstu energetické potřeby na cca 15 kW. Uvažovaný potřebný výkon motoru je u všech zde uvedených hodnot nutno navýšit o ztráty v hydraulické přenosové soustavě z důvodu techniky měření a umístění čidel, popsáné v metodice. Výkon motoru se ukázal limitujícím faktorem až při pojezdech stroje; zde se kalkulovaný využitelný výkon motoru pohyboval okolo 65–70 kW. Teoretický nedostatek výkonu pak snižuje především pojezdovou rychlost, která v první řadě ovlivňuje produktivitu stroje. Při dalším hodnocení budou naměřené hodnoty porovnávány s údaji naměřenými na jiných strojích, přičemž bude

větším množstvím nezávislých dat možné stanovit regresní modely, popisující závislosti energetické náročnosti provozu forwarderů a jejich hydraulického příslušenství na sledovaných faktorech.

Hledání technického optima mezi výkonem, spotřebou, provozními náklady a produktivitou těžebně dopravních strojů tak otvírá široké možnosti dalšího výzkumu.

Poděkování:

V textu jsou publikovány výsledky, které vznikly za přispění finančních prostředků výzkumného projektu číslo LDF VP 2015008 Interní grantové agentury LDF Mendelovy univerzity v Brně a výzkumného projektu číslo TA04020087, řešeného v rámci programu TAČR Alfa Technologické agentury ČR. Autoři děkují oběma agenturám za podporu řešení projektů.

LITERATURA

- ALVAREZ L.H.R. 2000. On the option interpretation of rational harvesting planning. *Journal of Mathematical Biology*, 40 (5): 383–405. DOI: 10.1007/s002859900020
- ALVAREZ L.H.R. 2004. Stochastic forest stand value and optimal timber harvesting. *SIAM Journal on Control and Optimization*, 42 (6): 1972–1993. DOI: 10.1137/S0363012901393456
- BERG G.S., LINDHOLM E.-L. 2005. Energy use and environmental impacts of forest operations in Sweden. *Journal of Cleaner Production*, 13: 33–42. DOI: 10.1016/j.jclepro.2003.09.015
- DANILOVIĆ M., STOJNIC D., KARIĆ S., SUČEVIĆ M. 2014. Transport of technical roundwood by forwarder and tractor assembly from poplar plantations. *Nova mehanizacija šumarstva*, 35: 11–21.
- DVOŘÁK J. 2004. Harvestorové technologie a podmínky pro jejich nasazení v lesním hospodářství. In: *Harvestorové technologie v lesním hospodářství v rámci programu SAPARD. Krátkodobý seminář pro řídicí pracovníky*. Svoboda nad Úpou. Praha, ČZU: 25–37.
- DVOŘÁK J. 2008. Performance of the small tracked harvesters in spruce stands. *Nauka za gorata – Forest Science*, 44 (3): 77–85.
- DVOŘÁK J., BYSTRICKÝ R., HOŠKOVÁ P., HRIB M., JARKOVSKÁ M., KOVÁČ J., KRILEK J., NATOV P., NATOVÁ L. 2011. The use of harvester technology in production forests. *Kostelec nad Černými lesy, Lesnická práce: 156 s. Folia Forestalia Bohemica*, 21.
- DVOŘÁK J., WALCZYK J., NATOV P., HOŠKOVÁ P. 2015. Struktura času pracy harvesterów podczas pozyskania Przygodnego. [Structure of the operating time of the harvesters during casual logging]. *Sylwan*, 159 (4): 300–306.
- DYKSTRA D.P., HEINRICH R. 1997. Forest harvesting and transport: Old problems, new solutions. In: *Forestry for sustainable development. Towards the 21 century. Proceedings of the XI. World forestry congress*. Antalya, 13 to 22 October 1997. Ankara: 171–186.
- HASENAUER H. 1994. Ein Einzelbaumwachstumssimulator für ungleichaltrige Fichten- Kiefern- und Buchen-Fichtenmischbestände. *Wien, Österreichische Gesellschaft für Waldökosystemforschung und experimentelle Baumforschung, Universität für Bodenkultur: 152 s. Forstliche Schriftenreihe, Bd. 8*.
- KLVAČ R., SKOUPÝ A. 2009. Characteristic fuel consumption and exhaust emissions in fully mechanized logging operations. *Journal of Forest Research*, 14 (6): 328–334. DOI: 10.1007/s10310-009-0143-7
- NORDFJELL T., ATHANASSIADIS D., TALBOT B. 2003. Fuel consumption in forwarders. *International Journal of Forest Engineering*, 14 (2): 11–20.

- RYYNÄNEN S., RÖNKKÖ E. 2001. Productivity and expenses associated with thinning harvesters. Helsinki: 68 s. Työtehoseuran julkaisuja, 381.
- WEISE G., ROSENBACH D., SEELING U., WAGNER T. 2012. Fuel savings: the operation of forest equipment. *AFZ/Der Wald, Allgemeine Forst Zeitschrift für Waldwirtschaft und Umweltvorsorge*, 67 (19): 20–24.
- YOSHIOKA T., ARUGA K., SAKAI H., KOBAYASHI H., NITAMI T. 2002. Cost, energy and carbon dioxide (CO₂) effectiveness of a harvesting and transporting system for residual forest biomass. *Journal of Forest Research*, 7 (3): 157–163. DOI: 10.1007/BF02762605
- Zpráva. 2015. Zpráva o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky v roce 2014. [online]. Praha, Ministerstvo zemědělství ČR: 196 s. [cit. 2016-02-10]. Dostupné na www.lesycr.cz/media/tiskove-zpravy/Documents/Zprava_o_stavu_lesa_a_lesního_hospodarství_CR_v_roce_2014.pdf

LOWER-CLASS FORWARDER ENERGY CONSUMPTION

SUMMARY

Measurements were taken on a smaller class forwarder of typical design with the folding frame, 8 wheels on two bogie axles, large cabin with the rotating operator's workplace installed together with the engine and hydraulic pumps on the front half-frame, with the cargo volume allowing to change the layout of stanchions and extend the frame length partially, and with the hydraulic crane on the rear half-frame. Basic parameters were: engine power 55 kW, own weight 6 220 kg, load capacity 5 000 kg, crane reach 6.1 meters. To monitor energy flows in the forwarder prototype, combined monitoring was adopted of pressure, flow and temperature of hydraulic fluid in the hydraulic system working circuit allowing to obtain necessary information about each target mechanisms. Due to technical possibilities and with regard to the principles of driving and working mechanisms of the machine, a set of measuring instruments Multi Handy 3010 and 3020 made by Hydrotechnik, GmbH was chosen. These are three-channel data loggers with two analogue inputs (used for sensing pressure and temperature) and a frequency input (flow measurement). The datalogger hardware provides for simultaneous processing of signals and displaying of their values online on the display. In the recording (memory) mode, the instrument can be used to capture continuous waveforms, which were also used in measuring energy flows of the forwarder prototype. A wiring diagram of measuring elements is shown in Fig. 1. An example of measurement record produced by the HydroTechnik Multi Handy system can be seen in Fig. 2. Approximate energy consumption of each monitored activity of the prototype can be inferred from Tab. 2. Data in Tab. 3 present results from the long-term machine measurement during timber loading and unloading. Average power consumption was increasing with the increasing load weight, see Fig. 3; for the loading/unloading operation, with loads of average weight from 90 kg to 350 kg and average crane radius of 3.7 m it was about 13 kW. Results from the measurement of machine drive are shown in Tab. 4 and 5. Change in energy performance was characterized in more detail with the use of wheel tracks. Although the manufacturer (Olofsfors) declares reduced fuel consumption (i.e. energy requirements and rolling resistance of wheels) with the use of wheeltracks, and confirms the declaration by the calculation of wheel and track rolling resistance according to coefficients from Tab. 6, the measured values showed the opposite. The required engine power output for all values should be increased by losses in the hydraulic transmission system. Engine power proved as a limiting factor during the machine drive, the calculated required engine performance ranging from about 65 kW to 70 kW. Engine power output was decreasing with the increasing forwarding speed, which primarily affects the machine productivity. The search for technical optimum between performance, fuel consumption, operating costs and productivity of logging and hauling machines opens up wide possibilities for a further research.

Zasláno/Received: 14. 04. 2016

Přijato do tisku/Accepted: 15. 09. 2016