

**A
F
T**

**ACTA
FACULTATIS
TECHNICAЕ**



TECHNICKÁ UNIVERZITA VO ZVOLENE

2

ROČNÍK: XVIII

ZVOLEN 2013

OBSAH

VEDECKÉ ČLÁNKY

VPLYV PODMIENOK SKLADOVANIA BALÍKOV SLAMY A KUKURIČNÉHO KÔROVIA NA ICH VLHKOSŤ Z HLADISKA VYUŽITIA AKO OBNOVITELNÝ ZDROJ ENERGIE EFFECT OF STORAGE CONDITIONS OF STRAW BALES AND CORN HUSK ON THEIR HUMIDITY IN TERMS OF USE AS RENEWABLE ENERGY Slavomíra Divinecová – Tomáš Práznovský – Martin Blaško – Lukáš Grac	7
MERANIE RADIÁLNYCH DEFORMAČNÝCH CHARAKTERISTÍK PNEUMATÍK V PODMIENKACH PÔDNEHO SKÚŠOBNÉHO KANÁLA MEASUREMENT OF RADIAL DEFORMATION CHARACTERISTICS OF TYRES IN THE CONDITIONS OF A TESTING SOIL CHANNEL Milan Helexa.....	13
THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF PHYSICOCHEMICAL AND TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC OILS WITH A LOW ENVIRONMENTAL IMPACT EXPERIMENTÁLNY VÝSKUM FYZIKÁLNOCHEMICKÝCH A TRIBOLOGICKÝCH CHARAKTERISTÍK HYDRAULICKÝCH OLEJOV S NÍZKYM ENVIRONMENTÁLNYM DOPADOM Marian Kučera – Michaela Hnilicová – Ján Turis – Petra Semanová.....	25
VPLYV DREVINY NA VÝKONNOSŤ HYDRAULICKÝCH ŽERIAVOV EFFECT OF TREE SPECIES ON THE PERFORMANCE OF HYDRAULIC CRANES Jozef Krilek – Lucia Dobrotová.....	33
INTENZITA HLUKU VERZUS PSYCHICKÁ ZÁŤAŽ ČLOVEKA NOISE INTENSITY VERSUS MENTAL STRESS OF MAN Richard Hnilica – Miroslav Dado – Anna Šoteková	43
ANALÝZA TECHNICKÝCH PARAMETROV TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENIA LESNÝCH TRAKTOROV PRE BEZÚVÁZKOVÉ PRIBLIŽOVANIE DREVA ANALYSIS OF THE TECHNICAL PARAMETERS OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF LOGGING TRACTORS FOR TREE – LENGTH LOG SKIDDING Milan Mikleš – Juraj Mikleš.....	53
VHODNOSŤ POUŽITIA FUZZY REGULÁTORA PRE PRESNÉ RIADENIE RÝCHLOSTI APPLICABILITY OF FUZZY CONTROLLER USE FOR ACCURATE SPEED CONTROL Peter Koleda – Ľubomír Naščák.....	59
APLIKÁCIA PÔDNEJ FRÉZY AKO ADAPTÉRA PRE LESNÉ KOLESOVÉ TRAKTORY APPLICATION OF THE ROTARY CULTIVATORS THEN ADAPTER FOREST WHEELED TRACTORS..... Michaela Hnilicová – Valéria Messingerová – Miroslav Dado	67

**POSÚDENIE VPLYVU VEĽKOSTI ČASTÍC DUBOVÉHO DREVA NA TEPLOTU VZNIETENIA
ROZVÍRENÉHO PRACHU**

ASSESSMENT OF OAK WOOD PARTICLES SIZE ON IGNITION TEMPERATURE
OF DUST CLOUDS

Jozef Martinka – Peter Rantuch 75

**OPTIMALIZÁCIA PODÁVACIEHO ZARIADENIA V PROCESE SPLYŇOVANIA DREVNEJ
ŠTIEPKY**

OPTIMIZATION FEED EQUIPMENT IN THE PROCESS GASIFICATION OF WOOD CHIPS

Gustáv Jablonský – Slávka Kočanová – Dávid Széplaky 83

**VPLYV ZRNITOSTI BRÚSNEHO PÁSU NA SILOVÉ POMERY A DRSNOSŤ POVRCHU
PRI BRÚSENÍ DUBA**

THE INFLUENCE OF SANDING BELTS GRIND TO FORCE PARAMETERS AND SURFACE
ROUGHNESS DURING OAK SANDING

Ľubomír Javorek – Pavel Šuniar – Jaroslav Ľalík 93

ZARIADENIE NA STOHOVANIE REZIVA PRE ÚČELY SUŠENIA

MACHINE FOR PURPOSES STACKING LUMBER DRYING

Mária Krajčovičová – Martin Matúška 101

HODNOTENIE OSVETLENIA VO VÝROBNÝCH PREVÁDZKACH: PILOTNÁ ŠTÚDIA

EVALUATION OF LIGHTING CONDITIONS IN MANUFACTURING FACILITIES: A PILOT STUDY

Miroslav Dado – Richard Hnilica 111

REFERÁT

**VÝPOČET JOULE-THOMSONOVHO KOEFICIENTU PRE RÔZNU TEPLOTU ZEMNÉHO
PLYNU PREPRAVOVANÉHO V SLOVENSKEJ TRANZITNEJ SÚSTAVE**

THE CALCULATION OF JOULE-THOMSON COEFFICIENT FOR DIFFERENT TEMPERATURES
OF GAS TRANSPORTED IN SLOVAKIA TRANSIT SYSTEM

Dávid Széplaky – Augustín Varga – Slávka Kočanová 119

VEDECKÉ ČLÁNKY

VPLYV PODMIENOK SKLADOVANIA BALÍKOV SLAMY A KUKURIČNÉHO KÔROVIA NA ICH VLHKOSŤ Z HĽADISKA VYUŽITIA AKO OBNOVITEL'NÝ ZDROJ ENERGIE

EFFECT OF STORAGE CONDITIONS OF STRAW BALES AND CORN HUSK ON THEIR HUMIDITY IN TERMS OF USE AS RENEWABLE ENERGY

**Slavomíra DIVINECOVÁ – Tomáš PRÁZNOVSKÝ – Martin BLÁŠKO
– Lukáš GRAC**

ABSTRAKT: Cieľom práce bolo sledovanie vplyvu spôsobu uskladnenia, doby, teploty a vlhkosti vzduchu na vlhkosť balíkov z pšeničnej slamy a kukuričného kôrovia. Uskutočnilo sa 6 meraní počas 3. mesiacov, kde z každého jedného merania sme získali 20 hodnôt pri 2. rôznych hĺbkach. Vyhodnocovali sme priemerné hodnoty za jednotlivé mesiace. Získané údaje budú ďalej využité pri sledovaní vplyvu vlhkosti balíkov na množstvo emisií uvoľňovaných pri spaľovaní balíkov slamy a kukuričného kôrovia.

Kľúčové slová: pšeničná slama, kukuričné kôrovie, balíky slamy, vlhkosť, spôsob skladovania

ABSTRACT: The aim of this paper was monitoring the influence of a storage technique, time, temperature and the moisture of bales made from wheat straw and corn stalks were examined. Six measurements were made over a period of 3 months, each measurement consists of 20 values that were obtained at 2 different depths. The average values were evaluated for each month. Obtained data will be used to study the impact of moisture on the amount of emissions that are released by burning the bales of straw and corn stalks.

Key words: wheat straw, corn stalks, straw bales, moisture, storage technique

1. ÚVOD

Slovensko je vidieckou krajinou a jeho orientácia na získavanie energie z biomasy môže prispieť nielen pozitívnou ekológiou a ekonomikou, ale aj k rozvoju regiónov a k diverzifikácii činnosti vo vidieckom priestore (PISZCZALKA – JOBBÁGY, 2012). Najväčší využiteľný energetický potenciál na Slovensku má poľnohospodárska biomasa. Môžeme tu zahrnúť obilnú, repkovú slamu a kukuričné kôrovie. Aby ich energetický

potenciál bol dostatočne využitý, čiže aby boli vyhovujúcim palivom, musia spĺňať niekoľko požiadaviek. Tieto požiadavky vo veľkej miere ovplyvňujú celý proces od spôsobu dopravy, uskladnenia, spracovania i samotného spaľovania (MAGA – PISZCZALKA, 2006).

Poľnohospodárska biomasa vo forme slamy sa javí ako najvhodnejšie palivo pri snahe o zníženie výrobných nákladov pri výrobe tepla, vykurovaní a sušení produktov. Vyplýva to z jej výrobných nákladov, ktoré sú najnižšie pri porovnaní s inými druhmi biomasy (MAGA, 2008). Uskladnenie a samotná manipulácia s balíkmi má veľký vplyv na jej ďalšie využitie. Slama alebo kukuričné kôrovie musí vyhovovať požiadavkám v prípade jej využitia na energetické účely. Kritickým parametrom pri spaľovaní je vlhkosť (%). Za vyhovujúcu sa považuje vlhkosť od 14–17 % (PEPICH, 2009).

V dôsledku vytvorenia nevhodných skladovacích podmienok dochádza jej znehodnocovaniu vplyvom poveternostných podmienok. Vznikajú nežiaduce plesne a zvyšuje sa vlhkosť čo má negatívny dopad na výhrevnosť slamy. Samotné uskladnenie a ochránenie možno realizovať viacerými spôsobmi:

- **veľkokapacitné halové senníky:** uskladniť sa dá až 4000 ton zlisovanej slamy, čo pri voľnej slame to predstavuje len okolo 400–500 ton,
- **prístrešky:** kovová konštrukcia, na ktorej je upevnená nepremokavá fólia,
- **obalovanie:** do fólie sa obalujú balíky jednotlivé každý balík samostatne alebo uskladnenie balíkov slamy do dlhých rukávov z fólie (<http://www.agrobiomasa.sk/index.php?s=5.3.1.1.1>).

2. MATERIÁL A METÓDY

Cieľom práce bolo meranie vlhkosti balíkov pšeničnej slamy a kukuričného kôrovie, v závislosti od doby skladovania, teploty a vlhkosti vzduchu. Balíky boli uskladnené v halových priestoroch Slovenskej poľnohospodárskej Univerzity v Nitre po dobu troch mesiacov.

Vlhkosť balíkov bola meraná univerzálnym vlhkomerom AGRICOMPUTER CZ931, ktorý je naprogramovaný tak, aby mohol merať vlhkosť 15 rôznych druhov zrna a semien (Obr. 1). Zároveň je vybavený sondou, ktorá sa používa na meranie vlhkosti v balíkoch slamy alebo sena. Prístroj pracuje na princípe meraní elektrických parametrov, ktoré sa



Obrázok 1 Vlhkomer AGRICOMPUTER CZ931 s meracou sondou

úmerne menia s obsahom vlhkosti. Prístroj zaznamená vlhkosť v rozmedzí 12–35 %. To sú hodnoty ktoré nemožno prekročiť, ak je vlhkosť nižšia ako je 12 % prístroj signalizuje „LO“, ak je vyššia ako 35 % tak „HI“.

Vlhkosť balíkov sme sledovali tri mesiace (október, november a december). Merania boli uskutočnené 2 krát do mesiaca, a na rôznych miestach balíka v horizontálnej a vertikálnej rovine v hĺbke 20 cm a 40 cm. Táto vlhkosť sa merala pomocou sondy ktorá je napojená na AGRICOMPUTER CZ931 (Obr. 2).



Obrázok 2 Vlhkomer AGRICOMPUTER CZ931 s meracou sondou pri meraní vlhkosti pšeničnej slamy a kukuričného kôrovia.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Z hľadiska splnenia cieľa práce sme pristúpili k týmto postupom. Rozmery balíkov, ktorých vlhkosť sme merali boli 220 × 120 × 90 cm, priemerná hmotnosť balíka sa pohybovala v rozmedzí 260 až 400 kg, v závislosti od veľkostných frakcií pšeničnej slamy a kukuričného kôrovia.

Na vlhkosť balíkov vplývalo niekoľko faktorov, a to vlhkosť vzduchu, teplota vzduchu, doba skladovania a skladovacie podmienky. Hala bola zastrešená a uzatvorená zo všetkých strán, balíky boli chránené pred nepriaznivými poveternostnými vplyvmi (dážď, mráz, sneh).

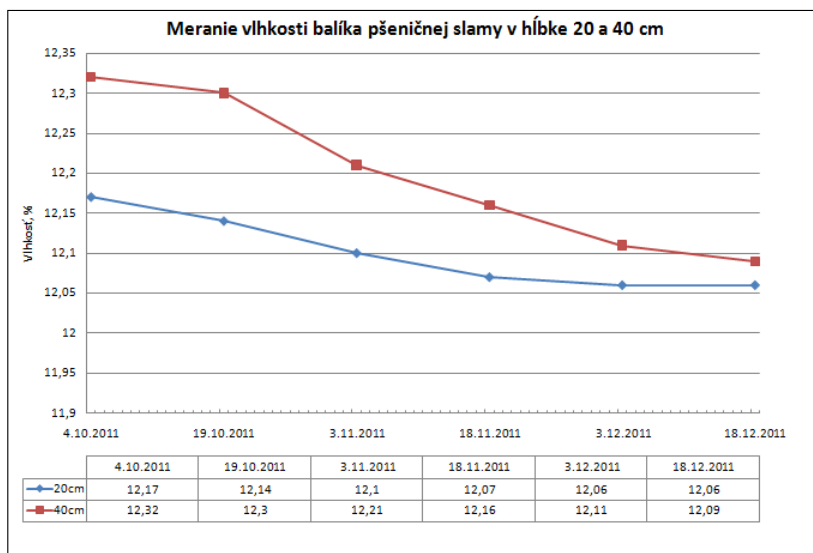
3.1 Meranie vlhkosti balíkov pšeničnej slamy v hĺbke 20 a 40 cm

Z tabuľky 1 a z grafu na obrázku 3 môžeme vidieť priebeh zmien vlhkostí u pšeničnej slamy pri hĺbke 20 cm a 40 cm. Každým meraním sme získali 20 údajov o vlhkosti slamy v rôznej hĺbke. Z každého súboru hodnôt bola vybraná maximálna a minimálna nameraná hodnota. Nasledovne sme štatisticky vyhodnotili priemernú hodnotu vlhkosti za každé jedno meranie.

Počiatočná priemerná hodnota v hĺbke 20 cm sa pohybovala okolo 12,17 % a v porovnaní s priemernou hodnotou v hĺbke 40 cm bola nižšia o 0,15 %. Na konci sledovaného obdobia v mesiaci december tento rozdiel klesol už len na 0,03 %. V hĺbke 20 cm to bolo 12,06 % a v hĺbke 40 cm 12,09 %. Vlhkosť v sledovanom období bola pomerne vyrovnaná.

Tabuľka 1 Prehľad nameraných hodnôt vlhkosti slamy a kôrovia

Dátum	4. 10. 2011		19. 10. 2011		3. 11. 2011		18. 11. 2011		3. 12. 2011		8. 12. 2011	
Teplota vzduchu, °C	18		12		7		5		4		-2	
Vlhkosť vzduchu, %	54		60		65		70		72		95	
Hĺbka merania, cm	20	40	20	40	20	40	20	40	20	40	20	40
Počet meraní	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Pšeničná slama												
Priem. vlhkosť	12,17	12,32	12,14	12,3	12,1	12,21	12,07	12,16	12,06	12,11	12,06	12,09
Max. vlhkosť	12,4	12,6	12,4	12,6	12,2	12,4	12,2	12,4	12,2	12,2	12,2	12,2
Mín. vlhkosť	12	12,1	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
Kukuričné kôrovie												
Priem. vlhkosť	13,29	14,05	13,01	13,9	12,9	13,75	12,85	13,45	12,75	13,05	12,5	12,9
Max. vlhkosť	13,4	14,2	13,25	14,2	13,1	13,9	13	13,5	12,95	13,3	12,75	13
Mín. vlhkosť	13	13	12,5	13	12	12,1	12	12	12	12	12	12

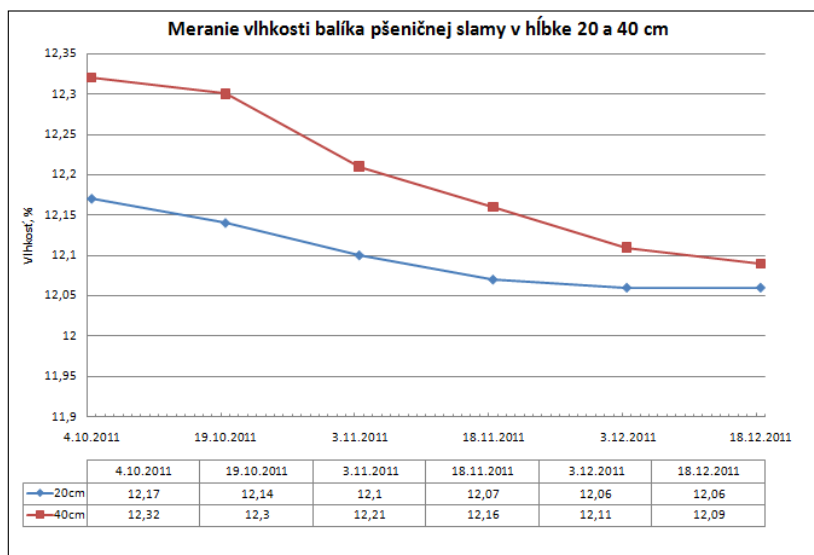


Obrázok 3 Pribeh zmeny vlhkosti balíkov pšeničnej slamy v závislosti od času skladovania

3.2 Meranie vlhkosti balíkov kukuričného kôrovia v hĺbke 20 a 40 cm

Na obrázku 4 môžeme sledovať priebeh poklesu vlhkosti balíka kukuričného kôrovia. V porovnaní so pšeničnou slamou, bola vlhkosť balíka kukuričného kôrovia na začiatku

sledovaného obdobia vyššia. Pri prvom meraní v mesiaci október bola vlhkosť v hĺbke 20 cm vyššia o 1,12 % a v hĺbke 40 cm to bolo o 1,73 %. Počiatočná priemerná hodnota vlhkosti balíka kukuričného kôrovia v hĺbke 20 cm bola 13,29 % a v porovnaní s vlhkosťou v hĺbke 40 cm bola o 0,76 % nižšia. Na konci obdobia v mesiaci december vlhkosť klesla a rozdiel vo vlhkosti bol 0,4 %.



Obrázok 4 Priebeh zmeny vlhkosti balíkov kukuričného kôrovia v závislosti od času skladovania

Na základe nameraných výsledkov môžeme konštatovať, že vlhkosť balíkov v dôsledku zabezpečenia a dodržania vhodných skladovacích podmienok mala klesajúcu tendenciu. Z meraní vyplýva, že vlhkosť balíkov s rastúcou hĺbkou stúpa. Vplýva na to niekoľko faktorov, a to veľkostná štruktúra materiálu, zhutnenie materiálu a hlavne skladovacie podmienky. Počas sledovaných mesiacov klesla vonkajšia teplota z 18 °C až na –2 °C, vlhkosť vzduchu sa zvýšila z 54 % na 95 %, no aj napriek tomu sa vlhkosť skladovaných balíkov znižovala.

4. ZÁVER

Na základe nameraných experimentálnych výsledkov a ich zhodnotenia je možné konštatovať, že vlhkosť slamy je dôležitým parametrom, ktorý ovplyvňuje ďalšie využitie biomasy a to hlavne jej využitie na energetické účely. Sledovaním vlhkosti u kukuričného kôrovia sme zistili, že obsah vody sa pohyboval v rozmedzí 12 až 14,2 %, pritom najnižšia hodnota vlhkosti bola hodnota nameraná na začiatku, hneď pri uskladnení. Pri pšeničnej slame sa vlhkosť pohybovala okolo 12 až 12,6 %. V porovnaní s kukuričným kôrovím bola vlhkosť o niečo nižšia. Podmienky skladovania v tomto prípade mali pozitívny vplyv na vlhkosť balíkov, ktorá narastajúcou dĺžkou skladovania postupne klesala.

4. CONCLUSION

Based on the measured experiment results and their evaluation it is possible to claim that a straw humidity is important parameter which influences further utilization of biomass, mainly its utilization for energy applications. CORN husk humidity monitoring proved that its water content ranged from 12 to 14,2 % while the lowest humidity value was the value measured at the beginning, right after it was put to storage. With wheat straw the humidity was somewhere around 12 to 12,6 %. Compared to the corn husk the humidity was a bit lower. In this case, storage conditions positively influenced the humidity of parcels which gradually decreased as the storage time increased.

LITERATÚRA

AGROBIOMASA, [online]. [cit. 2012-15-10] Dostupné na internete:

<http://www.agrobiomasa.sk/index.php?s=5.3.1.1.1>

MAGA, J., PISZCZALKA, J. 2006: *Biomasa ako zdroj obnoviteľnej energie*, Nitra 2006, ISBN 80-8069-679-9, str. 33.

MAGA, J. a kol. 2008: *Komplexný model využitia biomasy na energetické účely*, Nitra 2008, ISBN 978-80-552-0029-3, str. 54.

PEPICH, Š. 2009: *Slama ako zdroj energie z poľnohospodárstva*, Technický a skúšobný ústav pôdohospodárstva Rovinka 2009, [online]. [cit. 2012-10-10] Dostupné na internete: <http://www.agroporadenstvo.sk/oze/biomasa/slama.pdf>

PISZCZALKA, J., JOBBÁGY, J. 2012: *BIOENERGETIKA – zelená energia*, Nitra 2012, ISBN 978-80-552-0813-8, str. 9.

Príspevok vznikol v rámci projektu „Aplikácia informačných technológií na zvýšenie environmentálnej a ekonomickej udržateľnosti produkčného agrosystému“ ITMS 26220220014. www.itepag.uniag.sk

Kontaktná adresa:

Ing. Slavomíra Divinecová, Ing. Tomáš Práznovský, Ing. Martin Blaško, Ing. Lukáš Grác
Slovenská poľnohospodárska Univerzita v Nitre, Technická fakulta, Katedra strojov a výrobných systémov, Tr. A. Hlinku 2, Nitra 949 76, email: slavka.divinecova@gmail.com

MERANIE RADIÁLNYCH DEFORMAČNÝCH CHARAKTERISTÍK PNEUMATÍK V PODMIENKACH PÔDNEHO SKÚŠOBNÉHO KANÁLA

MEASUREMENT OF RADIAL DEFORMATION CHARACTERISTICS OF TYRES IN THE CONDITIONS OF A TESTING SOIL CHANNEL

Milan HELEXA

ABSTRACT: The article deals with the issue of measuring static stiffness of tyres in the conditions of a testing soil channel. It presents the methodology and measuring devices, as well as a method of linearisation of the given functional dependency of tyre deformation on tyre load. Attention is also given to the limits and/or possibilities of measuring deformation characteristics in a testing soil channel. In the conclusion of the article a description is provided of the possibilities of measuring static deformation characteristics of tyres on a static adhesor enabling to obtain complex data concerning the tyre deformation characteristics.

Key words: tyre, stiffness of tyre, terramechanics

ABSTRAKT: Článok sa venuje problematike merania statických tuhostí pneumatík v podmienkach pôdneho skúšobného kanála. Bližšie uvádza metodiku a použité meracie prostriedky ako aj metódu linearizácie predmetnej funkčnej závislosti deformácie pneumatiky na jej zaťaženie. Pozornosť je tiež venovaná limitom, resp. možnostiam merania deformačných charakteristík v pôdnom skúšobnom kanály. Záver článku je venovaný popisu možnosti merania statických deformačných charakteristík pneumatík na statickom adhezore umožňujúcim zisťovať komplexné údaje deformačných charakteristík pneumatík.

Kľúčové slová: pneumatika, tuhosť pneumatiky, teramechanika

1. ÚVOD

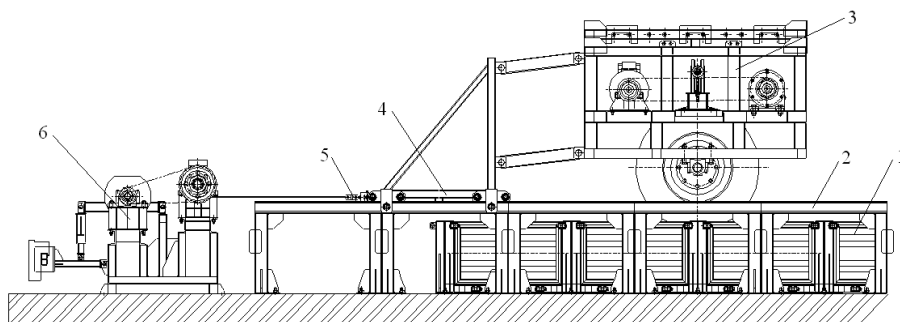
Pneumatiky sú v konštrukcii podvozkov mobilných pracovných strojov výraznými prvkami zabezpečujúcimi odpruženie stroja, nakoľko tieto stroje nie sú vybavené ďalším mechanizmom odpruženia podvozkových častí. Z tohto pohľadu preto zaujímajú pneumatiky a predovšetkým ich tuhosť významné miesto. V prípade tuhosti pneumatiky môžeme hovoriť o niekoľkých jej druhoch, v závislosti od spôsobu jej zaťaženia. Na pneumatiku pri jazde mobilného pracovného stroja v teréne pôsobia jednak sily radiálne, bočné a jednak torzné (obvodové). Vzhľadom na tieto tri druhy zaťažujúcich síl môžeme potom hovoriť o tuhosti pneumatiky radiálnej, bočnej a torznej (obvodovej).

V tomto článku sa ďalej zameriame na zisťovanie radiálnej statickej tuhosti pneumatík. Túto nám umožňuje zisťovať samotná konštrukcia pôdneho skúšobného kanála. Bočnú a torznú tuhosť pneumatiky nám jeho konštrukcia neumožňuje stanoviť.

Statická, ale aj dynamická radiálna tuhosť pneumatík, neovplyvňuje len odpruženie energetického prostriedku v teréne ale ovplyvňuje aj ďalšie vlastnosti pneumatiky súvisiace s jej kontaktom s povrchom terénu po ktorom sa pohybuje. Vplýva na veľkosť kontaktnej plochy pneumatiky, na veľkosť jej kontaktného tlaku, veľkosť vnútornej ale aj vonkajšej zložky valivého odporu a tým ovplyvňuje aj energetické straty celkového výkonu privedeného na kolesá mobilných pracovných prostriedkov.

2. MATERIÁL A METÓDY

Radiálne deformačné charakteristiky vybraných pneumatík sme zisťovali pre rôzne hodnoty tlakov hustenia a rôzne hodnoty zvislého zaťaženia v pôdnom skúšobnom kanáli (obr. 1). Zvislé zaťaženie pneumatiky bolo vyvodzované prostredníctvom oceľových závaží od hodnoty 520,40 kg. do 1 025,09 kg. Konštrukcia nosného rámu neumožňuje dosiahnuť zaťaženie pneumatiky nižšie než 480 kg. Je to dané tým, že na tomto člene je montovaný celý pohonný mechanizmus skúšaného kolesa, ktorí sa využíva pri trakčných a ťahových skúškach pneumatík (spolu s členmi 5 a 6, obr. 1). Ako skúšané pneumatiky boli zvolené diagonálne pneumatiky so šípovým dezénom Continental AC30 28×9,00-15 PR6 a Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10. Ich základné technické parametre sú uvedené v nasledovnej tabuľke č. 1 a grafický priebeh ich nosnosti pri jednotlivých tlakoch hustenia a pojazdo- vých rýchlostiach na obrázku č. 2.



Obr. 1 Pôdny skúšobný kanál

1. Teleso pôdneho kanála (rám), 2. Bočné vedenie, 3. Nosný rám kolesa, 4. Vodiaci rám,
5. Snímač ťahovej sily, 6. Brzdné zariadenie

Tabuľka 1: Základné technické parametre sledovaných pneumatík

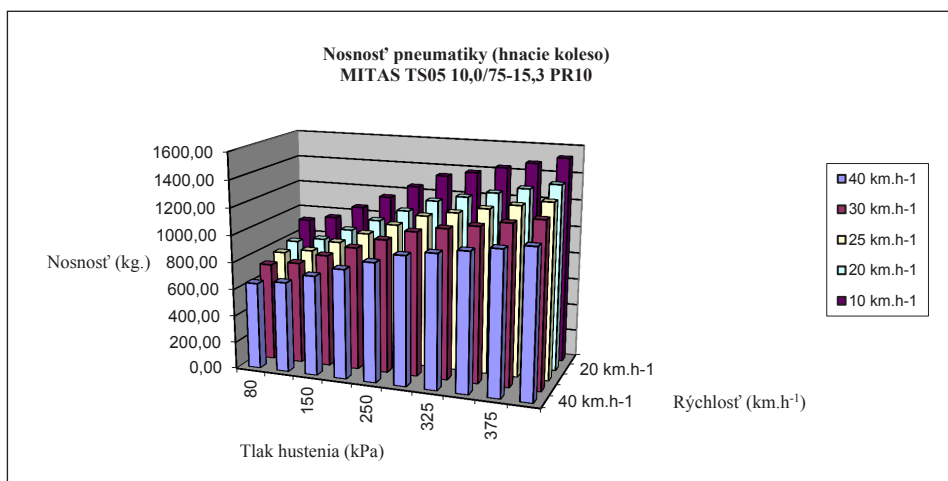
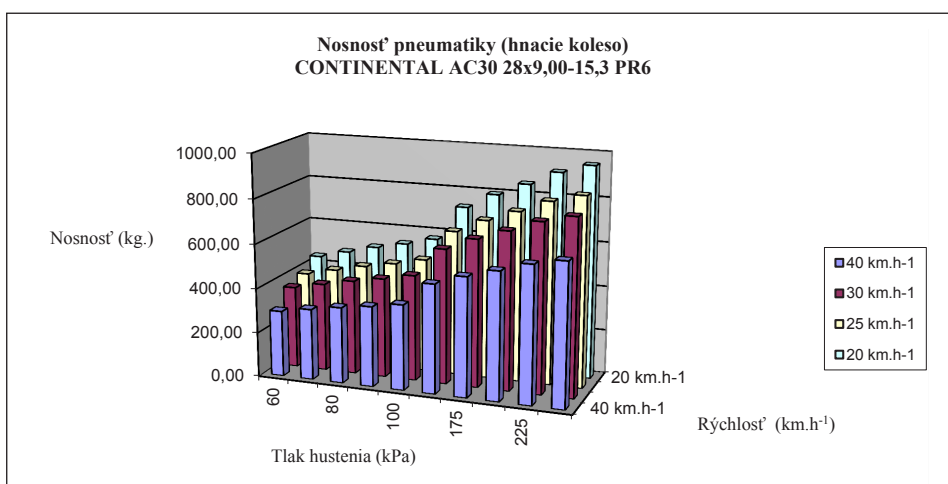
Typ pneu.	Rozmery	PR	Dezén	Ráfik	Šírka (mm)	Priemer (mm)	Rádus (mm)	Odvalený obvod (mm)
Continental	AC30 28×9,00-15 PR6	6	AC 30	7,00I×15	243	710	355	2 160
Mitas	TS05 10,0/75-15,3 PR10	10	TS05	9,00×15,3	264	790	395	2 295



Continental AC30 28x9,00-15 PR6



Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10



Obr. 2 Nosnosti pneumatík pri rôznych tlakoch hustenia a rôznych pojazďových rýchlostiach

Samotné meranie radiálnej deformačnej charakteristiky sme realizovali tak, že sme nosný rám s osadenou pneumatikou zdvíhali pomocou dielenského žeriava s nosnosťou 5 000 kg, a pod koleso sme na vyrovnanú pôdnu plochu podložili oceľovú platňu hrúbky 10 mm. Samotné stlačenie pneumatiky sme zisťovali pomocou výškomera menovitej veľkosti 1 000 mm. Popri uvedenom meraní sme zisťovali aj potrebné parametre kontaktnej plochy pneumatiky s podložkou. Kontaktnú plochu pneumatiky sme otláčali na hrubý rysovací papier pričom sme ju predtým natreli temperovou farbou.

Zo získaných deformačných charakteristík sme následne vypočítali statickú radiálnu tuhosť sledovaných pneumatík. Priebehom závislosti zvislého zaťaženia pneumatiky na jej deformácii je polynóm druhého stupňa tvaru:

$$Q = A \cdot y + B \cdot y^2 \quad [N] \quad (1)$$

kde: A, B – sú konštanty funkčnej závislosti $Q(y)$, $[-]$

y – zvislá deformácia pneumatiky, $[m]$

Linearizáciu danej závislosti vykonáme na základe tvrdenia, že práca vynaložená na deformáciu pneumatiky, vyjadrená vzťahom tvaru:

$$E_p = \int_0^{y_{\max}} (A \cdot y + B \cdot y^2) dy \quad [J] \quad (2)$$

je rovnako veľká ako práca vynaložená na deformáciu pneumatiky v linearizovanom tvare (Cvekl a kol., 1976, s. 90). Hľadaná konštanta tuhosti linearizovaného zaťažovacieho procesu potom plyní zo vzťahu tvaru:

$$E_p = \int_0^{y_{\max}} c \cdot y dy = \frac{1}{2} \cdot c \cdot y_{\max}^2 \quad [J] \quad (3)$$

kde: c – radiálna statická tuhosť pneumatiky, $[N \cdot m^{-1}]$

$y_{\max}$ – maximálna zvislá deformácia pneumatiky pri zodpovedajúcom zaťažení a danom tlaku hustenia, $[m]$

3. VÝSLEDKY

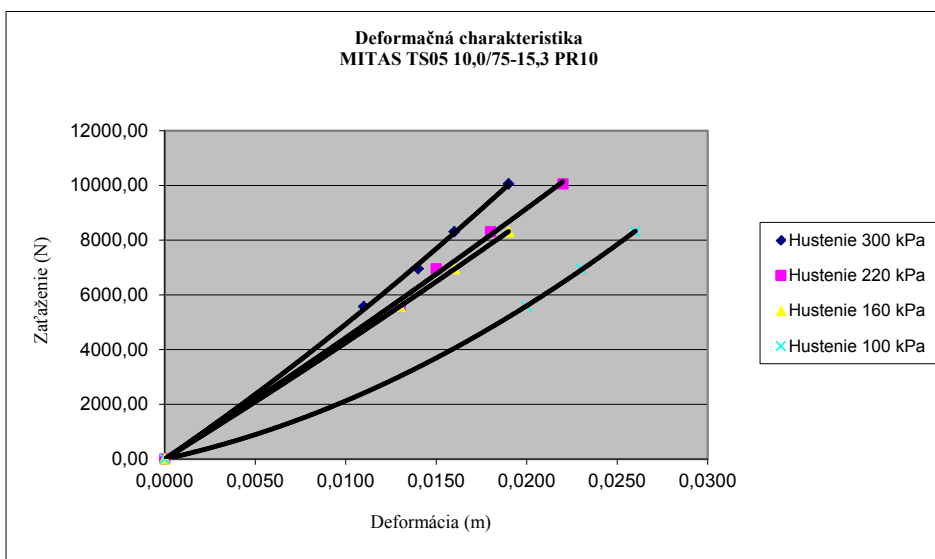
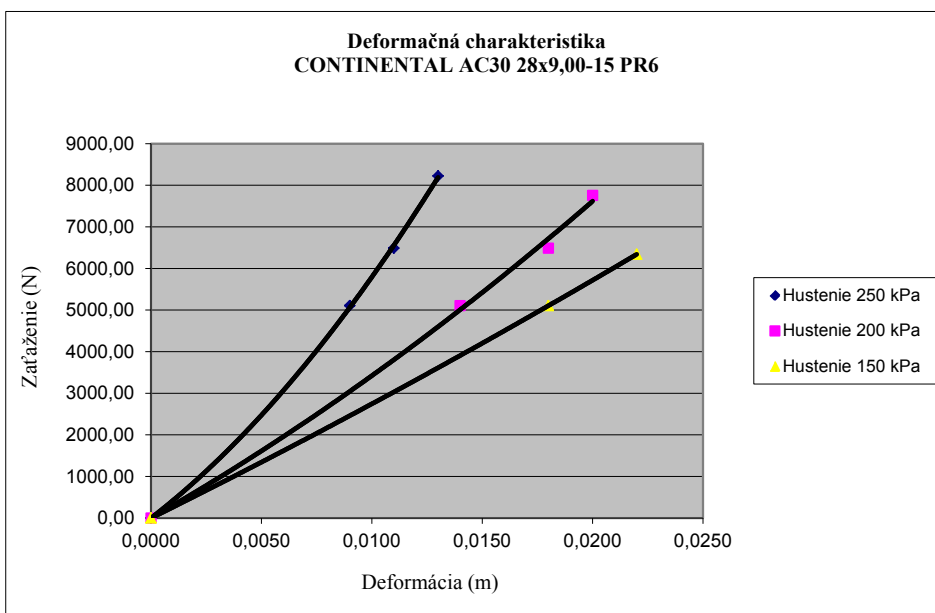
Výsledky vykonaných meraní ako aj prepočty výsledných radiálnych statických tuhostí sledovaných pneumatík sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách 2 a 3. Grafické priebehy deformačných charakteristík pneumatík pre rôzne tlaky hustenia sú uvedené na obr. 3.

Tabuľka č. 2: Pneumatika Continental AC30 28×9,00-15 PR6

Zaťaženie (kg)	Zaťaženie (N)	Tlak (kPa)	Šírka stopy (mm)	Polomer (mm)	Stlačenie (mm)	Pot. Energia (J)	Tuhost' (N.m ⁻¹)
837,97	8220,49	250,00	187,00	342,00	13,00	49,32	583668,64
661,36	6487,94	250,00	174,00	344,00	11,00	33,69	
520,40	5105,12	250,00	160,00	346,00	9,00	21,48	
0,00	0,00	250,00	0,00	355,00	0,00	0,00	
790,50	7754,81	200,00	190,00	335,00	20,00	71,36	356800,00
661,36	6487,94	200,00	183,00	337,00	18,00	56,94	
520,40	5105,12	200,00	169,00	341,00	14,00	33,40	
0,00	0,00	200,00	0,00	355,00	0,00	0,00	
646,30	6340,20	150,00	195,00	333,00	22,00	67,21	277727,27
520,40	5105,12	150,00	178,00	337,00	18,00	44,55	
0,00	0,00	150,00	0,00	355,00	0,00	0,00	

Tabuľka č. 3: Pneumatika Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10

Zaťaženie (kg)	Zaťaženie (N)	Tlak (kPa)	Šírka stopy (mm)	Polomer (mm)	Stlačenie (mm)	Pot. Energia (J)	Tuhost' (N.m ⁻¹)
1025,09	10056,13	300,00	230,00	376,00	19,00	91,11	504764,54
847,14	8310,44	300,00	220,00	379,00	16,00	63,58	
709,30	6958,23	300,00	212,00	381,00	14,00	48,16	
567,90	5571,10	300,00	200,00	384,00	11,00	29,24	
0,00	0,00	300,00	0,00	395,00	0,00	0,00	
1025,09	10056,13	220,00	228,00	373,00	22,00	107,34	443553,72
847,14	8310,44	220,00	222,00	377,00	18,00	71,42	
709,30	6958,23	220,00	221,00	380,00	15,00	49,38	
567,90	5571,10	220,00	210,00	382,00	13,00	36,97	
0,00	0,00	220,00	0,00	395,00	0,00	0,00	
847,14	8310,44	160,00	221,00	376,00	19,00	76,55	424099,72
709,30	6958,23	160,00	220,00	379,00	16,00	54,03	
567,90	5571,10	160,00	218,00	382,00	13,00	35,49	
0,00	0,00	160,00	0,00	395,00	0,00	0,00	
847,14	8310,44	100,00	220,00	369,00	26,00	90,07	266479,29
709,30	6958,23	100,00	218,00	372,00	23,00	66,78	
567,90	5571,10	100,00	220,00	375,00	20,00	47,70	
0,00	0,00	100,00	0,00	395,00	0,00	0,00	



Obr. 3 Priebehy deformačných charakteristík sledovaných pneumatík

Jednotlivé priebehy deformačných charakteristík sledovaných pneumatík uvedené na obrázku č. 3 je možné popísať nasledovnými kvadratickými funkciami (tabuľka č. 4).

Tabuľka č. 4: Závislosti deformačnej charakteristiky Continental AC3028×9,00-15PR6

Kvadratická funkcia				Linearizovaná funkcia
	Funkcia	R ²	R	Funkcia
Tlak hustenia 250 kPa	$y = 2E+07x^2 + 410316x$	0,9998	0,9999	$y = 583668,64.x$
Tlak hustenia 200 kPa	$y = 4E+06x^2 + 303455x$	0,9977	0,9998	$y = 356800,00.x$
Tlak hustenia 150 kPa	$y = 1E+06x^2 + 263039x$	1,00	1,00	$y = 277727,27.x$

Poznámka: y – zvislé zaťaženie kola, [N]
 x – deformácia pneumatiky, [m]

Tabuľka č. 5: Závislosti deformačnej charakteristiky Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10

Kvadratická funkcia				Linearizovaná funkcia
	Funkcia	R ²	R	Funkcia
Tlak hustenia 300 kPa	$y = 4E+06x^2 + 454050x$	0,9993	0,9996	$y = 504764,54.x$
Tlak hustenia 220 kPa	$y = 1E+06x^2 + 428871x$	0,9979	0,9999	$y = 443553,72.x$
Tlak hustenia 160 kPa	$y = 1E+06x^2 + 411393x$	1,00	1,00	$y = 424099,72.x$
Tlak hustenia 100 kPa	$y = 7E+06x^2 + 145147x$	0,9999	0,99995	$y = 266479,29.x$

Poznámka: y – zvislé zaťaženie kola, [N]
 x – deformácia pneumatiky, [m]

Pre uvedené linearizované funkcie spätne nevieme stanoviť hodnoty korelačných koeficientov. Preto nameranými údajmi preložíme jednoduchú lineárnu funkciu tvaru:

$$Q = c \cdot y \quad [-] \quad (4)$$

kde: y – radiálna statická deformácia pneumatiky (tabuľka 2 a 3), [m]

Q – radiálne zaťaženie pneumatiky (tabuľka 2 a 3), [N]

a vypočítame si z nej hľadanú hodnotu tuhosti pneumatiky „ c “ pomocou metódy najmenších štvorcov. Pre hodnotu radiálnej tuhosti pneumatiky potom platí:

$$c = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot Q_i}{\sum_{i=1}^n y_i^2} \quad [N.m^{-1}] \quad (5)$$

Hodnoty korelačných koeficientov tejto novo vytvorenej funkčnej závislosti stanovíme podľa vzťahu:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2 \cdot \sum_{i=1}^n y_i^2}} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot Q_i}{\sqrt{\sum_{i=1}^n y_i^2 \cdot \sum_{i=1}^n Q_i^2}} \quad [-] \quad (6)$$

Tým overíme či aj novo vytvorená lineárna funkcia dostatočne presne popisuje súbor nameraných závislostí. Výpočtom sme sa dopracovali k nasledovným výsledkom (tabuľka 6 a 7).

Tabuľka 6: Porovnanie lineárnych funkcií Continental AC30 28×9,00-15 PR6

Tlak hustenia (kPa)	Lineárna funkcia	R ²	R	Linearizovaná funkcia
250 kPa	Q = 604258.y	0,9982	0,9991	Q = 583668,64.y
200 kPa	Q = 373207.y	0,9988	0,9994	Q = 356800,00.y
150 kPa	Q = 286357.y	0,9998	0,9999	Q = 277727,27.y

Tabuľka 7: Porovnanie lineárnych funkcií Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10

Tlak hustenia (kPa)	Lineárna funkcia	R ²	R	Linearizovaná funkcia
300 kPa	Q = 516843.y	0,9975	0,9987	Q = 504764,54.y
220 kPa	Q = 455591.y	0,9974	0,9987	Q = 443553,72.y
160 kPa	Q = 434675.y	0,9998	0,9999	Q = 424099,72.y
100 kPa	Q = 303759.y	0,9894	0,9947	Q = 266479,29.y

4. DISKUSIA

Pre porovnanie získaných funkčných závislostí linearizovanej a jednoduchšej lineárnej závislosti, sme ďalej stanovili hodnoty relatívnej chyby. Tie sú uvedené pre jednotlivé sledované pneumatiky v nasledujúcich tabuľkách 8 a 9.

Tabuľka 8: Relatívna chyba určovania statickej tuhosti Continental AC30 28×9,00-15 PR6

Tlak hustenia (kPa)	Linearizovaná funkcia	Lineárna funkcia	Tuhosť stanovená meraním (N.m ⁻¹)	Tuhosť stanovená výpočtom (N.m ⁻¹)	Relatívna chyba (%)
250	Q = 583668,64.y	Q = 604258.y	583 668,64	604 258,00	3,40
200	Q = 356800,00.y	Q = 373207.y	356 800,00	373 207,00	4,40
150	Q = 277727,27.y	Q = 286357.y	277 727,27	286 357,00	3,00

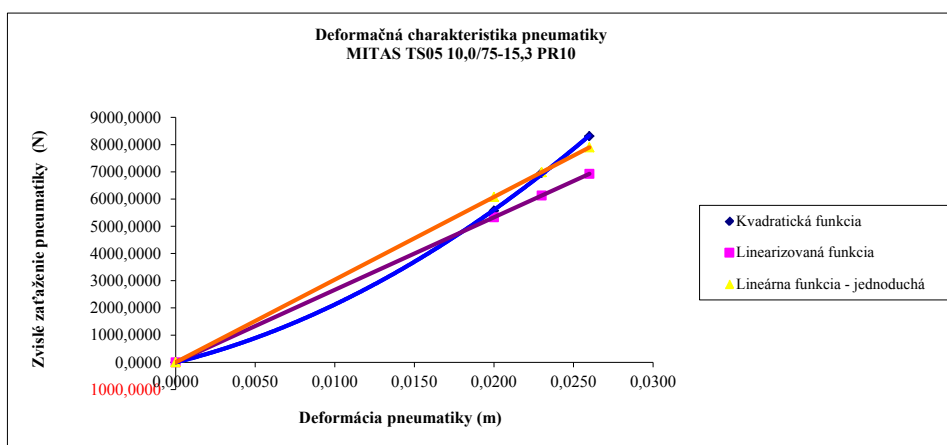
Tabuľka 9: Relatívna chyba určovania statickej tuhosti Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10

Tlak hustenia (kPa)	Linearizovaná funkcia	Lineárna funkcia	Tuhosť stanovená meraním (N.m ⁻¹)	Tuhosť stanovená výpočtom (N.m ⁻¹)	Relatívna chyba (%)
300	Q = 504764,54.y	Q = 516843.y	504 764,54	516 843,00	2,30
220	Q = 443553,72.y	Q = 455591.y	443 553,72	455 591,00	2,60
160	Q = 424099,72.y	Q = 434675.y	424 099,72	434 675,00	2,40
100	Q = 266479,29.y	Q = 303759.y	266 479,29	303 759,00	12,30

Ako vyplýva z hodnôt relatívnej chyby uvedených v tabuľkách 7 a 8, je možné z pomerne veľkou presnosťou stanoviť hodnoty statickej radiálnej tuhosti pneumatiky aj s použitím jednoduchšej lineárnej aproximácie bez použitia uvedeného linearizačného postupu skutočnej kvadratickej závislosti. To však platí predovšetkým pre hodnoty vyšších tlakov hustenia, kde hodnoty relatívnej chyby stanovenia radiálnej tuhosti dosiahli maximálne hodnoty 4,40 % pri pneumatike Continental AC30 28×9,00-15 PR6 a 2,6 % pri pneumatike Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10. Problematická je lineárna aproximácia pri nízkych tlakoch hustenia, kde sa výrazne prejavuje nelinearita a hysterézia sledovanej závislosti deformácie pneumatiky na jej zaťažení. Príkladom je pneumatika Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10 pri tlaku hustenia 100 kPa kde relatívna chyba stanovenia statickej tuhosti dosiahla až 12,30 %. Pre prevádzkovú presnosť je prijateľná chyba maximálne do 5 %.

Priebeh závislosti deformácie pneumatiky na zvislom zaťažení pre namerané údaje, linearizovanú a jednoduchú lineárnu funkciu je znázornený na obr. 4. Príklad je uvedený pre pneumatiku Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10 pri tlaku hustenia 100 kPa.

Záverom by bolo dobré pripomenúť, že hodnoty statickej radiálnej tuhosti, ktoré sme stanovovali je možné využiť napr. vo výpočtoch odpruženia mobilného pracovného stroja do rýchlosti jazdy max. 3 km.h⁻¹. Pri väčšej pojazdovej rýchlosti je nutné tieto hodnoty korigovať a to smerom nadol zhruba o 20 %.



Obr. 4 Deformačná charakteristika pneumatiky Mitas TS05 10,0/75-15,3 PR10 pri tlaku hustenia 100 kPa

5. ZÁVER

Hlavným limitujúcim parametrom zisťovania radiálnej statickej tuhosti pneumatík na pôdnom skúšobnom kanáli je to, že nám neumožňuje zabezpečiť zaťaženie pneumatiky menšie než 480 kg. Ďalšou nevýhodou je, že zaťaženie pneumatiky je vyvodzované prostredníctvom mechanických závaží čo značne komplikuje manipuláciu s daným zariadením. Z tohto dôvodu by bolo vhodné do budúcnosti uvažovať so stavbou skúšobného

zariadenia, ktoré by umožňovalo aj zisťovanie ďalších deformačných činiteľov pneumatík (bočná a torzná tuhosť). Takéto zariadenie sa nazýva statický adhezor. Podložka tohto zariadenia umožňuje zisťovať okrem radiálnej statickej tuhosti aj spomínané ďalšie dve charakteristiky. Zvislé (radiálne) zaťaženie je u tohto zariadenia vyvodzované prostredníctvom hydraulického mechanizmu, čo značne zjednodušuje mechanickú konštrukciu celého zariadenia.

SUMMARY

Tyres constitute an important element in the chassis design of mobile working machines, providing for the machine suspension, as these kinds of machines are not equipped with any other chassis suspension mechanism. In this regard, tyres and particularly their stiffness play a significant role. With regard to tyre stiffness, there are several kinds of this tyre property depending on the way a tyre is loaded. When a mobile working machine is driven on a rough terrain, the tyres are exposed to radial, lateral and twisting (peripheral) forces. Referring to these three types of load forces we can distinguish radial, lateral and twisting (peripheral) stiffness of a tyre.

We shall also focus on determining the radial static stiffness of tyres in this article. It is the testing soil channel design itself that enables to determine this property. However, the given design does not enable to determine lateral and twisting stiffness of a tyre.

The static, as well as the dynamic radial stiffness of tyres does not only affect the suspension of a machine in the field, but it also affects other tyre properties related to its contact with the surface of a terrain on which it is running. It affects the size of tyre contact surface, the size of tyre contact pressure, the size of the external as well as the internal component of rolling resistance, thus affecting also the energy losses in the overall power delivered to the wheels of a mobile working machine.

We have determined radial deformation characteristics of selected tyres with regard to different values of inflation pressure and different values of vertical load in a testing soil channel (Fig. 1). The vertical tyre load was generated by steel weights ranging from 520.40 kg to 1025.09 kg. The supporting frame structure does not enable to generate tyre load lower than 480 kg. It is due to the fact that the entire drive mechanism of the tested wheel is installed on this member, which is used for traction and tensile testing of tyres (together with members 5 and 6, Fig. 1). It is the Continental AC30 28×9.00-15 PR6 and Mitas TS05 10.0/75-15.3 PR10 diagonal tyres with a V-shaped tread pattern that were selected for the testing. Their basic technical parameters are shown in Table 1 below, while the graphical representation of their load carrying capacity at different inflation pressures and driving speeds is shown in Fig. 2.

We performed the actual measurement of radial deformation characteristics in such a way that we lifted the support frame with an installed tyre by means of a 5000 kg workshop crane and placed a 10 mm thick steel plate on the flattened soil surface under the wheel. The tyre deflection itself was measured by means of a height gauge with the nominal size of 1000 mm. Beside the above mentioned measurement we also determined the required parameters of tyre contact surface with the plate. We turned the tyre contact surface against a thick drafting paper before which we applied a tempera paint on the tyre.

Results of the performed measurements, as well as the calculations of the resulting radial static stiffness values of the tyres subject to testing are shown in Tables 2 and 3 below. Graphic representations of tyre deformation characteristics at different inflation pressures are shown in Fig. 3.

The respective behaviours of deformation characteristics of the tyres subject to testing shown in Fig. 3 can be described by means of the following quadratic functions (Table 4).

Finally, it should be mentioned that the static radial stiffness values that we have determined can be used, for example, in the calculations of mobile working machine suspension at a driving speed of up to 3 km.h^{-1} . In case of a higher driving speed the given values must be adjusted downwards by approximately 20 %.

The main limiting parameter in the determination of radial stiffness of tyres in a testing soil channel is the fact that it does not allow us to use a tyre load lower than 480 kg. Another disadvantage is that the tyre load is generated using mechanical weights, which make it considerably difficult to handle the given equipment. It is therefore desirable to consider erecting a testing facility that would also enable to determine other tyre deformation factors (lateral and peripheral stiffness). Such a facility is called a static adhesion. The support plate of such a device enables to determine not only the radial static stiffness but also the other two above mentioned characteristics. Vertical (radial) load in case of this equipment is generated by means of a hydraulic mechanism allowing for a much more simple mechanical structure of the entire equipment.

LITERATÚRA

- CVEKL, Z. – DRAŽAN, F. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení. Praha, Bratislava: SNTL/Alfa, 1976, 320 s.
- GREČENKO, A.: Vlastnosti terénnych vozidel. Praha: ES VŠZ, 1994, 118 s.
- KOUTNÝ, F.: Konstrukce výrobků. Geometrie a mechanika pneumatik. Zlín: ES UTB, 2009, 140 s. ISBN 978-80-7318-796-5
- KRMELA, J.: Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I. Brno: Tribun EU, 2008, 102 s. ISBN 978-80-7399-365-8

Kontaktná adresa:

Ing. Milan Helexa, PhD.

Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen

e-mail: helexa@pobox.sk

THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF PHYSICOCHEMICAL AND TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF HYDRAULIC OILS WITH A LOW ENVIRONMENTAL IMPACT

EXPERIMENTÁLNY VÝSKUM FYZIKÁLNOCHEMICKÝCH A TRIBOLOGICKÝCH CHARAKTERISTÍK HYDRAULICKÝCH OLEJOV S NÍZKYM ENVIRONMENTÁLNYM DOPADOM

**Marian KUČERA – Michaela HNILICOVÁ – Ján TURIS
– Petra SEMANOVÁ**

Abstract: During the past few decades, special attention has been devoted to developing modern devices and methods for a condition monitoring of tribomechanical characteristics of technical systems. Today, there are different physical, chemical and tribological methods in use for a tribomechanical system diagnosis.

In the present paper the physical-chemical properties and tribological characteristics hydraulic oils with a low environmental impact were investigated in the standard test procedures and compared with commercially available mineral hydraulic oil. This paper deals with the tribological tests as a part of oil analysis, that are used for its condition assessment. For determining anti-wear properties of the hydraulic oils the standard STN EN ISO 20623:2004. Tribological performances of the hydraulic oils were demonstrated by using Four Ball test rig. The presented methods of oil analysis should contribute to an early detection of failures due to friction and wear processes in hydraulic systems and reduce the need for preventive maintenance.

Key words: vegetable oil-based lubricants, biodegradable hydraulic oils, tribological characteristics, physicochemical properties, wear

Abstrakt: Počas posledných niekoľkých desaťročí bola osobitná pozornosť venovaná vývoju moderných prístrojov a metód pre sledovanie stavu tribomechanických vlastností technických systémov. V súčasnej dobe existujú rôzne fyzikálno-chemické a tribologické metódy používané pre tribomechanickú diagnostiku systému.

V tomto príspevku boli skúmané fyzikálno-chemické vlastnosti a tribologické charakteristiky hydraulických olejov s nízkym dopadom na životné prostredie pomocou štandardných skúšobných postupov a porovnávané s komerčne dostupným hydraulickým olejom na ropnom základe. Pre stanovenie protioderových vlastností bol použitý štandard STN EN ISO 20623:2004. Meranie sa

uskutočnili použitím štvorgul'kového skúšobného zariadenia. Predložené metódy analýzy olejov by mali prispieť k včasnejšej detekcii porúch v dôsledku trenia a opotrebovania procesov v hydraulických systémoch a redukcie potreby preventívnej údržby.

Kľúčové slová: mazivá na rastlinnej báze, biologicky rozložiteľné hydraulické oleje, tribologické charakteristiky, fyzikálnochemické vlastnosti, opotrebovanie

INTRODUCTION

Lubricants used today originate mainly from petroleum-based products are therefore toxic to the environment. The environment is becoming increasingly contaminated with numerous kinds of pollutants, so any reduction is beneficial (Salimon et al., 2010, Majdan et al. 2011). Lubricants are not particularly problematic compared to a number of other chemical products being released into the environment. However, every day, a large portion of lubricants pollute the environment either during or after their use (Bartz, 2006, Tkáč et al. 2012). Through accidental spillage, volatility, and industrial waste 50–60 % of all lubricants end up in the environment. For hydraulic fluids the loss is estimated to be as high as 70–80 % (Adhvaryu et al., 2008). Lubricants and functional fluids are omnipresent due to their widespread use. They pollute the environment in small, widespread amounts and rarely in large, localized quantities. In certain applications, strict specifications on various environmental matters have become mandatory. Alternative energy sources are becoming increasingly important because the petroleum supply may not always be available.

The use of plant oils as biolubricants offers a wide range of advantages. These include biodegradability (Battersby, 2000), low environmental pollution, easy additive combinations (Talkit et al., 2012, Kreivaitis et al., 2009), low production costs (Krzan and Vizintin, 2006) and many production possibilities (Petlyuk and Adams, 2010). Also there are advantageous properties associated with plant oils such as, low toxicity, high flash points, low volatility and high viscosity indices (Santos et al., 2004). Thus they are a good alternative to petroleum oils. Plant oils primarily consist of triacylglycerols, which are glycerol molecules with three long chain fatty acids attached at the hydroxyl groups via ester linkages (Fox and Stachowiak, 2007). Fatty acids found in natural plant oils differ in chain length and in the number of double bonds (Aluyor et al., 2009). Most of the plant based oils contain at least four and sometimes as many as 12 different fatty acids. The proportions of each fatty acid depend not only on the type of plant, but also on the climate, the weather and the available food. Table 1 depicts the physico-chemical properties of different vegetable oils.

Table 1 Physicochemical properties of common vegetable oils

Properties	Rapeseed (Joseph 2007)	Sunflower (Svajus 2001)	Soybean (Matthew et al. 2007)	High oleic Soybean (Adhvaryu et al. 2004)
Kinematic viscosity hat 40 °C (mm ² .s ⁻¹)	45,60	40,05	32,93	41,34
Kinematic viscosity hat 100 °C (mm ² .s ⁻¹)	10,07	8,65	8,08	9,02
Viscosity index	216	206	219	–
Saponification value (mgKOH.g ⁻¹)	180	–	189	–
Total acid value (mgKOH.g ⁻¹)	1,40	–	0,61	0,12
Iodine value (mgI.g ⁻¹)	104	–	144	86
Pour point (°C)	–12	–12	–9	–
Flash point (°C)	240	252	240	–

2 EXPERIMENTAL DETAILS

2.1 Lubricant samples

Hydraulic oils 1 to 3 are environmental adapted lubricants. Due to the growing worldwide interest in environmental issues, biodegradable lubricants are growing on the industrial market. Biolubricants are more prone to oxidation which makes them interesting to investigate and also give the advantage that they can be oxidized in the laboratory in fair amount of time. Hydraulic oil 4 which is standard mineral oil based hydraulic oil was chosen to compare with the other three biodegradable hydraulic oils. The composition of the tested formulations is shown in Table 2.

Table 2 Tested fluids

Oil Code	Oil type	Additives
RO	Rapeseed oil	Ester + standard additives
SO 1	Sunflower oil	no added oil
SO 2	Sunflower added oil (HOSO ^a)	Ester + ROi ^b +AWa ^c +PPa ^d
MO	Paraffin mineral oil – Reference Lubricant	Standard additives package

^a HOSO: High Olei Sunflower Oil (83 %), ^bROi: Rust and Oxidation inhibitor, ^cAWa: Anti-Wear additive, ^dPPa: Pour point additive

Kinematic viscosities of samples were determinated at 40 and 100 °C. The viscosity at 40 °C and 100 °C have been measured according to STN EN ISO 3104+AC and the viscosity index (VI) was calculated. At the same time, this type of oils must have a low pour point and a reasonable level of acidic content; these parameters have been measured following the ASTM-D97 (pour point) and STN 65 6070 (Acid number) standards respectively. Another important parameter is oxidative stability; this properte has been measured by means of the DSC test (Differential Scanning Calorimetry). The stability has been analyzed using

an isothermal method under 20 bars of oxygen pressure maintaining the temperature at 145 °C for 120 minutes. The Onset parameter is the time at which oil oxidation starts.

2.2 Tribological test – Four ball test rig

Basic tribological tests are normally far away from the working conditions of the critical elements, but normally give an idea of the general wear and friction properties of materials and lubricants. Four Ball test rig was used to measure tribological properties of samples, Fig 1. The load of 150 N was used. The test runs 1 hour. Prior to each experiment, all the appropriate parts of the machine, i.e. bottom and upper ball holders, oil vessel and the test balls were washed in an ultrasonic bath and then dried. The testing procedure was adapted from the standard STN EN ISO 20623: 2004. The diameters of the wear scars on three stationary balls and the friction surfaces were measured and analyzed with an optical microscope. For each run the scar measurements were reported as an average of the Wear Scar Diameter (WSD) of the three balls in millimeters.

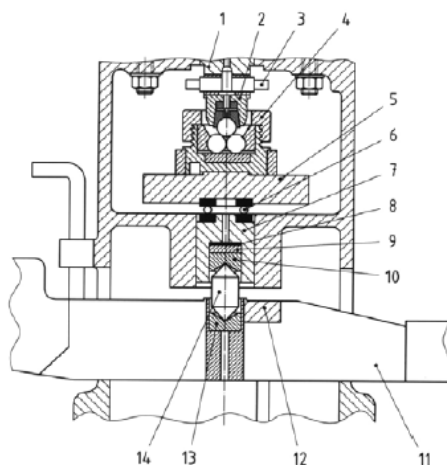


Fig. 1 Schematics of Four-Ball tribotester

1 – ball chuck holder; 2 – ball chuck; 3 – cam for removing ball chuck; 4 – ball pot assembly; 5 – ball pot mounting disc; 6 – trust bearing; 7 – gross head; 8 – brass shims; 9 – rubber disc; 10 – step bearing; 11 – counter-weighted level arm; 12 – fulcrum; 13 – step bearing; 14 – pressure pin (STN EN ISO 20623)

3 RESULTS AND DISCUSSION

3.1 Physicochemical properties

Table 4 shows the results obtained in the different physicochemical test performed in order to characterize the most relevant properties of the fluids developed. It is important to note the high viscosity index of the reference hydraulic fluids. This is an inherent property which is naturally present in the vegetable base oils. Concerning the acid content, this value is acceptable in the vegetable based formulations in comparison with the reference oil.

Table 4 Physicochemical tests results

Oil Code	η at 40°C (mm ² ·s ⁻¹)	η at 100°C (mm ² ·s ⁻¹)	VI	AN (mgKOH.g ⁻¹)	Pour point (°C)	OIT (min)
RO	45,6	10,04	209	0,78	-18	64
SO 1	39,3	8,5	202	0,06	-3	9
SO 2	36,1	8,0	204	0,71	-27	60
MO	48,7	8,3	145	0,54	-34	>120

The pour point obtained for the RO and SO 2 varies between -18 and -27 °C, considering that the pour point of vegetable oil (SO 1) is 3 °C, it can be said that the low temperature resistance has been substantially improved with the additive, especially for RO and SO 2. Another disadvantage of vegetable oils is their low oxidation resistance. Again, the additive has substantially improved the oxidation stability of the sunflower base oil and rapeseed base oil (RO and SO 2).

3.2 Friction and wear measurements

In these tests the seizure load measured for the fluids is not very high (150 N), because high requirements of this property are not needed in the applications for which they have been designed. The values obtained for the biolubricants fulfil the requirements of the reference mineral oil.

Concerning the friction, the vegetable base oils have a natural tendency to lubricate well and this property is reflected in the low levels of friction measured, even lower than the reference mineral fluid. However in some cases (SO 1), microweldings have been observed, which mean sudden increases in the friction coefficient μ (Table 5). These microweldings correspond with a higher wear generation and have been avoided in some formulations (RO and SO 2) that contain the adequate additive package to improve this undesirable behavior. These biolubricants have produced a similar wear to the reference mineral lubricant.

Table 5 Friction and wear test results

Oil	Coefficient of friction I (Mean)	Mikroweldings	Ball Wear Scar Diameter (μ m)
RO	0,10	No	532
SO 1	0,11	Yes	820
SO 2	0,09	No	530
MO	0,11	No	526

CONCLUSION

Lubricants, as well as any other oil, can impact environment and health of those who handle them, all along the production chain, until their final disposal. For this, environmental agencies have issued more restrictions on the safety and handling of lubricants,

demanding that it must not be toxic to human population and, in case of oil spills, do not put at risk the environment (forest, water bodies and areas of agricultural activities) (Kreivaitis et al. 2010). Because of these reasons, the development of novel formulations with significantly increased biodegradation rates compared to those obtained from mineral sources is necessary. The use of vegetable oils as base oil represents an alternative option to achieve this need, with higher levels of biodegradability and lower toxicities.

REFERENCES

- ADHVARYU, A., ERHAN, S.Z., PEREZ, J. M. 2004. Tribological studies of thermally and chemically modified vegetable oils for use as environmentally friendly lubricants. *Wear* 257 pp. 357–367. ISSN 0043-1648.
- ADHVARYU, A., ERHAN, S. Z., LIU, Z., SHARMA, B.K. 2008. Lubricant Base Stock Potential of Chemically Modified Vegetable Oils. *Journal of Agricultural and Food Chemistry* 56, pp. 8919–8925. ISSN 0021-8561.
- ALUYOR, E. O., KESSINGTON, O. O., MUDIACHEOGHENE, O. 2009. Biodegradation of vegetable oils: A review. *Scientific Research and Essay*. Vol.4 (6), pp. 543–548. ISSN 1992-2248.
- BARTZ, W. J. 2006. Ecotribology: Environmentally acceptable tribological practices. *Tribology International*, 39, pp. 728–733. 0301-679X.
- BATTERSBY, N. S. 2000. The biodegradability and microbial toxicity testing of lubricants – some recommendations. *Chemosphere*, 41(7), pp. 1011–1027.
- FOX, N. J. & STACHOWIAK, G. W. 2007. Vegetable oil-based lubricants – A review of oxidation. *Tribology International*, 40, pp. 1035–1047. ISSN 0301-679X.
- JOSEPH, P. V. 2007. Study of some non-edible vegetable oils of Indian origin for lubricant application. *Journal of Synthetic Lubrication* 24, pp. 181–197. ISSN 1557-6841.
- KREIVAITIS, R., GUMBYTĖ, M., PADGURSKAS, J., MAKAREVIČIENE, V., ASADAUSKAS, S. 2010. Influence of Thermal Oxidation on Tribological Properties of Rapeseed oil. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Nr. 1(57), pp. 30–33. ISSN 0724-3472.
- KREIVAITIS, R., PADGURSKAS, J., JANKAUSKAS, V., KUPČINSKAS, A. 2009. Tribological behaviour of rapeseed oil mixtures with mono- and diglycerides. *Technologija*. Nr. 5(79), pp. 74–78. ISSN 1392-1207.
- KRŽAN, B., VIŽITIN, J. 2006. Tribological properties of lubricants derived from renewable resources. *Goriva i maziva* 45 (5), pp.293-313. 0350-350X.
- MAJDAN, R., KOSIBA, J., TULÍK, J., KROČKOVÁ, D., ŠINSKÝ, V. 2011. The comparison of biodegradable hydraulic fluid with mineral oil on the basis of selected parameters. *Research in Agricultural Engineering*, Vol. 57 (Special Issue), s. 43–49. ISSN 1212-9151
- MATTHEW, T. S., NADER, S., BIGYAN, A., LAMBERT, A. D. 2007. Influence of fatty acid composition on the tribological performance of two vegetable-based lubricants. *Journal of Synthetic Lubrication*. 24, pp. 101–107. ISSN 1557-6841.
- MENDOZA, G., IGARTUA, A., FERNANDEZ-DIAZ, B., URQUIOLA, F., VIVANCO, S., ARGUIZONIZ, R. 2011. Vegetable oils as hydraulic fluids for agricultural applications. *Grasas y aceites*, 62 (1), 2011, p. 29–38. ISSN 0017-3495. DOI: 10.3989/gya. 056210
- PETLYUK, A. M., ADAMS, R. J. 2010. Oxidation Stability and Tribological Behavior of Vegetable Oil Hydraulic Fluids. *Tribology & Lubrication Technology*, 66 (1), pp. 42–48. ISSN 1545-858X.
- SALIMON, J., SALIH, H., EMAD, Y. 2010. Biolubricants: Raw materials, chemical modifications and environmental benefits. Review Article. *European Journal of Lipid Science and Technology*, 112(5), pp. 519–530. ISSN 1438-9312.

- SANTOS, J. C. O., SANTOS, I. M. G., CONCEIÇÃO, M. M., PORTO, S. L., TRINDADE, M. F. S., SOUZA, A. G., PRASAD, S., FERNANDES JR., V. J., ARAÚJO, A. S. 2004. Thermoanalytical, kinetic and rheological parameters of commercial edible vegetable oils. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2(75), pp. 419–428. ISSN 1388–6150.
- SVAJUS, A. 2001. Thin film test to investigate liquid oxypolymerization of nonvolatile analyses: assessment of vegetable oils and biodegradable lubricants. *Journal of the American Oil Chemists' Society* 78, pp. 1029–1035. ISSN 0003-021X.
- TALKIT, K. M., MAHAJAN, D. T., MASAND, V. H. 2012. Study on physicochemical properties of vegetable oils and their blends use as possible ecological lubricant. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*. Nr. 4(12), pp. 5139–5144. ISSN 0975-7384.
- TKÁČ, Z., MAJDAN, R., KOSIBA, J., TULÍK, J., KROČKOVÁ, D., ŠINSKÝ, V., STANČÍK, B., ŠTULAJTER, I. 2012. The test of biodegradable transmission and hydraulic fluid designed for agricultural tractors. *Savremena poljoprivredna tehnika*. Nr. 3(38), pp. 191–199. ISSN 0350-2953.

Article was elaborated in the framework of scientific project VEGA no. 1/0403/11 „Research on technical parameters chainsaw with respect to ergonomics and ecology work“.

Corresponding authors:

Assoc. prof. Marian Kučera Ph.D., Ing. Michaela Hnilicová, Ing. Ján Turis, Ph.D.,
Ing. Petra Semanová
Technical University in Zvolen,
Faculty of Environmental and Manufacturing Technology,
960 53 Zvolen, Slovak Republic
Contact: +421 45 5206 500,
e-mail: marian.kucera@tuzvo.sk

VPLYV DREVINY NA VÝKONNOSŤ HYDRAULICKÝCH ŽERIAVOV

EFFECT OF TREE SPECIES ON THE PERFORMANCE OF HYDRAULIC CRANES

Jozef KRILEK – Lucia DOBROTOVÁ

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá vplyvom dreviny na výkonnosť hydraulických žeriavov využívaných na Vysokoškolskom lesníckom podniku Technickej univerzity vo Zvolene. Predkladá materiál a metodiku riešenie výskumu vplyvu dreviny na výkonnosť hydraulických žeriavov s využitím evidenčného objemového prietokomera EPV 2.2. Poukazuje na využitie získaných výsledkov pre výskum a praktické využitie.

Kľúčové slová: hydraulický žeriav, výkonnosť, drevena

ABSTRACT: The article deals with the influence of trees on the performance of hydraulic cranes used for University forestry company of Technical University in Zvolen. Submitted material and methodology of research addressing the impact of trees on the performance of hydraulic cranes using a volumetric flowmeter registration EPV 2.2 It refers to the use of the results of research and practical applications.

Key words: hydraulic crane, performance, timber

1. ÚVOD

Pod pojmov výkonnosť strojov sa rozumie množstvo produktu, ktorý stroj spracuje za jednotku času. Výkonnosť stroja je ovplyvnená rôznymi vonkajšími faktormi ako aj typom stroja, ktorý je na konkrétnu pracovnú operáciu určený.

Je všeobecnou snahou zvyšovať výkonnosť odvozu dreva pri súčasnej racionálnej hospodárnosti výroby. Práve pri odvoze je možné úspešne riešiť technické, organizačné a ekonomické otázky, pretože pri odvoze je interakcia techniky a prírodného prostredia menej úzka ako napr. pri sústreďovaní dreva. Prírodné obmedzenia sú v porovnaní s výrobnými fázami vykonávanými v lese relatívne malé (Lukáč, 1999).

Výkonové normy VN pre skladanie a nakladanie:

- príprava vozidla na nakladanie,
- vlastné nakladanie,
- zabezpečenie nákladu a príprava vozidla na odjazd,
- príprava na vykladanie,
- skladanie dreva,
- príprava vozidla na odjazd (Lukáč, 1999).

Percentuálne úpravy VN pre skladanie a nakladanie a tiež úpravy prejazdu:

Percentuálne úpravy výkonových noriem môžu celkovú spotrebu času zvýšiť alebo znížiť podľa toho, či je práca sťažená alebo uľahčená. Zníženie sa pohybuje v rozpätí 5 až 15 % pre skladanie aj nakladanie a tiež pre jazdu, pre nakladanie a skladanie je zvýšenie v rozpätí 5 až 20 % a pre jazdu 10 až 40 % (Lukáč, 1999).

Výkonnosť za zmenu je to súčin počtu obrátok za zmenu a objemu nákladu na 1 obrátku. Počet obrátok za zmenu je to podiel produktívneho času (T-t) zmeny a spotreby času na 1 obrátku.

Objem nákladu, ktorý odvezie sólo vozidlo alebo súprava sa určí ako podiel užitočnej hmotnosti a objemovej tiaže dreva:

$$Q = \frac{Q_{uvz}}{\rho} \quad (1)$$

kde: Q – objem nákladu (m^3)

Q_{uvz} – užitočné zaťaženie vozidla alebo súpravy (kN)

ρ – objemová tiaž dreva ($kN.m^{-3}$) (Messingerová, 2001)

2. MATERIÁL A METODIKA

Experiment prebiehal na Vysokoškolskom lesníckom podniku Technickej univerzity vo Zvolene na stredisku služieb Lieskovec. Na výskum boli použité dve odvozné súpravy s klancovou nadstavbou a hydraulickým žeriavom. Na vozidlá boli namontované prietokomery s GPS modulom. Vozidlá sa využívajú na dopravu dlhých kmeňov z lesného skladu na sklad dreva. Pohybujú sa po štátnych komunikáciách a po lesných cestách.

Pre výskum bolo použité nákladné vozidlo IVECO 380T44W s hydraulickým žeriavom ESSEL 180Z (Obr. 1 vľavo). Svojou konštrukciou je predurčený na manipuláciu s drevnou hmotou, hlavne v dĺžkach, v lese a drevoskladoch. Podľa druhu prídavných zariadení je tento typ možné použiť aj v iných priemyselných odvetviach na nakladanie a vykladanie kusového i sypkého materiálu. Hydraulické prvky pre žeriav sú citlivé a spoľahlivé. K dispozícii je široký sortiment prídavných zariadení (www.vendormedia.com).



Obrázok 1 Hydraulický žeriav ESSEL 180 Z (<http://www.strojeslovakia.sk>) a PENZ 13 000 HL (vlastné foto)

Tabuľka 1 Technické údaje hydraulických žeriavov

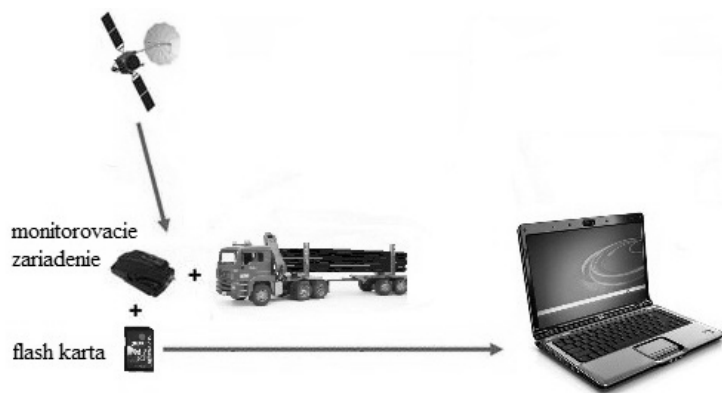
Technické údaje	180Z	13 000 HL
Max. klopný moment (kNm)	183,6	119,7
Max. vodorovný dosah (m)	9,0	9,59
Nosnosť (m/kg)	9,0 / 1 950; 6,0 / 2 950	3,5 / 4 000; 5,2 / 2 460; 7,0 / 1 850
Uhol otoče (°)	380	425
Krútiaci moment otoče (kNm)	37,1	30
Hmotnosť (kg)	2 630	2 400

Ako druhé vozidlo pre experiment bolo použité nákladné vozidlo TATRA 815 s hydraulickým žeriavom PENZ 13 000 HL. Hydraulický žeriav skladaný v prepravnej polohe do tvaru „Z“ s obojstranne výsuvnými a otočnými podperami (oporná šírka 4500 mm), dvojitým otočným mechanizmom s ozubeným hrebeňom, dvojčinnými hydraulickými valcami, priamym ručným sférickým ovládaním šúpatiek hydraulických rozvádzačov (4 sekcie), dvoma pedálovými ovládačmi a hydraulickým prevádzačom s stĺpe.

Pre experiment boli použité dva druhy drevín najviac spracovávané a manipulované počas sledovaného obdobia a to predstaviteľom ihličnanov a mäkká drevina – Smrek a predstaviteľ listnáčov a tvrdá drevina – Buk. Na základe rôznorodosti zastúpenia drevín v lesných porastoch Vysokoškolského lesníckeho podniku, Technickej univerzity vo Zvolene bol ako tretím sledovaním faktorom náklad s drevinovou skladbou Buk – Smrek. Surové kmene (v celých dĺžkach alebo krátené na odvoznú dĺžku) boli čerstvo zoťaté z predrubnej alebo rubnej ťažby. Ďalej sa sledovalo množstvo nakladanej a vykladanej dreviny v m^3 rozdelené do troch tried a to: 12,0–16,0 m^3 ; 16,0–20,0 m^3 ; 20,0–25,0 m^3 a počet nakladaných a vykladaných surových kmeňov s prepravovaného nákladu v ks rozdelené do štyroch tried: 10,0–20,0 ks; 20,0–30,0 ks; 30,0–40,0 ks; 40,0–50,0 ks.

Pre potreby experimentu bola práca vozidla rozdelená do nasledovných úkonov:

- nakladanie nákladu (vodič vozidla pomocou hydraulického žeriava nakladá surové kmene),
- vykladanie nákladu (vodič vozidla pomocou hydraulického žeriava vyloží surové kmene).



Obrázok 2 Bloková schéma meracieho reťazca

Pre vyhodnotenie výkonnosti sa použilo GPS zariadenie s prietokovým snímačom spotreby EPV 2.2. Po spustení motora sa sledované údaje zapisovali na pamäťovú kartu, pomocou ktorej sa prenášali do PC. Aby bolo možné jednotlivé časti práce vozidla vyhodnotiť bolo potrebné, aby pred každým úkonom (jazda naprázdno, nakladanie...) vodič vozidla vypol a opäť naštartoval vozidlo. Takto bolo možné vyhodnotiť výkonnosť pre jednotlivé úkony.

Po určitom časovom úseku sa údaje nahromadené na pamäťovej karte preniesli do PC. Následne sa pomocou užívateľského programu MS Excel vytriedili údaje podľa pracovných úsekov vozidla a vyhodnotili jednotlivé výkonnosti. Aplikované meracie zariadenie na odvoznú súpravu počas svojej činnosti snímalo:

- celkový čas chodu motora,
- celkový čas prevádzky,
- zobrazenie prevádzky vozidla v presných mapových podkladoch s presnosťou ulíc až na popisné číslo budovy
- dátum a čas, čas začiatku jazdy a konca jazdy, celkový čas jazdy, motohodiny (práca nadstavby, činnosť strojnej jednotky),
- celkovú a priemernú spotrebu na chod motora,
- celkovú a priemernú spotrebu na prevádzku,
- spotrebu paliva na jazdu (celková, priemerná), spotrebu paliva na prácu nadstavby, prejdenú vzdialenosť podľa tachografu (tachometra), priemernú rýchlosť (www.skrobanek.sk, 2011).

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Experiment prebiehal na Vysokoškolskom lesníckom podniku Technickej univerzity vo Zvolene na stredisku služieb Lieskovec. Meranie sa uskutočňovalo na vybraných hydraulických žeriavoch namontovaných na odvozných súpravách, a to na:

- hydraulickom žeriave ESSEL 180Z namontovanom na nákladnom automobile IVECO
- hydraulickom žeriave PENZ 13 000 HL namontovanom na nákladnom automobile TATRA.

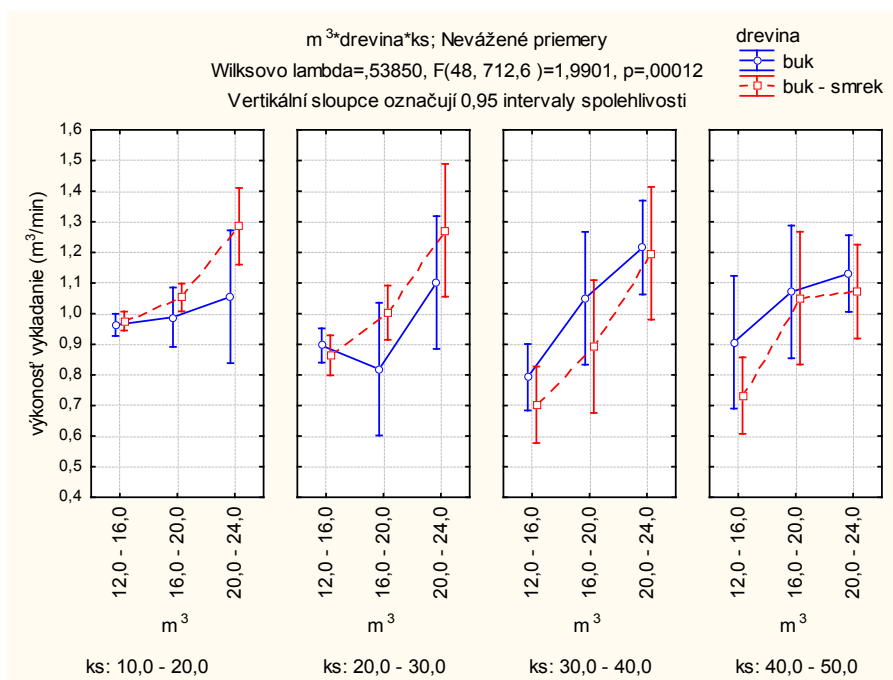
Údaje k jednotlivým hydraulickým žeriavom boli sumarizované v rokoch 2010 až 2012. Získané údaje (spotreba pohonných látok na nakladanie a vykladanie surového dreva v litroch (l), čas na nakladanie a vykladanie v minútach (min.)) z GPS modulu boli usporiadané a sumarizované v programe Microsoft Excel do tabuliek, kde boli roztriedené podľa typu hydraulického žeriavu. Každý typ hydraulického žeriavu bol vyhodnotený samostatne s cieľom nájsť všetky ukazovatele a faktory vplývajúce na výkonnosť.

- výkonnosť nakladanie ($m^3/min.$),
- výkonnosť vykladanie ($m^3/min.$).

Pre výpočet výkonnosti pre nakladanie a vykladanie nákladu bolo potrebné k jednotlivým údajom priradiť množstvá prepravovaného dreva (nákladu), druh nákladu a počet kusov. Tieto dáta boli získavané z dokladov o pôvode dreva. Počas sledovaného obdobia sa zistilo, že vozidlo Tatra 815 prevážalo náklad s drevinovou skladbou Buk – Smrek

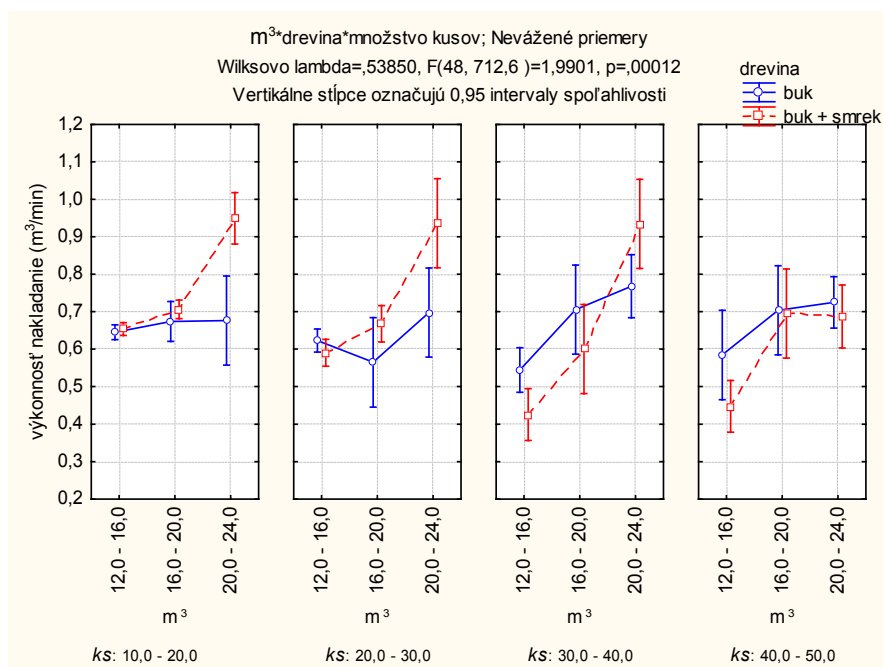
a Buk a na vozidle Iveco sa prevážal väčšinou náklad s drevinovou skladbou Smrek, Buk – Smrek a Buk.

Na zistenie vzájomnej závislosti výkonnosti sa zvolila ANOVA – viacfaktorová analýza rozptylu. Ako kritérium štatistickej významnosti sa v tomto prípade uvažuje hladina významnosti (p) F-testu, čo je pravdepodobnosť toho, že faktor nemá alebo má štatisticky významný vplyv. ANOVOU – viacfaktorovou analýzou rozptylu sa zisťovala vzájomná štatistická závislosť medzi max. výkonnosťou (ako závisle premenná) a drevinou, m^3 a ks (ako nezávisle premennými) je predpoklad, že jednotlivé veličiny sa vzájomne ovplyvňujú, na zovšeobecnenie testu štatistickej významnosti sa vykonal Duncanov Test. Pre variáciu úrovní troch faktorov ($3 \text{ drevina} \times 3 \text{ množstvá prepravovaného nákladu} - m^3 \times 4 \text{ počty surových kmeňov} - ks = 36 \text{ variácií}$) bol vyfiltrovaný reprezentatívny interval hodnôt skúmanej veličiny.



Obrázok 3 Graf 95 % intervalov pre stredné hodnoty výkonnosti vykladania pre všetky faktory so zvýraznením vplyvu dreviny

Z troch sledovaných faktorov (Obr. 3) má štatistický význam faktor m^3 . Z dvojfaktorových interakcií má štatisticky významný vplyv interakcia $\text{náklad} \cdot ks$. Trojfaktorová interakcia nemá štatisticky významný vplyv na výkonnosť vykladania.

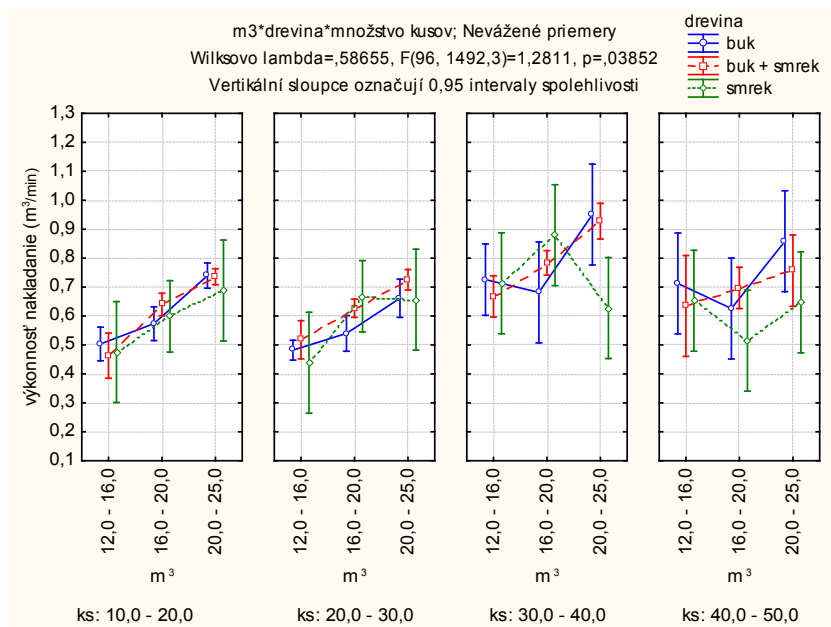


Obrázok 4 Graf 95 % intervalov pre stredné hodnoty výkonnosti nakladania pre všetky faktory so zvýraznením vplyvu dreveniny pre hydraulický žeriav ESSEL 180 Z

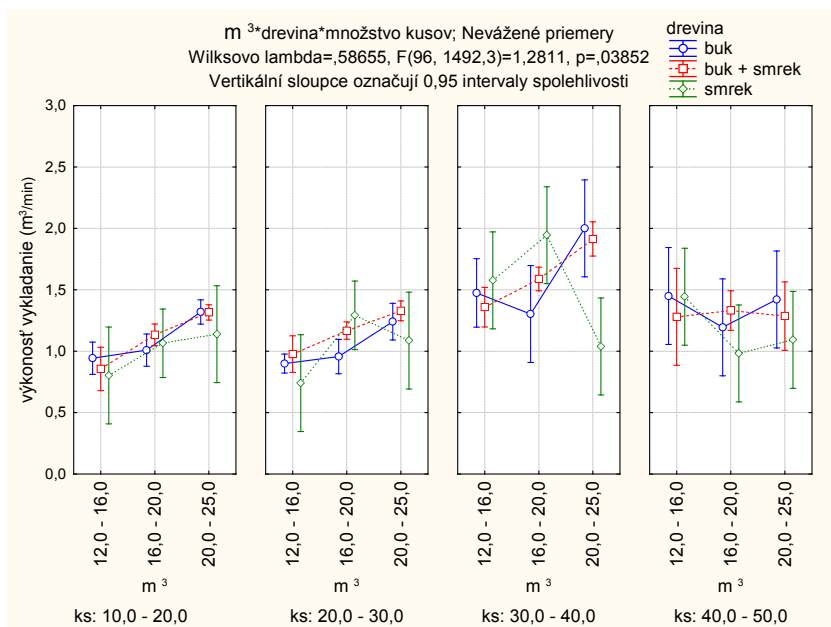
Z troch sledovaných faktorov (Obr. 4) majú štatistický významný vplyv faktory $m^3 \cdot ks$. Z dvojfaktorových interakcií majú štatistický významný vplyv všetky interakcie. Trojfaktorová interakcia nemá štatistický významný vplyv na výkonnosť nakladania.

Výkonnosť nakladania je pri kombinovanej skladbe nákladu dreveniny buk+smrek vyššia ako pri bukovej, čo môže byť spôsobené tým, že pri manipulácii kombinovanej dreveniny ide prevažne o menšie kusy (menšia hmotnosť surových kmeňov), s ktorými je ľahšia a rýchlejšia manipulácia. Pri vykladaní je výkonnosť takmer rovnaká pri všetkých druhoch drevenín.

Z troch sledovaných faktorov (Obr. 5) majú štatistický významný vplyv faktory $m^3 \cdot ks$. Z dvojfaktorových interakcií má štatistický významný vplyv interakcia $m^3 \cdot \text{drevina}$. Trojfaktorová interakcia nemá štatistický významný vplyv na výkonnosť nakladania.



Obrázok 5 Graf 95 % intervalov pre stredné hodnoty výkonnosti nakladania pre všetky faktory so zvýraznením vplyvu dreviny pre hydraulický žeriav PENZ 13 000 HL



Obrázok 6 Graf 95 % intervalov pre stredné hodnoty výkonnosti vykladania pre všetky faktory so zvýraznením vplyvu dreviny pre hydraulický žeriav PENZ 13 000 HL

Z troch sledovaných faktorov (Obr. 6) majú štatisticky významný vplyv faktory $m^3 \cdot ks$. Z dvojfaktorových interakcií má štatisticky významný vplyv interakcia $m^3 \cdot drevina$. Trojfaktorová interakcia nemá štatisticky významný vplyv na výkonnosť vykladania.

Výkonnosť nakladania hydraulického žeriavu PENZ 13 000 HL je pri kombinovanej drevine – buk+smrek najvyššia a pri smrekovej najnižšia, čo môže byť spôsobené tým, že pri manipulácii kombinovanej drevine ide prevažne o menšie kusy, s ktorými je ľahšia a rýchlejšia manipulácia. Pri vykladaní je výkonnosť takmer rovnaká pri všetkých manipulovaných druhoch dreveniny.

ZÁVER

Na výkonnosť vplýva mnoho faktorov ako je typ hydraulického žeriavu hlavne technické parametre hydraulických žeriavov jeho dosah, nosnosť a max. klopný moment. Druhým faktorom je vplyv operátora pri nakladaní a vykladaní surových kmeňov. Ako ďalší faktor je technický stav (opotrebovanie) a typ hydraulického žeriavu a jeho príslušenstva (hydrogenerátor, rozvádzač, rotátor, drapák, pretlakový ventil, hydromotory...) a v neposlednom rade prevádzkové parametre a podmienky (otáčky motora, ročné obdobie, druh a teplota hydraulického oleja, vedenie hadíc a rúr), čo ovplyvňuje hlavne prevádzkový tlak čo má za následok zmenu zdvihového momentu hydraulického žeriavu a reakčný čas a celkový čas nakladania a vykladania nákladu hydraulických žeriavov.

Cieľom experimentu bolo uskutočniť prevádzkové meranie za účelom zistenia výkonnosti vybraných hydraulických žeriavov pre nakladanie a vykladanie dreva. Počas prevádzkových meraní sa zisťovalo množstvo prepravovaného nákladu dreva v m^3 , počet nakladaných a vykladaných kusov, druh nakladanej a vykladanej dreveniny – skladba nákladu, čas potrebný na nakladanie a vykladanie a následne sa vyhodnocovala výkonnosť sledovaného zariadenia. Pre prevádzkové meranie boli vybrané dva hydraulické žeriavy, a to hydraulický žeriav ESSEL 180 Z namontovaný na nákladnom vozidle IVECO 380T44W a hydraulický žeriav PENZ 13 000 HL namontovaný na nákladnom vozidle TATRA T815.

Výkonnosť na nakladanie so zvyšujúcim sa množstvom m^3 pri oboch hydraulických žeriavoch má stúpajúci charakter. So stúpajúcim počtom kusov výkonnosť stúpa pri PENZ 13 000 HL, ale pri ESSEL 180 Z klesá, čo je zapríčinené realizačným časom hydraulického žeriavu. Výkonnosť nakladanie je ovplyvňovaná faktormi množstvo m^3 dreva a počet kusov – ks . Výkonnosť vykladania so zvyšujúcim množstvom m^3 dreva aj počtom kusov stúpa.

Najlepšie ukazovatele výkonnosti oboch sledovaných hydraulických žeriavov sú pri manipulácii s kombinovanou skladbou dreveniny buk+smrek. Výsledky výkonnosti pre vykladanie sú približne o 100 % vyššie ako výkonnosti pri nakladaní.

Neoddeliteľnou časťou výkonnosti je aj spotreba pohonných látok počas procesu nakladania a vykladania, ktorá sa sledovala počas monitorovacieho obdobia. Najlepšie parametre pre hydraulický žeriav PENZ 13 000 HL je pri počte kusov 30,0–40,0 ks , kedy je najkratší čas nakladania a vykladania, najnižšia spotreba pohonných látok na m^3 a najvyššia výkonnosť. Všetky tieto parametre sa s meniacim sa množstvom m^3 dreva a druhom skladby dreveniny výrazne nemenia.

Pre ESSEL 180 Z najvýhodnejšie parametre vyšli pri počte kusov 10,0–20,0 ks, kedy je najnižší čas nakladania a vykladania a najvyššia výkonnosť, je to však na úkor vyššej spotreby pohonných látok, ktorá je najnižšia pri počte kusov 20,0 – 40,0 ks.

LITERATÚRA

- KLVAČ, R. – WARD, S. – OWENDE, P. – LYONS, J. 2003. *Energy audit of wood harvesting systems*. In: Scandinavian Journal of Forest Research. 2003. sv. 18, č. 2, s. 176–183. ISBN 0282-7581.
- DEVLIN, G. J. – McDONNELL, K. P. – WARD, S. M. 2007. *Timber Haulage in Ireland: An Analysis using GIS and GPS*. In: Journal of Transport Geography. 16 (1). s. 63–72.
- MESSINGEROVÁ, V., 1998: Lesné dopravníctvo : Návod na cvičenia / V. – 1. vyd. – Zvolen : Vydavateľstvo Technickej univerzity vo Zvolene, 1998. – 152 s. – ISBN 80-228-0728-1
- Meranie spotreby paliva, [online]. [cit.2012-04-11]. Dostupné na internete: <http://www.gxsolutions.sk/riesenia/kategoria/meranie-spotreby-paliva>
- Prietokomery Škrobánek, [online]. [cit.2012-04-11]. Dostupné na internete: <http://www.skrobanek.sk/profil/>
- Merění spotřeby paliva, [online]. [cit.2012-04-11]. Dostupné na internete: <http://www.webdispecink.cz/mereni-spotreby-paliva/>
- Hydraulické žeriavy ESSEL, [online]. [cit.2012-05-15]. Dostupné na internete: <http://www.vendor-media.com/essel/?goto=B10-1&lng=sk>
- TESAŘ, R. 2006. *Rozbor technických a organizačních faktorů odvozu dříví u firmy Lesy Český Rudolec a.s.* diplomová práce.
- LUKÁČ, T. 1999. *Lesné dopravníctvo*. Zvolen: TUZV-LF, 1999. ISBN 80-228-0857-1.

Kontaktná adresa:

Ing. Jozef Krilek, PhD., Ing. Lucia Dobrotová
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: jkrilek@gmail.com, luciadobrotova@gmail.com

INTENZITA HLUKU VERZUS PSYCHICKÁ ZÁŤAŽ ČLOVEKA

NOISE INTENSITY VERSUS MENTAL STRESS OF MAN

Richard HNILICA – Miroslav DADO – Anna ŠOTEKOVÁ

Abstract: In general, noise can be considered as one of the most frequent risk factors, which influences the human comfort at work. It is therefore possible to say that the noise intensity will largely influence the mental stress of man at work. The submitted paper by means of experiment carried out analysis of the negative effects of noise on human mental stress according to noise intensity.

Key words: noise, intensity, mental stress, work environment, experiment

ABSTRAKT: Vo všeobecnosti možno považovať hluk za jeden z najčastejších rizikových faktorov, ktorý vplýva na pohodu človeka pri práci. Je preto možné konštatovať, že intenzita hluku bude do značnej miery ovplyvňovať psychickú záťaž človeka pri práci. V predloženom príspevku je pomocou experimentu vykonaná analýza negatívneho vplyvu hluku na psychickú záťaž človeka v závislosti od rôznej intenzity hluku.

Kľúčové slová: hluk, intenzita, psychická záťaž, pracovné prostredie, experiment

ÚVOD

Vo všeobecnosti možno konštatovať, že hluk (zvuk) je v súčasnosti neoddeliteľnou súčasťou životného prostredia a zároveň je jedným z jeho najväčších problémov. Strata sluchu spôsobená pôsobením nadmerného alebo dlhodobo pôsobiaceho hluku bola označená svetovou zdravotníckou organizáciou ako „najrozšírenejšia nevyliciteľná choroba z povolania“. Tak isto je jedným z rizikových faktorov zapríčiňujúcich chybovosť a stratu výkonu zamestnancov. Bolo dokázané, že zníženie hladiny hluku o 50 % znižuje pravdepodobnosť pochybenia zamestnancov o 50 %. (WHO 2010)

Treba si uvedomiť, že človek pri práci nie je ohrozený len fyzicky ale aj psychicky. Mnohokrát sa cítime podráždený, trpíme nespavosťou alebo bolesťou hlavy, a pritom hluk ani nemusíme vnímať. Avšak aj za tieto problémy je vo veľa prípadoch zodpovedný hluk, či už vyššej alebo nižšej intenzity. Environmentálna psychológia, ktorá sa touto problematikou zaoberá, síce upozorňuje na jeho negatívny vplyv, ale návod (postup) jeho odstránenia

z nášho okolia nedáva. Je možné ho iba zmierňovať. Hluk v prostredí však môže byť stresovým faktorom aj pri relatívne nízkej hlučnosti.

Hluk je všadeprítomný a vplyvný zdroj stresu. Či už prostredníctvom akútnych účinkov impulzného hluku alebo chronického vplyvu dlhodobej expozície. Účinky hluku zasahujú množstvo ľudí, ktorí musia vykonávať svoje pracovné povinnosti alebo podávať určité výkony v jeho prítomnosti. Hoci hluk má účinky, ktoré sú zdieľané spoločne s mnohými inými chronickými formami stresu, problematiku znečistenia životného aj pracovného prostredia hlukom je treba považovať za závažnú a hodnú pozornosti.

Pôsobenie hluku na zdravie môže byť umocnené vplyvom doplňujúcich stresorov. Tieto stresory môžu pôsobiť synergicky, antagonisticky alebo vôbec a môžu zahŕňať fyzikálne, chemické, biologické, sociálne a pracovné faktory. Pri experimente konanom v laboratóriu bola zistená interakcia nádhry a expozície hlukom, pričom došlo ku skráteniu bežnej reakčnej doby jedinca. (Žiaran, S., 2001)

MATERIÁL A METODIKA

V príspevku je uvedená pomocou experimentu vykonaná analýza negatívneho vplyvu hluku na psychickú záťaž človeka v závislosti od rôznej intenzity. Hodnotenie intenzity hluku sa vykonalo v laboratórnych podmienkach, pričom objektom hodnotenia bol probant, ktorý vykonával test koncentrácie pri súčasnom vystavení expozícii hlukom. Meranie sa uskutočnilo vždy za rovnakých teplotných a svetelných podmienok. Z tohto dôvodu sa tieto faktory nebrali do úvahy.

Spracovanie výsledkov sa uskutočnilo na základe štatistických analýz. Z pohľadu výsledkov sme si uvedomili, že tieto výsledky nie sú úplne štatisticky významné, čoho sme si uvedomili, no napriek tomu by sme chceli poukázať na predpokladané trendy, ktoré sa budú v budúcnosti hlbšie skúmať.

VÝSLEDKY

Pri experimente sa využil test na udržanie maximálnej koncentrácie na vykonanie jednoduchého úkon. Meranie sa uskutočnilo pomocou softvérového balíka *Súbor ergonomických úloh*. Premennou v tomto prípade bola zmena intenzity hluku, ktorá sa pred meraním zmeria meracím prístrojom. Intenzita hluku sa menila v piatich úrovniach:

- intenzita hluku 79 dB(A),
- intenzita hluku 85 dB(A),
- intenzita hluku 90 dB(A),
- relatívne ticho,
- bežný ruch.

Aby sa čo najlepšie zabezpečila kvalita a presnosť hodnotenia, test koncentrácie sa zopakoval 10 krát pre každú intenzitu hluku. Na obrazovke sa v pravidelných intervaloch objavovali vedľa seba dve jednociferné čísla. V priebehu jednej sekundy bolo potrebné rozhodnúť, ktoré z týchto čísel je väčšie a ktoré menšie. V teste sa vedľa seba nikdy neobjavila dve rovnaké čísla. Zistenú chybu je možné opraviť, ale len v stanovenom limite. Test trvá 5 minút a počas nich sa na obrazovke objavilo 300 číselných dvojíc. Program meria

najdlhší bezchybný interval, t.j. najväčšie množstvo správnych odpovedí idúcich za sebou. Pretože doba zobrazenia jednej dvojice je 1 sekunda, ide priamo o dobu maximálnej koncentrácie v sekundách.

Test koncentrácie je zameraný na zistenie miery chybovosti probanta pri rôznych zaťaženiach hlukom. Na vykonanie úlohy bola stanovená nulová hypotéza o dĺžke najdlhšieho bezchybného intervalu v hodnote 50 s resp. 80 s (pre relatívne ticho) oproti alternatívnej hypotéze, že sledovaná dĺžka je menšia ako 50 s resp. 80 s. Po vykonaní úlohy probantom, boli zistené hodnoty zapísané. Následne sa vykonal výpočet aritmetického priemeru jednotlivých meraní, aby bolo možné štatistické porovnanie hodnôt pomocou regresnej analýzy. Rozsah súboru prvkov je označený ako množina M , kde počet prvkov je n (počet meraní) a ich hodnoty sú $x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ (najdlhší bezchybný interval), resp. $y_1, y_2, y_3 \dots y_n$ (celkový počet chýb). Potom ich **aritmetický priemer** bude:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (1)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (2)$$

Aby sa zistilo, nakoľko sa odchyľujú jednotlivé hodnoty od aritmetického priemeru, vypočítala sa **smerodajná odchýlka** s :

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (3)$$

Nevychýleným odhadom smerodajnej odchýlky je výberová smerodajná odchýlka s' :

$$s' = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4)$$

Ak sú hodnoty normálne rozdelené, potom v intervale leží približne 68 % hodnôt základného súboru.

Na záver sa ešte určila miera závislosti medzi jednotlivými veličinami, t.j. najdlhším bezchybným intervalom a celkovým počtom chýb. Táto závislosť je vyjadrená pomocou korelačnej odchýlky, ktorú charakterizuje **koefficient korelácie** r :

$$r_{x,y} = \frac{s_{x,y}^2}{\sqrt{s_x^2 \cdot s_y^2}} = \frac{s_{x,y}}{s_x \cdot s_y} \quad (5)$$

kde sa **konvariancia** $s_{x,y}^2$ vypočíta ako:

$$s_{x,y}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y}) \quad (6)$$

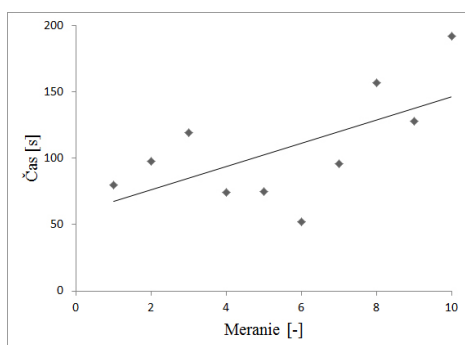
Medzi hodnotami x a y závislosti sa používa nasledujúce odstupňovanie:

- malá $|r_{x,y}| < 0,3$
- mierna $0,3 < |r_{x,y}| < 0,8$
- silná $0,8 < |r_{x,y}| < 1$

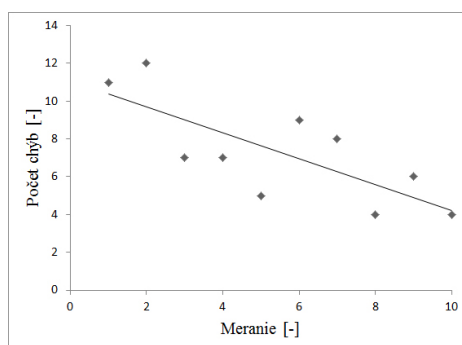
Výsledky jednotlivých experimentov spoločne so štatistickými prepočtami sú uvedené v Tabuľkách 1 až 5.

Tabuľka 1 Vyhodnotenie testu koncentrácie pri intenzite hluku 79 dB(A).

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Najdlhší bezchybný interval	x_i	80	98	119	74	75	52	96	157	128	192
Celkový počet chýb	y_i	11	12	7	7	5	9	8	4	6	4
Priemer	$\bar{x}$	107,1									
Priemer	$\bar{y}$	7,3									
Smerodajná odchýlka	s_x'	40,47									
Smerodajná odchýlka	s_y'	2,61									
Koeficient korelácie	$r_{x,y}$	-0,602									



a)



b)

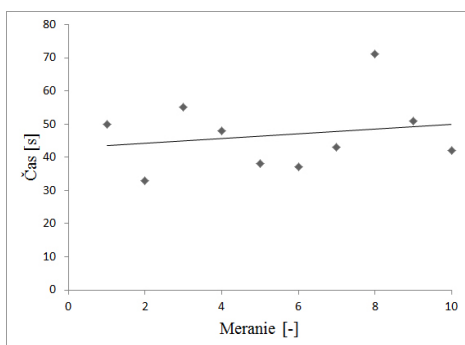
Obrázok 1 Lineárna regresná analýza koncentrácie pri intenzite hluku 79 dB(A) v závislosti:
a) najdlhšieho bezchybného intervalu,
b) celkového počtu chýb.

Pri intenzite hluku 79 dB(A) bol zistený koeficient korelácie $-0,602$, čo hovorí o nepriamej koreláci. Na základe tohto výsledku možno hovoriť o miernej lineárnej závislosti. To znamená, že najdlhší bezchybný interval a celkový počet chýb spolu čiastočne súvisia. Výsledná smerodajná odchýlka nám hovorí o normálnom rozdelení hodnôt. Priemerná doba koncentrácie je $107,1$ s, čím sa o $57,1$ s prekročila pôvodná hypotéza na začiatku

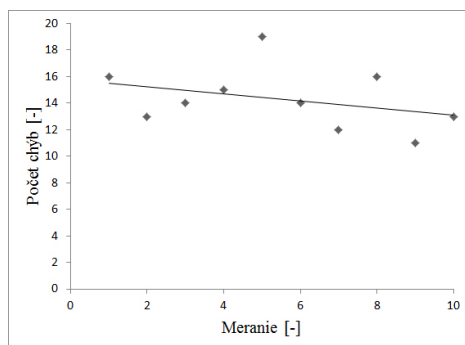
merania. Z Obrázka 1 je zrejmé, že na začiatku merania bola schopnosť koncentrácie probanta vyššia ako pri meraniach č. 4 ÷ 7, čo by mohlo viesť k domnienke, že po určitej dobe nastala u probanta monotónia. Zároveň však vidieť, že od merania č. 6 začala doba koncentrácie opäť stúpať. Celkový počet chýb je najvyšší pri meraniach č. 1 a 2, napriek tomu, že bola doba koncentrácie pomerne dlhá, čo znamená nerovnomerné rozloženie počtu chýb počas trvania merania. Priemerný počet chýb všetkých meraní je 7,3.

Tabuľka 2 Vyhodnotenie testu koncentrácie pri intenzite hluku 85 dB(A).

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Najdlhší bezchybný interval	x_i	58	33	55	48	38	37	43	71	51	42
Celkový počet chýb	y_i	16	13	14	15	19	14	12	16	11	13
Priemer	$\bar{x}$	47,6									
Priemer	$\bar{y}$	14,3									
Smerodajná odchýlka	s_x	10,92									
Smerodajná odchýlka	s_y	2,19									
Koeficient korelácie	$r_{x,y}$	0,112									



a)



b)

Obrázok 2 Lineárna regresná analýza koncentrácie pri intenzite hluku 85 dB(A) v závislosti:

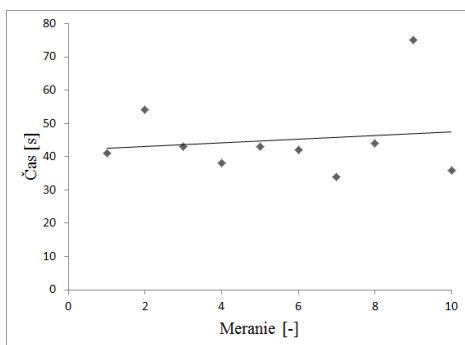
a) najdlhšieho bezchybného intervalu,

b) celkového počtu chýb.

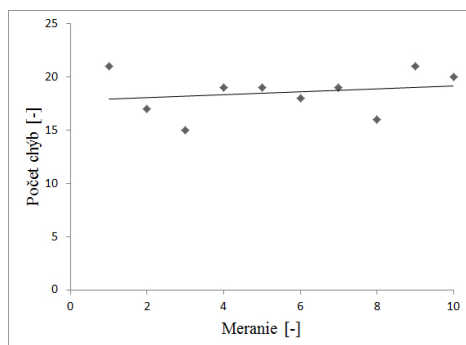
Zvýšením intenzity hluku na 85 dB(A) značne poklesla priemerná doba koncentrácie (47,6 s) a zároveň sa zvýšil priemerný počet chýb (pozri Tabuľku 2 a Obrázok 2). Najdlhší bezchybný interval sa približuje úvodnej hypotéze. Koeficient korelácie 0,112 hovorí o malej lineárnej závislosti. Avšak jedná sa o priamu koreláciu. Výsledná smerodajná odchýlka hovorí o normálnom rozdelení hodnôt.

Tabuľka 3 Vyhodnotenie testu koncentrácie pri intenzite hluku 90 dB(A).

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Najdlhší bezchybný interval	x_i	41	54	43	38	43	42	34	44	75	36
Celkový počet chýb	y_i	21	17	15	19	19	18	19	16	21	20
Priemer	$\bar{x}$	45									
Priemer	$\bar{y}$	18,5									
Smerodajná odchýlka	s_x	11,25									
Smerodajná odchýlka	s_y	1,91									
Koeficient korelácie	$r_{x,y}$	0,181									



a)



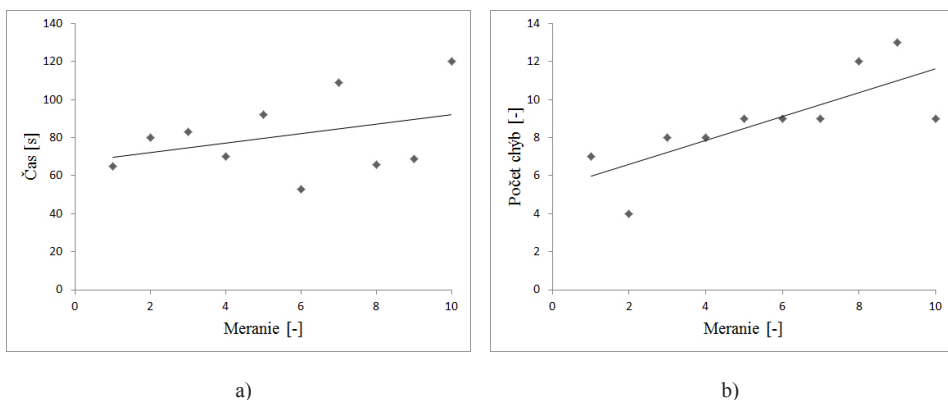
b)

Obrázok 3 Lineárna regresná analýza koncentrácie pri intenzite hluku 90 dB(A) v závislosti:
a) najdlhšieho bezchybného intervalu,
b) celkového počtu chýb.

Najvýznamnejší vplyv na koncentráciu bol zaznamenaný pri intenzite hluku 90 dB(A) (pozri Tabuľku 3 a Obrázok 3). Priemerná doba koncentrácie v tomto prípade je 45 s, čo je pod stanovenou hypotézou. Proband mal značné problémy sústrediť sa a udržať pozornosť. Dochádzalo k častým chybám a probant sa tiež sťažoval na bolesti hlavy, ktoré vznikli asi po 30 minútach testovania. Koeficient korelácie 0,181 ukazuje na malú priamu koreláciu. Výsledná smerodajná odchýlka hovorí o normálnom rozdelení hodnôt pre najdlhší bezchybný interval. V prípade celkového počtu chýb sa nejedná o normálne rozdelenie hodnôt, ale je blízke tomuto rozdeleniu.

Tabuľka 4 Vyhodnotenie testu koncentrácie v tichom prostredí.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Najdlhší bezchybný interval	x_i	65	80	83	70	92	53	109	66	69	120
Celkový počet chýb	y_i	7	4	8	8	9	9	9	12	13	9
Priemer	$\bar{x}$	80,7									
Priemer	$\bar{y}$	8,8									
Smerodajná odchýlka	s'_x	19,90									
Smerodajná odchýlka	s'_y	2,36									
Koeficient korelácie	$r_{x,y}$	- 0,101									



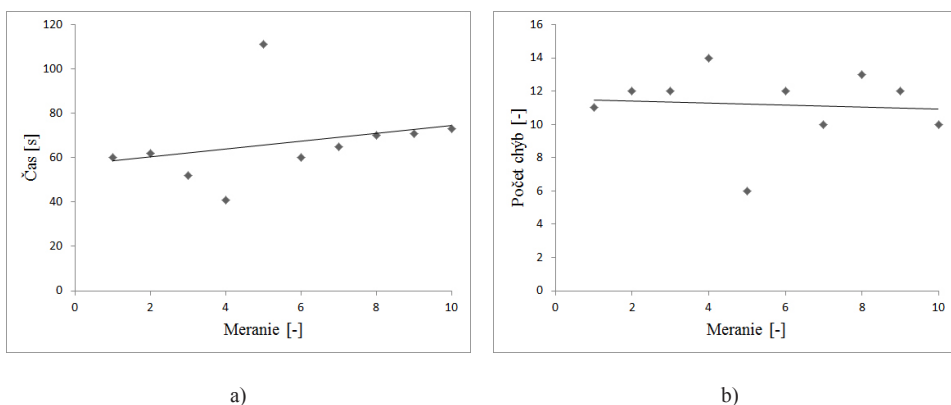
Obrázok 4 Lineárna regresná analýza koncentrácie v tichom prostredí v závislosti od:
a) najdlhšieho bezchybného intervalu,
b) celkového počtu chýb.

Pri teste koncentrácie v tichom prostredí sa predpokladal najdlhší bezchybný interval 80 s, čo sa meraním aj dokázalo (pozri Tabuľku 4 a Obrázok 4). V tomto prípade je korelácia veľmi malá, až takmer žiadna, teda medzi najdlhším bezchybným intervalom a celkovým počtom chýb je veľmi slabá závislosť. Počet chýb sa s rastúcim počtom meraní mierne zvyšoval, čo by mohlo naznačovať monotónnosť. V tichom prostredí často dochádza pri dlhotrvajúcej monotónnej práci k znižovaniu pozornosti. Výsledná smerodajná odchýlka hovorí o normálnom rozdelení hodnôt.

Tabuľka 5 Vyhodnotenie testu koncentrácie v **bežnom** rušnom prostredí.

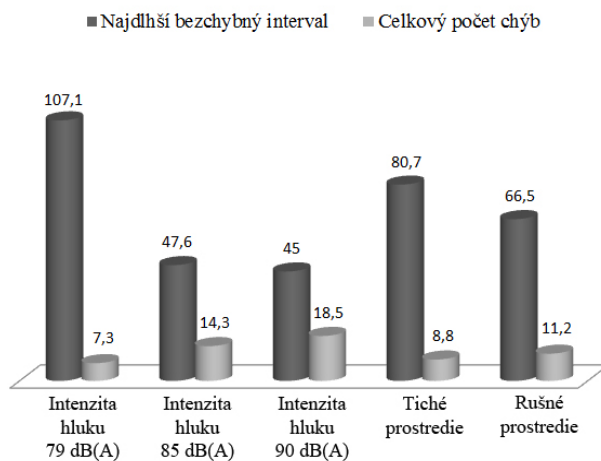
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Najdlhší bezchybný interval	x_i	60	62	52	41	111	60	65	70	71	73
Celkový počet chýb	y_i	11	12	12	14	6	12	10	13	12	10
Priemer	$\bar{x}$	66,5									
Priemer	$\bar{y}$	11,2									
Smerodajná odchýlka	s_x	17,39									
Smerodajná odchýlka	s_y	2,09									
Koeficient korelácie	$r_{x,y}$	- 0,876									

V rušivom prostredí sme zaznamenali nepriamu korelačnú závislosť (pozri Tabuľku 5 a Obrázok 5). Hodnota $-0,88$ znamená silnú koreláciu. Jednoducho povedané, čím bol bezchybný interval kratší, tým bolo zaznamenaných viac chýb. Priemerná doba koncentrácie v tomto prípade je 66,5 s, čo je nad stanovenou hypotézou. Výsledná smerodajná odchýlka hovorí o normálnom rozdelení hodnôt.



Obrázok 5 Lineárna regresná analýza koncentrácie v rušnom prostredí v závislosti od:
a) najdlhšieho bezchybného intervalu,
b) celkového počtu chýb.

Predložený príspevok sa zameriava na sledovanie najdlhšieho bezchybného intervalu, počas experimentov. Zároveň bol sledovaný a analyzovaný aj faktor bezchybnosti. Z výsledkov analýz experimentov bolo zistené, že hluk má výrazný negatívny charakter. Podľa výsledkov znázornených na Obrázku 6 je zrejmé, že hluk má nezanedbateľný vplyv na schopnosť sústredenia sa a koncentráciu probanta. Z Obrázka 6 je zároveň zjavné, že maximálna doba koncentrácie a celkový počet chýb spolu súvisia. Napriek tomu, že ide o pomerne jednoduchú úlohu, bolo preukázané, že zvyšovaním hluku narastal počet chýb a zároveň sa znižovala doba maximálnej koncentrácie. Tento experiment dokázal, že reakcie osoby na podnety boli nepriaznivo ovplyvnené zvýšením hluku, hlavne pri intenzite 85 a 90 dB.



Obrázok 6 Výsledné priemerné hodnoty experimentov.

Týmto laboratórnym experimentálnym meraním sa teda jednoznačne potvrdil nepriaznivý účinok hluku. S rastúcou úrovňou hlukovej záťaže sa znižuje doba, kedy probant vykonával činnosti bezchybne. V porovnaní s tichým prostredím sa naopak pri záťaži 79 dB(A) interval predĺžil, čo podľa Yerkes-Dodsonovho zákona môže znamenať, že zvyšovaním záťaže a v dôsledku toho aj aktivácie výkon stúpa, dosahuje optima, avšak pri ďalšom zvyšovaní záťaže klesá.

ZÁVER

Záverom je možné konštatovať, že cieľ kladený pred začiatkom experimentu bol dokázaný. Konkrétne bolo experimentálne dokázať a potvrdiť negatívny vplyv zvyšovania intenzity hluku na psychickú záťaž človeka. Použitím štatistického hodnotenia výsledkov bolo zistené, že hluk má signifikantný vplyv na sústredenosť. Zvyšovaním intenzity hluku sa zvyšovala chybovosť a skracoval interval chybovosti. Pri zaťažení 79 dB(A) sa zistilo zvýšenie koncentrácie, čím sa tiež potvrdil Yerkes-Dodsonov zákon.

Zamestnancom, od ktorých sa vyžadujú promptné a presné úkony, je zrejmé, že intenzívny alebo nečakaný hluk má negatívny vplyv na každý obvyklý pohyb, cvik alebo výkon. Dochádza k zníženej presnosti, kvalite aj rýchlosti psychomotorických výkonov a markantne sa zvyšuje chybovosť. Preto znižovanie hluku na pracovisku má aj ekonomický význam.

LITERATÚRA

- HNILICA, R., 2012. Synergické pôsobenie rizikových faktorov v pracovnom prostredí a spôsoby ich hodnotenia. In *Acta facultatis technicae: vedecký časopis Fakulty environmentálnej a výrobnnej techniky*. Zvolen : Technická univerzita vo Zvolene, 2012, roč. 17, č. 2, s. 25–34. ISSN 1336-4472.
- HNILICA, R., DADO, M., MESSINGEROVÁ, V., JANKOVSKÝ, M. 2012. Utilization of mathematical models in complex work environment assessment methods. *Časopis výzkumu a aplikací v profesionální bezpečnosti* [online], 2012, roč. 5, č. 3–4. Dostupné na internete: <<http://www.bozpinfo.cz/josra/josra-03-04-2012/mat-metody-v-prac-prostredi.html>>. ISSN 1803-3687.
- HRNČÍŘ, K. 2006 *Hluk. Škodliviny v pracovním prostředí*. Rožnov pod Radhoštěm: Vydavatelství ROVS, 2006. 72 s.
- HRNČÍŘ, K. 2007. *Psychická zátěž. Škodliviny v pracovním prostředí*. Rožnov pod Radhoštěm: Vydavatelství ROVS, 2007. 78 s.
- STANSFELD, S. A.– MATHESON, M. P. 2012. *Noise pollution – non-auditory effects on health*. British medical bulletin. [online]. Oxford: Oxford University, 2012 [cit. 2012-10-29]. ISSN 1471-8391. Dostupné na internete: <http://bmb.oxfordjournals.org/content/68/1/243.full>
- SUJOVÁ, E. Risk designing and the method of dual probability. In *Bezpečnosť – Kvalita – Spolahlivosť* : 4. medzinárodná vedecká konferencia. Košice : Technická univerzita v Košiciach, 2009, s. 233–238. ISBN 978-80-553-0137-2.
- WHO 2010. *World Health Statistics 2010*. [online]. WHO Library Cataloguing-in-Publication Data, 2010 [cit. 2013-06-11]. ISBN 978-92-4-156398-7. Dostupné na internete: http://www.who.int/whosis/whostat/EN_WHS10_Full.pdf

ŽIARAN, S. *Ochrana človeka pred kmitaním a hlukom*. Bratislava: Slovenská Technická univerzita, 2001. 254 s. ISBN 80-227-160 7-3

Príspevok bol spracovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu KEGA 016TUZVO-4/2011 „Tvorba modelov pre posudzovanie miery rizika práce v lesníckych činnostiach a strojárskych prevádzkach“.

Kontaktná adresa:

Ing. Richard Hnilica, PhD., Ing. Miroslav Dado, PhD., Bc. Anna Šoteková,
Katedra výrobných technológií a materiálov, FEVT, TU vo Zvolene, Študentská 26,
960 53 Zvolen, tel.: +421 45 5206 596, e-mail: hnilica@tuzvo.sk, dado@tuzvo.sk

ANALÝZA TECHNICKÝCH PARAMETROV TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENIA LESNÝCH TRAKTOROV PRE BEZÚVÄZKOVÉ PRIBLIŽOVANIE DREVA

ANALYSIS OF THE TECHNICAL PARAMETERS OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF LOGGING TRACTORS FOR TREE – LENGTH LOG SKIDDING

Milan MIKLEŠ – Juraj MIKLEŠ

Abstrakt: Technicko ekonomické vlastnosti a výkonnosť lesných ťahačov závisí od ťahových, kinematických veličín a hospodárnosti prevádzky. Tieto ekologické požiadavky vplyvajú na proporcionálne rozloženie tiaže traktora, alebo traktora s nákladom a na potrebný výkon motora traktora pre stanovenie parametrov počas projekcie a konštrukcie. V článku je analýza technických parametrov lesných kolesových traktorov.

Kľúčové slová: lesné stroje, traktory, lesná ťažba, ťahače

Abstract: Technical and economic characteristics and efficiency of forest wheeled skidders are dependent on traction and kinematics parameters as well as on the operating economy. The parameters of tractors must above all correspond to ecological demands. Out of such ecological requirements related to tractor parameters. These ecological requirements regarding proportionate distribution of weight of tractor or tractor and hauling logs and on the motor output need to be considered during the process of projection and construction, in order to prevent any misinterpretation of these parameters. This paper describes analysis technical parameters of forest wheeled skidders.

Key words: forest machine, tractors, logging, skidders

ÚVOD

Sústredovanie dreva od pňa na odvozné miesto kladie všeobecne vysoké nároky na konštrukciu a technický stav traktorov, pretože musia jazdiť po nespevnených cestách a priamo v teréne. Tieto nároky sa úmerne zvyšujú so zvyšovaním výkonnosti traktorov. Špeciálny lesný kolesový traktor je konštruovaný a vyrábaný so zreteľom na podmienky lesnej prevádzky. Pri dobrej organizácii práce a sústavnej starostlivosti sa môže použiť na sústredovanie dreva až po hranicu lanových terénov v horských oblastiach.

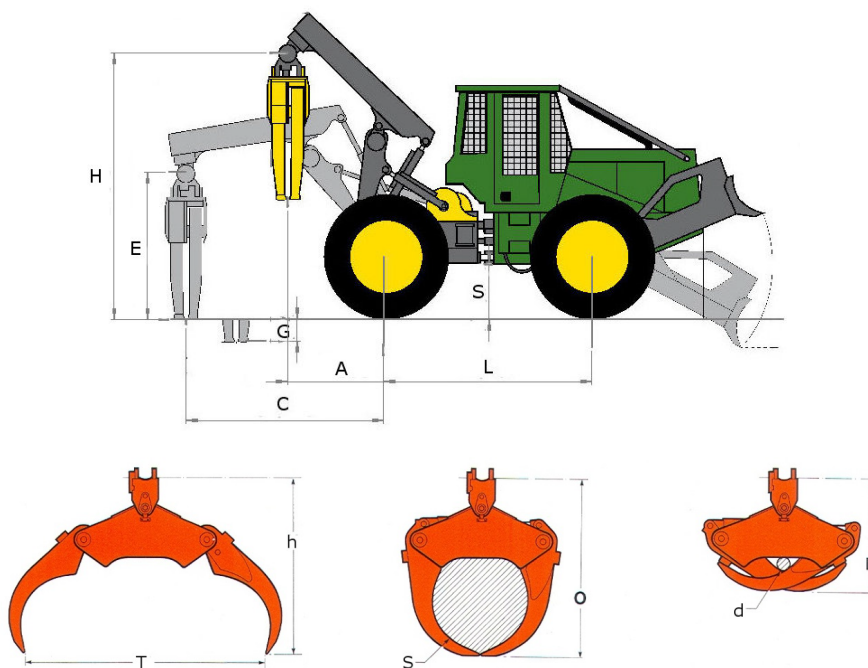
Rýchlosť pohybu a prispôsobenie na jazdu do veľmi členitom teréne umožňujú dosahovať vysoké denné výkony, na druhej strane však majú negatívny vplyv na stav jazdnej dráhy a tým aj na podvozok traktora. Ekonomickú efektívnosť prevádzky traktora podmieňuje jeho výkonnosť v dlhodobom priemere. Momentálnu výkonnosť na určitom pracovisku ovplyvňujú výkon motora, stav jazdnej dráhy a ťažobná technológia. Trvale dobrú výkonnosť traktora podmieňuje jeho dobré časové využitie, čo predpokladá, že traktor sa stále udržiava v dobrom technickom stave.

MATERIÁL A METÓDY

Lesné kolesové ťahače majú dvojdielny klbovo spojený rám a hnané všetky štyri kolesá rovnakej veľkosti, čo je predpokladom dosiahnutia maximálnej ťažnej sily. Riadenie majú plnohydraulické a dosahuje sa vzájomným natáčaním predného a zadného polrámu okolo zvislého kĺbu. Kríženie náprav umožňuje axiálny kĺb. Pri súčasných lesných kolesových ťahačoch spolu s úväzkovým technologickým zariadením s navijakom získalo značné rozšírenie technologické vybavenie pre bezúväzkové približovanie pomocou drapáka na sklopnom ramene. (Mikleš, 1990; Grečenko, 1994)

Technické charakteristiky bezúväzkového technologického vybavenia drapákom a sklopným ramenom popredných svetových výrobcov lesných kolesových traktorov a nášho výrobcu LKT s. r. o Trstená sú uvedené v tabuľke 1. (Mikleš, 2011)

Rozmerová schéma s označením jednotlivých rozmerov je zrejmä z obr. 1.



Obrázok 1 Rozmerová schéma traktora s technologickým vybavením
a) traktor b) drapák

Tabuľka 1 Technická charakteristika vybavenia, lesného traktora pre bezúväzkové približovanie ramena s drapákom

Parameter	Značka traktora												
	CAT525C	CAT535C	CAT545C	JD548G	JD648H	JD748H	TJ240A	TJ380B	TJ450B	TJ480B	TJ480B	LKT120	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
	Parametre drapáka												
T [mm]	3050	3124	3226	2159	2921	3225	1829	2540	2667	3048	2642	2500	
S [m ²]	1,16	1,34	1,54	0,7	1	1,38	0,52	0,83	0,91	1,26	1,23	–	
d [mm]	155	190	183	–	–	–	76	38	137	229	38	210	
h [mm]	1920	1981	2108	–	–	–	1829	1981	1918	1524	2134	1510	
Viazanie	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	bez	
Uhol otáčania [°]	360	360	360	360	360	30	210	260	360	360	260	360	
	Parametre ramena												
Typ	Dual Standard	Dual Standard	Dual Standard	Single	Dual	Dual	Single	Single	Dual	Dual	Single	Dual	
C [mm]	2880	2880	3121	1970	2152	3113	2019	2210	2743	2997	2210	2910	
C – A [mm]	1367	1367	1468	1048	735	1684	724	686	1524	1702	686	1540	
H [mm]	3466	3466	3660	2950	3315	3708	2528	2794	2617	3480	2895	2560	
H – E [mm]	1527	1527	1639	1231	1829	2670	1637	1727	1524	2286		1855	
G [mm]	879	871	930	888	940	1114	932	914	825	330	966	735	
A [mm]	1513	1513	1653	1204	1417	1429	1295	1524	1219	1295	1524	1370	
	Parametre traktora												
Výkon motora [kW]	146	162	173	96	128	144	87	110	128	132	132	84	
Rázvor [mm] L	3534	3534	3939	2920	3680	3785	3048	2946	3429	3753	3753	2950	
Rozchod [mm] B	2622	2622	2622	2065	2458	2476	2083	2159	2395	2464	2464	2040	
Svetlá výška [mm] s	581	533	533	493	585	587	561	510	584	660	660	540	
Hmotnosť [kg]	17711	18044	19198	10746	14638	17028	9664	11113	12470	14891	14891	11300	

Legenda: CAT – traktor Caterpillar TJ – traktor Timberjack JD – traktor John Deere LKT – traktor LKT Trstená

Pre všestranné zhodnotenie je nevyhnutné určiť ukazovatele charakterizujúce vzťah medzi technickými parametrami technologického vybavenia a technickými parametrami lesného traktora. Pri analýze doplníme známe hodnotiace ukazovatele ako sú merný výkon traktora P_{MER} a mernú hmotnosť G_{MER} vyjadrujúcu materiálovú náročnosť stroja. Vyšetříme vzájomný pomer vzdialenosti pôsobiska zaťaženia pri vyložení voči osi zadnej nápravy – vzdialenosť A k rázvoru traktora L . Určíme pomer výšky tohoto bodu H k rázvoru traktora L a k rozchodu kolies traktora B .

Vzťah A/L charakterizuje polohu zväzku kmeňov dreva k zadnej náprave traktora, t. j. – vplýva na rozloženie tiaže na nápravy traktora pri približovaní – pohybe traktora s nákladom. Pomer H/B charakterizuje priečnu stabilitu traktora.

VÝSLEDKY A DISKUSIA

Výsledky porovnávajúcej analýzy hodnotiacich ukazovateľov traktora sú prezentované na obr. 2.

Podľa ukazovateľa merného výkonu a mernej hmotnosti materiálovej náročnosti väčšina vyrábaných traktorov pri mernom výkone sa pohybuje v rozmedzí od 8 do 9 kW/t. U nás vyrábaný traktor LKT 120 sa nachádza pod touto hranicou (7,43 kW/t). Materiálová náročnosť je prevažne od 100–110 kg/kW, u nás vyrábaný LKT 120 má tento ukazovateľ 134 kg/kW. Podľa ukazovateľa A/L lesný ťahač LKT má hodnotu tohto ukazovateľa 0,46, najvyššiu zo všetkých sledovaných traktorov, najnižšiu hodnotu ukazovateľa má traktor John Deere 748 H, t. j. 0,37. Ukazovateľ H/B je u traktora LKT 120 cca o 5 % nižší ako priemerná hodnota zahraničných traktorov, čo znamená že LKT 120 má vyššiu stabilitu v priečnom smere. Hodnota ukazovateľa H/L sa pohybuje u všetkých traktorov okolo hodnoty 0,9 (aritmetický priemer).

Súčasne vyrábané lesné traktory pre bezúväzkové približovanie sú vybavené jednoduchou kinematikou hydraulického mechanizmu ramena, dráha zlamovania drapáka je po oblúku (typ single), alebo paralelogramového typu (typ dual) v rôznych modifikáciách.

Plný chod závesu drapáka vo vertikálnom smere u lesného ťahača s ramenom typu dual je približne dvakrát väčší, ako s ramenom typu single. Treba konštatovať, že pri ramenách paralelogramového typu (usporiadanie), pohyb po vertikálnom a horizontálnom smere sa môže uskutočňovať osobitne, čo prináša výhody pre operátora pri navádzaní drapáku.

Dôležitým parametrom technologického vybavenia je veličina chodu bodu závesu drapáka v horizontálnom smere, pretože má vplyv na priechodivosť traktora s nákladom pri približovaní. Z tab. 1 vidieť, že podľa tohto ukazovateľa je výhodné technologické vybavenie s ramenom paralelogramového typu.

Vzdialenosť zadnej nápravy od drapáka (rozmer A) sa u ťahačov pohybuje od 1 219 mm do 1 653 mm, LKT 120 túto hodnotu má 1370 mm, čo je niekde v strede rozpätia. Maximálne otvorenie čelustí drapáka sa predovšetkým určuje rozmermi zväzku kmeňov. Zahraničné traktory majú tento parameter v rozmedzí 0,52 m² až 1,38 m², čo zodpovedá možnosti umiestniť zväzok v drapáku v objeme 4–10 m³. Minimálny priemer udržaného stromu u lepších funkčných modeloch drapákov činí 38–76 mm (72''–100'' drapáky).

Všetky drapáky zahraničných traktorov majú riadené otáčanie k vertikálnej osi, ktoré zabezpečuje možnosť uchopenia zväzku, orientovaného pod uhlom voči pozdĺžnej osi traktora.

Z hľadiska ergonomie pozitívne treba hodnotiť, že u všetkých traktorov má operátor dobrý výhľad pri kompletizácii nákladu.

ZÁVER

Na základe analýzy súčasných funkčných vzorov približovacieho vybavenia pre bezúväzkové približovanie s drapákom na sklopnom ramene doporučujeme nasledovné parametre: pomer A/L nie viac ako $0,4 \div 0,5$, pomer H/B nie viac ako $1,1 \div 1,3$, kinematika ramena paralelogramového typu (dual) s pohybom v horizontálnom smere do $1\,500\text{ mm}$ a vo vertikálnom smere do $2\,000\text{ mm}$, synchronizovaný drapák s otvorením do $3\,000\text{ mm}$ (vid'. tab. 1) a uhlom otáčania do 360° , dobrý výhľad v zadnej časti pri kompletizácii nákladu.

LITERATÚRA

- GREČENKO, A. 1994. Vlastnosti terénnych vozidel. Praha, VŠZ, 1994, 118 s., ISBN 80-213-0190-2
MIKLEŠ, M. 1990. Analýza technických parametrov lesných ťahačov. Vedecko-pedagogické aktuality, VŠLD Zvolen, 1990 (5), 67 s., ISBN 80-228-0111-9
MIKLEŠ, M. a kol. 2011. Lesnícke stroje a zariadenia. Vydavateľstvo TU Zvolen, 2011, 294 s., ISBN 978-80-228-2302-9

Kontaktná adresa:

prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc.,
Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky,
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
E-mail: milan.mikles@tuzvo.sk
Ing. Juraj Mikleš, PhD., Katedra environmentálnej techniky,
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Technická univerzita vo Zvolene,
T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
E-mail: juraj.mikles@tuzvo.sk

VHODNOSŤ POUŽITIA FUZZY REGULÁTORA PRE PRESNÉ RIADENIE RÝCHLOSTI

APPLICABILITY OF FUZZY CONTROLLER USE FOR ACCURATE SPEED CONTROL

Peter KOLEDA – Ľubomír NAŠČÁK

ABSTRACT: The contribution is aimed at using of fuzzy controller for control of simple plant representing a 2D model of cross-table for movement in one axis. There are two controllers compared, one for one-dimensional and one for two-dimensional dependence, in the terms of control circuit quality. The conclusion is devoted to the suitability of such control in confrontation with a classic PI controller.

Key words: Control, fuzzy sets, fuzzy controller

ABSTRAKT: Príspevok je zameraný na použitie fuzzy regulátora pre riadenie jednoduchkej sústavy predstavujúcej model 2D krížového stola pre pohyb v jednej osi. Porovnané sú dva regulátory pre jednorozmernú a dvojrozmernú závislosť z pohľadu kvality regulačného obvodu. Záver je venovaný vhodnosti takéhoto typu regulácie v konfrontácii s klasickým PI regulátorom.

Kľúčové slová: Riadenie, fuzzy množiny, fuzzy regulátor

ÚVOD

Vývoj v oblasti riadiacich systémov viedol v nedávnej minulosti k definícii a uplatneniu iných než klasických konceptov riadenia. Upriamenie pozornosti na správanie sa v prírode dospelo k použitiu evolučných stratégií a neurónových sietí. Potreba kvantifikovania premenných vstupujúcich a vystupujúcich z riadiaceho systému inovatívnym spôsobom odlišným od číselného viedla k použitiu slovných premenných a fuzzy systémov. Fuzzy množiny sú prostriedkom, ktorý umožňuje matematicky popísať všeobecné javy. Samotná fuzzy množina zahŕňa aj nepresnosti ako vedľajší jav zložitých systémov, ktorých presné matematické určenie je komplikované. Nájdenie optimálnych parametrov fuzzy regulátora v automatizácii viedlo k použitiu Mamdaniho inferenčného mechanizmu a Larsenovej inferencie (Pivonka, 2003).

Regulátory založené na fuzzy logike špecifikujú výstupnú premennú na základe bázy pravidiel a funkcie príslušnosti vstupných a výstupných veličín do fuzzy množín. Práve určenie fuzzy množín je často nedeterministický postup, ktorý nevhodným nastavením

vnáša do takéhoto riadiaceho systému nestabilitu. Softvérové nástroje pre nastavenie parametrov fuzzy regulátorov preto uprednostňujú kompromis medzi optimálnym a robustným regulátorom (Tanaka, 2004).

MATERIÁL A METÓDY

Návrh fuzzy regulátora je realizovaný pre jednoduchý riadený systém tvorený obrazovým prenosom, ktorý je získaný deterministickou metódou identifikácie dvojsového krížového stola. Riadená veličina je rýchlosť v jednej osi. Aplikovaním jednotkového skoku vstupného napätia pre napájanie jednosmerného motora a snímaním rýchlosti v príslušnej osi sa získala prechodová charakteristika a obrazový prenos systému:

$$F(s) = \frac{6,33}{(0,2s+1)} \quad (1)$$

Neostre fuzzy množiny sú definované funkciou príslušnosti, ktorá sa dá vyjadriť usporiadanou dvojicou

$$A = \{x, \mu_A(x)\}, \forall x \in X \quad (2)$$

x – prvok množiny A ,

X – univerzum, do ktorého x patrí,

$\mu_A(x)$ – stupeň príslušnosti prvku x fuzzy množine A .

Funkcia príslušnosti je teda zobrazenie

$$\mu_A: X \rightarrow [0,1]. \quad (3)$$

Pre regulačné úlohy sú používané trojuholníkové (Λ -funkcie) alebo lichobežníkové (Π -funkcie) tvary funkcií príslušnosti, ktoré nie sú tak náročné na výpočet ako spojité (gausové) funkcie príslušnosti (Pivonka, 2003). Analyticky je možné vyjadriť tvar funkcií príslušnosti zvolených pre experiment nasledovne:

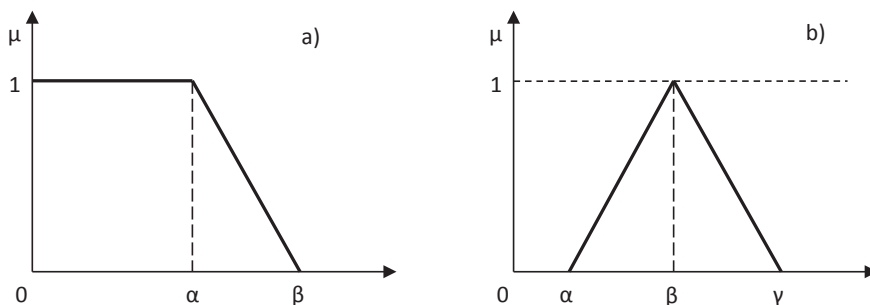
a) L-funkcia

$$L(x, \alpha, \beta) = \begin{cases} 1 & x < \alpha \\ \frac{\beta-x}{\beta-\alpha} & \alpha \leq x \leq \beta \\ 0 & x > \beta \end{cases} \quad (4)$$

b) Trojuholníková funkcia (Λ-funkcia)

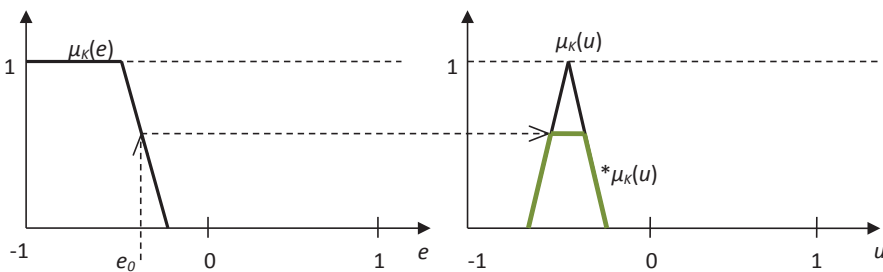
$$\Lambda(x, \alpha, \beta, \gamma) = \begin{cases} 0 & x < \alpha \\ \frac{x - \alpha}{\beta - \alpha} & \alpha \leq x \leq \beta \\ 1 & x = \beta \\ \frac{\gamma - x}{\gamma - \beta} & \beta \leq x \leq \gamma \\ 0 & x > \gamma \end{cases} \quad (5)$$

x – prvok množiny,
 α, β, γ – definujúce hodnoty pre príslušnú funkciu.



Obrázok 1 Použité funkcie príslušnosti: a) L-funkcia, b) Λ-funkcia

Ak poznáme hodnotu regulačnej odchýlky e_θ , môžeme pomocou funkcie príslušnosti $\mu_K(e)$ odčítať stupeň príslušnosti do fuzzy množiny. Mamdaniho implikácia je často používaný postup určenia výstupnej fuzzy množiny. Vychádza z logického predpokladu, že dôsledok môže mať maximálne stupeň príslušnosti vstupnej podmienky. Stupňom príslušnosti ostrej hodnoty e_θ je určená hladina, ktorá ohraničí výstupnú fuzzy množinu. Konkrétny stupeň príslušnosti výstupnej premennej do výstupnej fuzzy množiny je určený niektorou z metód defuzzifikácie, napr. metódou ťažiska.



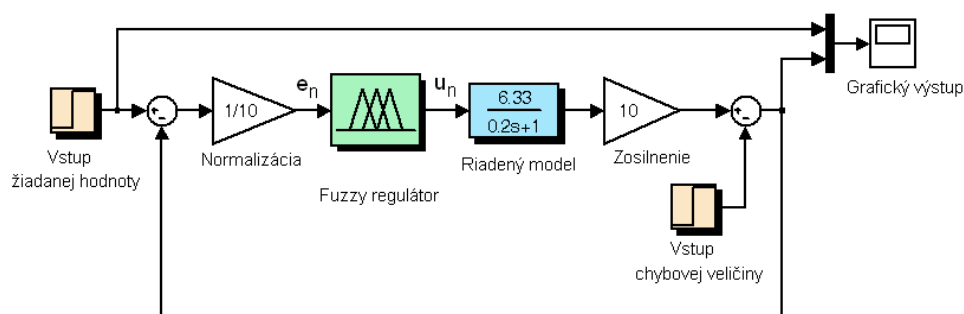
Obrázok 2 Mamdaniho implikácia na jednorozmernej závislosti

Keďže počet vstupných a výstupných fuzzy množín je určený počtom lingvistických premenných, ktoré môžu vstupy a výstupy nadobúdať, je potrebné určiť, ktorá výstupná fuzzy množina sa má pri defuzzifikácii použiť. Tieto podmienky potom tvoria bázu pravidiel vyjadrenú pomocou výrokov:

AK <fuzzy výrok> **POTOM** <fuzzy výrok>

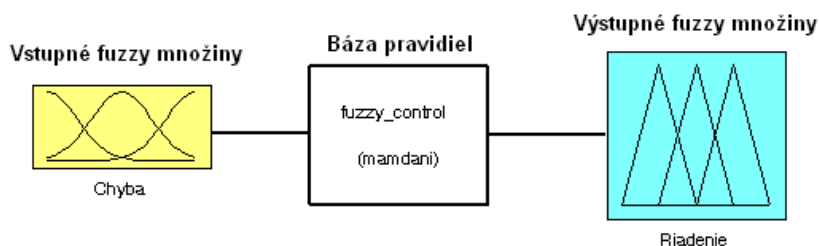
VÝSLEDKY A DISKUSIA

Model regulačného obvodu je tvorený fuzzy regulátorom, prenosom riadenej sústavy a blokmi normalizácie regulačnej odchýlky a spätného prepočtu akčnej veličiny (obr. 3).



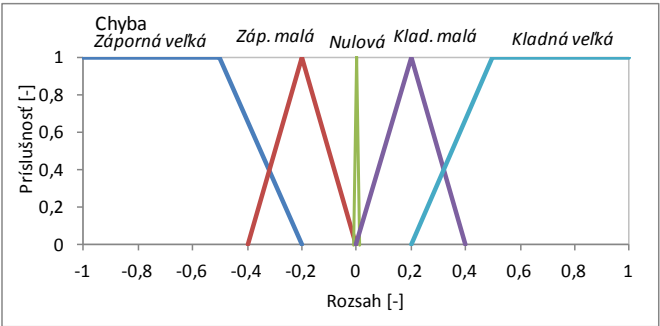
Obrázok 3 Model regulačného obvodu

Vstupom do fuzzy regulátora je normalizovaná regulačná odchýlka e_n , výstupom je akčná veličina u_n , ktorá vstupuje priamo do riadeného systému. Po normalizácii môže regulačná odchýlka nadobúdať hodnoty v intervale $\langle -1, 1 \rangle$, čím je tiež určené vstupné univerzum $\mu(e)$. Výstupné univerzum $\mu(u)$ je definované na rovnakom intervale hodnôt ako regulačná odchýlka, výstup z modelu systému je prepočítaný na úroveň zodpovedajúcu veľkosti rýchlosti. Aby bolo možné lepšie porovnať parametre navrhnutého regulačného obvodu, je po dosiahnutí žiadanej hodnoty rýchlosti do modelu privedená chybová veličina v čase $t = 0,7$ s. Ako inferenčný mechanizmus je použitá Mamdaniho inferencia a defuzzifikácia je realizovaná metódou ťažiska.

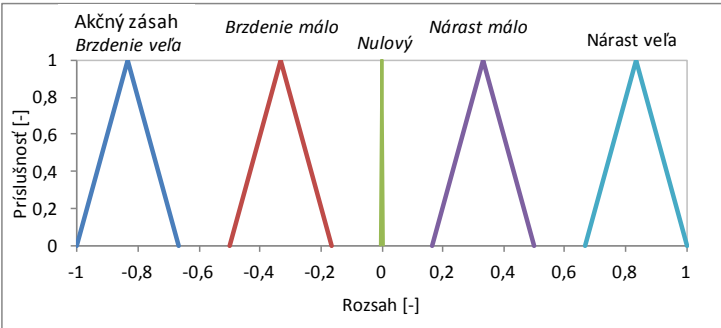


Obrázok 4 Fuzzy regulátor s jedným vstupom

Rozmiestnenie vstupných fuzzy množín je najdôležitejším parametrom pre dosiahnutie akceptovateľnej kvality regulácie. Hoci softvérové nástroje umožňujú vytvorenie a ladenie fuzzy regulátora, často je potrebné výsledné fuzzy množiny a pravidlá upraviť. Fuzzy regulátor pre simuláciu (obr. 4) je navrhnutý na základe potreby vhodného pokrytia celého univerza tak, aby predpokladané veľkosti regulačnej odchýlky zodpovedali po aplikovaní bázy pravidiel relevantným výstupným fuzzy množinám. Tvar a rozmiestnenie vstupných a výstupných fuzzy množín sú znázornené na obr. 5 a 6. Toto rozmiestnenie bolo získané experimentálnym prístupom vyhodnotením kvality regulácie.



Obrázok 5 Rozmiestnenie fuzzy množín pre vstup e_n

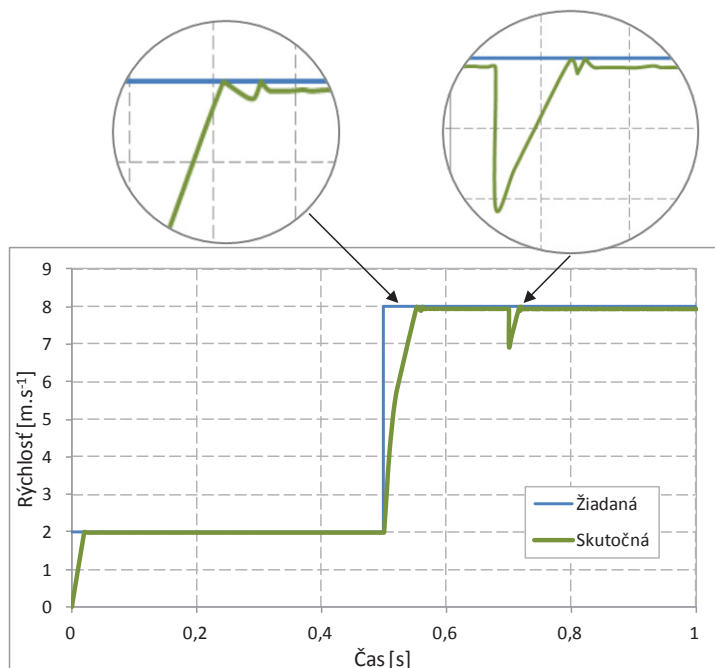


Obrázok 6 Rozmiestnenie fuzzy množín pre výstup u_n

Tabuľka 1 Báza pravidiel

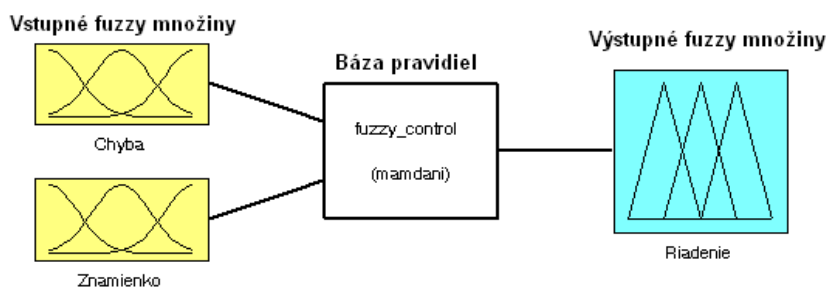
Podmienka		Výrok	
Ak chyba je	Záporná veľká	akčný zásah je	Brzdenie veľa
	Záporná malá		Brzdenie málo
	Nulová		Nulový
	Kladná malá		Nárast málo
	Kladná veľká		Nárast veľa

Regulačný obvod s takto rozmiestnenými fuzzy množinami a bázou pravidiel podľa tab. 1 má nulové maximálne preregulovanie, vykazoval však po dosiahnutí žiadanej hodnoty určitú nestabilitu (obr. 7) a trvalú regulačnú odchýlku $e_{\infty} = 0,8 \%$. Je to zapríčinené rozhodovacími kritériami pre určenie akčného zásahu v oblasti, keď regulačná odchýlka kolíše okolo hodnoty 0.

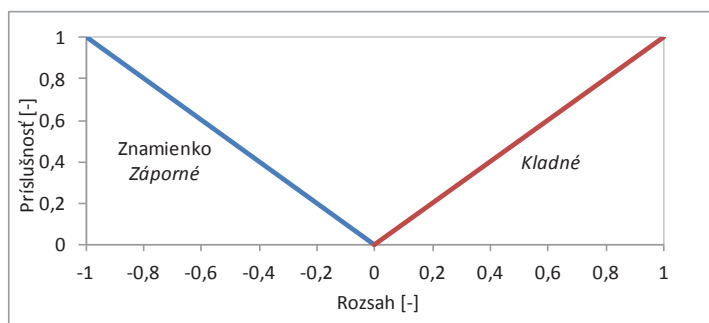


Obrázok 7 Priebeh žiadanej a skutočnej rýchlosti pre jednu vstupnú premennú

Pre zvýšenie kvality regulácie je do fuzzy regulátora pridaná ďalšia vstupná premenná z , ktorá udáva, či je regulačná odchýlka kladná alebo záporná. Bába pravidiel potom obsahuje okrem predchádzajúcich aj nové pravidlá (tab. 2) rozhodujúce o výbere výstupnej fuzzy množiny práve v úzkom intervale hodnôt regulačnej odchýlky okolo hodnoty 0.



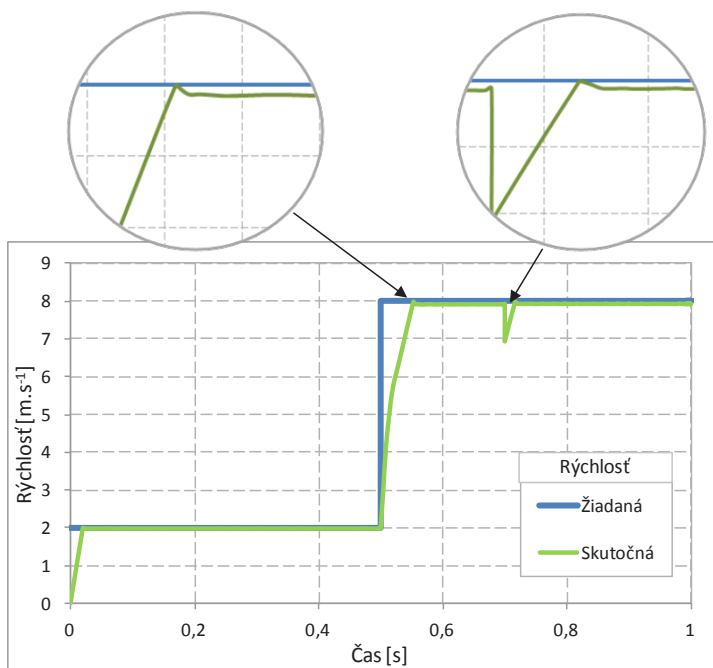
Obrázok 8 Fuzzy regulátor s dvomi vstupmi



Obrázok 9 Rozmiestnenie fuzzy množín pre vstup z

Tabuľka 2 Doplnok do bázy pravidiel

Podmienka					Výrok	
Ak chyba je	Nulová	a zároveň a zároven	znamienko znamienko je	Záporné	akčný zásah akčný zásah je	Brzdienie málo
	Nulová			Kladné		Nárast málo



Obrázok 10 Priebeh žiadanej a skutočnej rýchlosti pre dve vstupné premenné

Priebehy žiadanej a skutočnej rýchlosti sú znázornené na obr. 10, kde je viditeľné odstránenie zákmitov po dosiahnutí žiadanej hodnoty. Limitné hodnoty pre rozhodovanie o akčnom zásahu v tomto prípade neboli zmenené, a preto je aj tu viditeľná trvalá regulačná odchýlka $e_{\infty} = 0,8\%$.

Zostavenie fuzzy regulátora, najmä rozloženie vstupných a výstupných fuzzy množín s ohľadom na vhodné definovanie bázy pravidiel, sa javí pre uvedenú problematiku ako značne zložitá. Použitie klasického PI regulátora vykazuje síce na rozdiel od fuzzy regulátora maximálne preregulovanie a dlhšiu dobu regulácie, trvalá regulačná odchýlka je však nulová. Vzhľadom k tomu, že maximálne preregulovanie sa pohybuje v akceptovateľných hodnotách do 4 %, je na zváženie, či v reálnej aplikácii uprednostniť krátkodobú nepresnosť do tejto hodnoty alebo trvalú nepresnosť 0,8 % fuzzy regulácie, spojenú ale so zložitou výpočtu akčného zásahu.

ZÁVER

Ladením rozloženia a tvaru vstupných a výstupných fuzzy množín je možné získať uspokojivé parametre kvality regulácie. Aplikácia takéhoto regulátora do riadiaceho procesu bez použitia vhodného procesorového systému nie je však jednoduchá. Aj preto by nasadenie fuzzy logiky a regulátora malo byť zvážené – použitie spojitého PI alebo diskrétného PS regulátora môže uvažovaný riadiaci systém zefektívniť, pričom sa dá uvažovať aj s adaptívnosťou nastaviteľných parametrov. Problematika simulácie regulačného obvodu so spojitým regulátorom v tvare obrazového prenosu sa pritom dá realizovať pomocou rýchlych a jednoduchých simulačných nástrojov (Naščák, 2007).

Pre experimentálny model sa javí vhodnejšie použiť spojitý regulátor, kde nevznikajú problémy so stabilitou a kvalita regulácie dosahuje lepšie parametre aj s ohľadom na výpočtovú a časovú náročnosť určenia akčného zásahu.

LITERATÚRA

- NAŠČÁK, Ľ., HRČKOVÁ, M. Simulácia regulačných obvodov. In Informatika v škole a praxi: Zborník 3. ročníka konferencie s medzinárodnou účasťou. Ružomberok: PF Katolíckej univerzity, 2007. s. 102–107. ISBN 978-80-8084-222-2
- PIVONKA, P. Vyšší formy řízení. Brno: VUT, 2003. 74 s.
- TANAKA, K., MICHIO, S. Stability analysis and design of fuzzy control system. In Fuzzy sets and systems, 45/2, 1992. s. 135–156. ISSN 0165-0114
- TANAKA, K., WANG, H. Fuzzy Control system and analysis: A linear matrix inequality approach. John Wiley & Sons, Inc., New York, NY, 2004. 320 s. ISBN 978-0-471-46522-5

Kontaktná adresa:

Ing. Peter Koleda, PhD.

doc. Ing. Ľubomír Naščák, CSc.

Katedra informatiky a automatizačnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen

APLIKÁCIA PÔDNEJ FRÉZY AKO ADAPTÉRA PRE LESNÉ KOLESOVÉ TRAKTORY

APPLICATION OF THE ROTARY CULTIVATORS THEN ADAPTER FOREST WHEELED TRACTORS

Michaela HNILICOVÁ – Valéria MESSINGEROVÁ – Miroslav DADO

ABSTRACT: In the present paper presents a another result of the use of mechanized work in forest establishment and timber stand improvement. Specifically, the possibility of using other base machines LKT, with the hydrostatic transmission of energy, on the power drive adapters for the mechanization of work in the preparation of soil. One of these adapters is the crusher of undesirable advance growth, which functional model is developed at Technical University in Zvolen. The paper presents new knowledge from its technical solution.

Key words: rotary cultivators, soil, fluid drive, adapter, forest wheeled tractor

ABSTRAKT: V predloženom príspevku je prezentovaný ďalší čiastkový výsledok využitia mechanizovaných prác pri pestovateľskej činnosti. Konkrétne sa jedná o ďalšie možnosti využitia bázových strojov LKT, s ich hydrostatickým prenosom energie, na pohon adaptérov pre mechanizáciu prác pri príprave pôdy. Jedným z takýchto adaptérov je pôdna fréza, ktorej funkčný model sa vyvíja na Technickej univerzite vo Zvolene. Príspevok prináša nové poznatky z jeho technického riešenia.

Kľúčové slová: fréza, pôda, hydrostatický prevod, adaptér, lesný kolesový traktor

ÚVOD

Opätovné zalesňovanie je možné realizovať samoobnovením lesa alebo umelou cieľenou výsadbou sadeníc vypestovaných v lesných škôlkach. Umelá výsadba je z dôvodu regulovanej, rovnomernejšej a najmä rýchlejšej obnovy v hospodárskych lesoch využívaná častejšie.

V prípade umelého opätovného zalesňovania je potrebné množstvo kvalitných sadeníc, ktoré sú zabezpečené vďaka sieti lesných škôlok špeciálne vybavených na ich pestovanie. V lesných škôlkach sú vytvorené vhodné predpoklady pre správny rast a vývoj sadeníc. Medzi hlavné predpoklady pre správny rast sadeníc patrí správne spracovanie pôdy. Jedným zo spôsobov spracovania pôdy je využitie pôdných fréz. Pôdne frézy sa používajú pri príprave pôdy pre sadenice, teda pri pletí, kyprení, ošetrovaní kultúr v lesných

škôlkach, ako aj pri zraňovaní lesnej pôdy a príprave pôdy pre zalesňovanie priamo v poraste. Výhodou ich použitia je, že pôdne frézy vykonávajú súčasne niekoľko pracovných operácií, ako je kyprenie, vláčenie, smykovanie, spracovanie kompostu a uhrabovanie. Zlúčenie uvedených činností do jedného pracovného nástroja je značnou výhodou z hľadiska ekonomizácie činností a znižovania finančnej aj časovej náročnosti prác [1].

Pohon pôdnych fréz môže byť riešený niekoľkými spôsobmi. Prenos krútiaceho momentu z bázového stroja na adaptér je takmer vo všetkých prípadoch zabezpečený od vývodového hriadeľa pomocou klbového hriadeľa, môže však byť riešený aj priamym napojením adaptéra na vonkajší hydraulický okruh traktora, poprípade inými spôsobmi.

Zraňovacia pôdna fréza, ako zariadenie namontované na LKT sa používa na prípravu pôdy pri obnove horských lesov, resp. ako viacúčelový adaptér sa využíva aj pri iných prácach v lesníctve. Táto pôdna fréza sa využíva najmä na prípravu pôdy v pásoch (pruhoch) rôznej dĺžky a hĺbky, v ktorých je zemina frézovaná, premiešaná, prekyprená a uložená vo frézovanom pruhu v požadovanej hĺbke (výške) alebo rozptýlená v určitej šírke aj mimo frézovaného pruhu. To sa využíva najmä pri príprave pôdy pred umelou alebo prirodzenou obnovou, ale výhodne sa táto operácia dá využiť napr. aj pri likvidácii koreňovej výmladnosti, zapracovaní vápna alebo iných hnojív do zeme, úpravách pláne na zemných cestách a pod.

Z pohľadu vybavenosti traktorov adaptérmi pre jednotlivé činnosti možno jednoznačne konštatovať, že najväčšia pozornosť bola doposiaľ venovaná traktorom univerzálnym, ktoré využívajú pre pohon adaptérov hlavne vývodový hriadeľ (mechanický prevod). Lesné kolesové traktory nachádzajú v súčasnosti využitie predovšetkým ako stroje pri výrobe dreva.

V horských oblastiach (sklony svahov nad 20 %) sa však stretávame s požiadavkami na riešenie najrôznejších problémov aj zo strany pestovania a ochrany lesa, čo po technickej stránke úzko nadväzuje na pohyb lesných kolesových traktorov. Táto skutočnosť viedla k myšlienke návrhu pôdnej frézy LF-1000, ako adaptéra na lesné kolesové traktory.

MATERIÁL A METODIKA

Jednou z oblastí, kde je možný predpoklad vývoja vhodných adaptérov pre lesné kolesové traktory v podmienkach lesného hospodárstva, bola zvolená príprava pôdy zalesňovanie.

Vypracovali sa podrobné lesotechnické požiadavky, ktoré čo najviac charakterizovali požadované vlastnosti adaptéra, jeho funkčnosť a možnosti ďalšieho využitia. Na základe vypracovaných lesotechnických požiadaviek sa vypracoval konštrukčný návrh pôdnej frézy LF-1000. Posúdili sa tiež možnosti využitia bázových strojov LKT a z nich sa vytýpoval najvhodnejší na pripojenie adaptéra.

Rozkreslila sa výkresová dokumentácia spôsobu uchytenia na zadnú časť bázového stroja. Následne sa vypracovala podrobná výkresová dokumentácia pôdnej frézy LF-1000 s prihliadnutím na vypracované lesotechnické požiadavky.

VÝSLEDKY

Efektívnosť práce a menší počet prejazdov energetického prostriedku po upravovanej ploche, je predpokladom využitia v lesníckej prevádzke pri prácach spojených s obnovou lesa a pri rekonštrukcii dopravných dráh v lese.

Pri sledovaní danej problematiky je potrebné pozornosť venovať hlavne konštrukciám adaptérov vhodných pre použitie v náročných podmienkach lesníckej prevádzky, ktorá vyžaduje robustnú konštrukciu adaptérov, kvalitnejšie materiály v porovnaní s poľnohospodárskymi a komunálnymi adaptérmi. Zo získaných poznatkov pracovná šírka adaptérov, pracujúcich v lesníckej prevádzke, z hľadiska priechodnosti terénom nemá presiahnuť šírku bázového stroja.

Pri návrhu konštrukcie a použití pôdných fréz je nutné brať do úvahy všetky faktory, ktoré môžu ovplyvňovať ich funkciu. K takýmto faktorom patria klimatické, terénne a pôdne podmienky v oblasti použitia. V závislosti od týchto podmienok sa rozhoduje aj o použití rôznych bázových strojov určených na nesenie pôdnej frézy. Najdôležitejším faktorom ovplyvňujúcim vhodnosť nasadenia, životnosť a efektívnosť pôdnej frézy, je samotná pôda, s ktorou prichádza do styku v pracovnom procese. Preto pri navrhovaní pôdnej frézy boli zohľadnené rôzne vlastnosti pôdy, ktoré ovplyvňujú jej životnosť a výkonnosť.

Lesotechnické požiadavky

Medzi základnými požiadavkami pri návrhu pôdnej frézy bola ekonomicky nízka náročnosť, široká využiteľnosť v rôznych podmienkach, jednoduchá a rýchla montáž na LKT, optimálna šírka a hĺbka záberu frézovanej pôdy, obsluha vodičom traktora z kabíny, zabezpečenie preklzu pohonu pri pevných prekážkach, primeraná hlučnosť, využitie domácich výrobných a náhradných dielov, súčastí a materiálov, ekologická vhodnosť, dostatočná bezpečnosť a ochrana zdravia pri práci, dostatočná výkonnosť a možnosť použiť ju ako klasický zraňovač alebo pôdnu frézu.

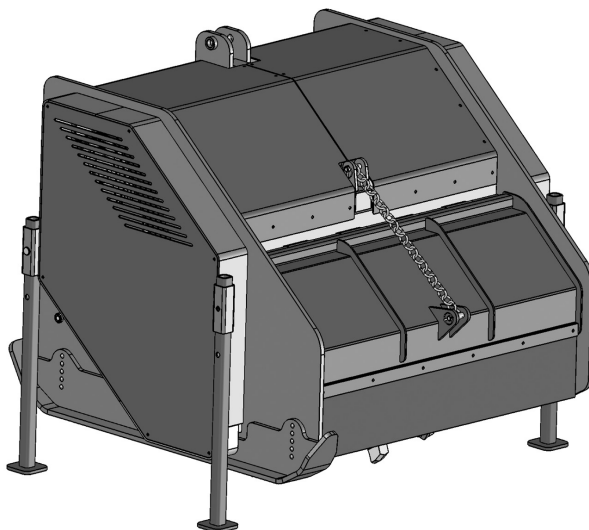
Nastavenie hĺbky záberu bude riešené viacpolohovo nastaviteľnými kopírovacími lyžinami. Zariadenie obsluhuje vodič z kabíny traktora.

Základné podmienky, ktoré konštrukcia frézy musí spĺňať:

- Pevná konštrukcia, ktorá zaručí dlhú životnosť, minimálne prestoje a takmer bezporuchovú prevádzku.
- Nástroje budú špeciálne a vysoko odolné, s dobrou účinnosťou pri úprave pôdy. Ich výmena musí byť jednoduchá a rýchla. Pracovné nástroje musia byť meniteľné aj jednotlivito.
- Celý rotor frézy musí byť dostatočne odolný a pevný, poháňaný hydromotorom cez vysokovýkonné remenice alebo silové pásy, ktoré zabezpečia dokonalú synchronizáciu.
- Synchronizácia musí zabezpečiť optimálny a vyvážený chod hnacieho hriadeľa a musí zabrániť torzným kmitom v pohone.
- Konštrukčný typ pohonu musí zabezpečiť účinnú úpravu pôdy pri minimálnom opotrebení jednotlivých častí adaptéra ako aj nástrojov.

Základné požadované technické parametre:

- Pracovná šírka záberu 1 000 mm
- Celková šírka frézy 1 500 mm
- Hĺbka záberu 1 ÷ 25 cm
- Otáčky rotora 1 000 ot.min⁻¹
- Hmotnosť 800 ÷ 1 000 kg
- Rozostup pásov 1,5 m



Obrázok 1 3D model pôdnej frézy LF-1000

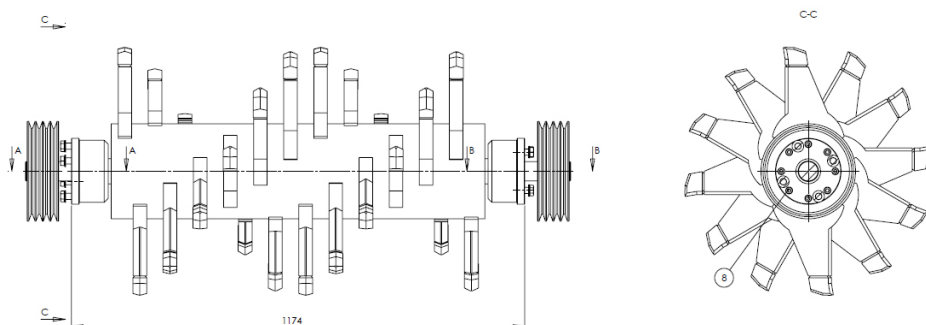
Technické riešenie

Uvažované technické zariadenie sa bude používať na prípravu pôdy pri obnove horských lesov.

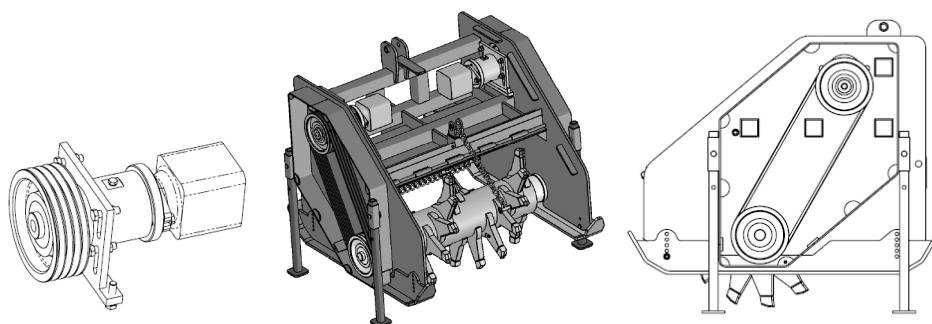
Konstruktívne riešenie pôdnej frézy je možné vidieť na Obrázku 1. Nosnou časťou adaptéra je robustný rám, ktorý plní súčasne funkciu krytu, aby sa zabránilo vyhadzovaniu pôdy, skál a burinového materiálu do okolia. V prípade požiadavky na rozptýlenie zeminy za pôdnou frézou je to možné uskutočniť naklopením zadného krytu pôdnej frézy, ktorý je uložený výkyvne. Pracovnou časťou je horizontálne uložený rotujúci valec (rotor), pričom k úprave pôdy dochádza pri posune a otáčaní (cca 1 000 ot.min⁻¹) rotora v teréne. Na rotore sú pevne uložené pracovné nástroje (Obrázok 2), ktoré je možné v prípade potreby (opotrebenie, odlomenie) vymeniť.

Pohon nesenej pôdnej frézy môže byť riešený niekoľkými spôsobmi, a to hlavne mechanicky alebo hydraulicky. Jednou z možností prenosu krútiaceho momentu na rotor frézy je pomocou hydrostatickej alebo hydrodynamickej transmisie. V tomto prípade je krútiaci moment z kĺbového hriadeľa, alebo motora lesného kolesového traktora prenášaný na hydrogenerátor. Hlavnými charakteristikami sú jeho vstupný objem a vyvinutý tlak. Od hydrogenerátora sa tlaková energia prenáša pomocou príslušných hydraulických

vedení k hydromotoru. Hydromotor môže byť priamo spojený s rotorom, ale vo väčšine prípadov je medzi ne zaradený mechanický prevod, ktorý môže byť reťazový, ozubený alebo výnimočne remeňový, z ktorého je krútiaci moment prenášaný na rotor pôdnej frézy. Výhody a nevýhody tohto spôsobu prenosu energie vyplývajú zo samotného princípu hydraulického prenosu. Hlavnými výhodami sú vysoká odolnosť proti preťaženiam, jednoduchá montáž a zapojenie, naproti tomu medzi nevýhodami radíme náročnú údržbu, možnosť poškodenia tesnenia alebo hydraulického vedenia a následný únik hydraulického média do pôdy. V prípade nami navrhovanej pôdnej frézy je pohon riešený hydrostaticky s remeňovým prevodom (Obrázok 3).



Obrázok 2 Pracovné nástroje pôdnej frézy



Obrázok 3 Pohon rotora pôdnej frézy LF-1000

Ako bazový stroj je možné použiť lesné kolesové traktory LKT 82, LKT 81 ITL a LKT 81 T vyrábané jediným slovenským výrobcom LKT, s. r. o., Trstená [3]. Výber konkrétneho typu bude závisieť od prevádzky. Traktory by mali byť vybavené zadným trojbodovým závesom a hydraulickými hadicami na pripojenie pohonu drviča nežiaducich nárastov. Daný adaptér je však možné pripojiť na akýkoľvek uvedený lesný kolesový traktor po vykonaní určitých drobných konštrukčných zásahov na štíte LKT. Okrem spomenutého upnutia na zadný štít je v ďalšom riešení možnosť upnutia adaptéra na radlicu LKT. Toto riešenie prichádza do úvahy hlavne pri starších typoch lesných kolesových traktorov (LKT 81), Tieto typy LKT nemajú ešte vyriešené ergonomické usporiadanie pracoviska

obsluhy traktora (obojsstranné riadenie s otočnou sedačkou). Dané usporiadanie by potom viedlo k jednostrannej fyzickej záťaže obsluhy.

Pôdna fréza bude pre pohon využívať hydraulický okruh traktora, ktorému dodáva olej hydraulické piestové čerpadlo JR75 – Sauer Danfoss. Z týchto údajov je nutné vychádzať pri návrhu pohonu pôdnej frézy [1, 2]. Otáčky hydrogenerátora sa určia vychádzajúc zo vzťahu:

$$n_G = \frac{n_m}{i_{mč}} \quad (1)$$

kde n_G sú otáčky hydrogenerátora [$ot.min^{-1}$],

n_m sú otáčky motora [$ot.min^{-1}$],

$i_{mč}$ je prevodový pomer medzi motorom a hydrogenerátorom [-].

Vychádzajúc z otáčok hydrogenerátora je ďalej nutné stanoviť prietokové množstvo, vychádzajúc zo vzťahu:

$$Q = V_G \cdot n_G \cdot \frac{\eta_G}{1000} \quad (2)$$

kde η_G je prietoková účinnosť hydrogenerátora [-],

Q je prietokové množstvo [$l.min^{-1}$],

V_G je geometrický objem hydrogenerátora [cm^3].

Po spracovaní výsledkov vzťahov (1) a (2) môžeme pristúpiť k návrhu hydromotorov potrebných pre pohon pôdnej frézy. K základným parametrom pre návrh vhodných hydromotorov pohonu pôdnej frézy potom patria:

- požadované otáčky rotora pôdnej frézy n_{PR} [min^{-1}],
- požadovaný prevod remeňovým prevodom i_{rem} [-],
- potrebné otáčky hydromotora $n_{HM} = n_{PR} \cdot i_{rem}$ [min^{-1}],
- požadované prietokové množstvo Q [$l.min^{-1}$].

Na základe uvedených požadovaných parametrov sa vyberú vhodné hydromotory spĺňajúce stanovené parametre. Čiže pri požadovanom prietoku Q budú pre vybrané hydromotory definované otáčky n_{HM} .

Výsledné otáčky rotora pôdnej frézy budú:

$$n_{VR} = \frac{n_{HM}}{i_{rem}} \quad (3)$$

Výkon na hydrogenerátore:

$$P = \frac{Q \cdot p}{60} \cdot \eta_{HG} \quad [kW] \quad (4)$$

kde p je tlak [MPa].

Krútiaci moment na hydrogenerátore:

$$M_{KHG} = \frac{V_g \cdot p \cdot \eta_G}{2\pi} \quad [Nm] \quad (5)$$

Krútiaci moment na rotore pôdnej frézy bude:

$$M_{KR} = M_{KHG} \cdot i_h \cdot i_{rem} \quad [Nm] \quad (6)$$

kde je hydraulický prevod [-].

Na pohon pôdnej frézy sa využije hydraulický okruh bazového stroja. Keďže sa uvažuje s remeňovým prevodom 1:1, tak prepojenie hydromotorov bude paralelné. Tieto hydromotory budú napájané z dvoch sekcií ($2 \times 100l$) prídavného rozvádzača PVG 32 ovládaného elektronicke z kabíny traktora.

Z palety, v súčasnej dobe ponúkaných a existujúcich lesných kolesových traktorov, sa pre nasadenie a odskúšanie vytypoval ako najvhodnejší bazový stroj LKT 82. Uvedený traktor je najvýkonnejší spomedzi súasných strojov LKT. Pre pohon sa zvolili axiálne hydromotory Poclain – séria M3 60. Ide o hydromotor s geometrickým objemom $121,6 \text{ cm}^3$, s ktorým je možné dosiahnuť maximálne výstupné otáčky na rotore pôdnej frézy cca $1\,280 \text{ ot.min}^{-1}$, krútiaci moment 418 Nm a celkový výstupný výkon sa dosiahne až cca 56 kW (Tabuľka 1).

Rovnako je možné použiť aj lesné kolesové traktory rady LKT 81. Potrebné si je však uvedomiť, že budú dosahované parametre nižšie, pričom na prácu pôdnej frézy ešte postačujúce (Tabuľka 1). Pre bazový stroj LKT 81 ITL bude celkový výstupný výkon $32,3 \text{ kW}$ a pre bazový stroj LKT 81 T to bude $31,77 \text{ kW}$.

Tabuľka 1 Vypočítané technické parametre pre pohon pôdnej frézy adaptovanej na bazový stroj LKT.

Napojenie na LKT		Poclain Hydraulics M3 60		
		LKT 81 T	LKT 81 ITL	LKT 82
výstupný výkon na rotore frézy	<i>kW</i>	31,77	32,30	56,07
výstupné otáčky hydromotora	<i>ot.min⁻¹</i>	1 088,29	931,836	1 280,48
výstupný krútiaci moment na rotore frézy	<i>Nm</i>	278,8	331,1	418,2
prevodový pomer [hydromotor : rotor]	–	1,0	1,0	1,0
celkový geometrický objem hydromotorov	<i>cm³</i>	121,6	121,6	121,6
počet hydromotorov	–	2,0	2,0	2,0
geometrický objem hydromotorov	<i>cm³</i>	60,79	60,79	60,79
max. systémový tlak	<i>bar</i>	160	190	240
vstupné otáčky motora bazového stroja	<i>ot.min⁻¹</i>	2 200	2 200	2 300
geometrický objem čerpadla	<i>cm³</i>	80,0	45,0	75,0
prietok z čerpadla	<i>l.min⁻¹</i>	139,3	119,3	163,9

V súčasnej dobe sa vyrába funkčný vzor pôdnej frézy. Po jeho výrobe sa uskutočnia overovacie skúšky.

Originalita technického riešenia je možnosť adaptácie lesného kolesového traktora a možnosť využitia jeho energetického potenciálu na prípravu pôdy v ťažkých a skeletných pôdach.

ZÁVER

Záverom je možné rovnako konštatovať, že lesné kolesové traktory s ich hydrostatickým prenosom energie sú svojou konštrukciou a využitím vhodnými bázovými strojmi pre pohon adaptérov pre mechanizáciu prác pri zakladaní a výchove lesa, konkrétne úpravu pôdy. Spomínaný adaptér rozširuje možnosti mechanizácie prác pri zakladaní a výchove lesa.

Tu si však je nutné uviesť základné požiadavky pri návrhu adaptérov. Pôjde hlavne o ekonomicky nízku náročnosť, širokú využiteľnosť v rôznych podmienkach, jednoduchú a rýchlu montáž na LKT, obsluhu vodičom traktora z kabíny, zabezpečenie preklzu pohonu pri pevných prekážkach, primeranú hlučnosť, minimálny prenos vibrácií na obsluhu (vodiča), využitie domácich výrobných a náhradných dielov, súčastí a materiálov, ekologickej vhodnosti, dostatočnú bezpečnosť a ochranu zdravia pri práci a dostatočnú výkonnosť.

Uvedený adaptér rozširuje možnosti využitia lesných kolesových traktorov, čím unifikuje ich využitie. Táto cesta v súčasnosti sa ukazuje ako dobrá, k čomu prispieva aj fakt prvých kladných ohlasov lesníckej verejnosti.

LITERATÚRA

- [1] HNILICA, R., KOSTÚR, J. 2012. Návrh pracovného ústrojenstva pôdnej frézy. In *Acta facultatis technicae*. Zvolen : Technická univerzita vo Zvolene, 2012. ISSN 1336-4472. roč. 17, č. 1, s. 119–131.
- [2] HNILICA, R., STANOVSKÝ, M. 2012. Využitie hydraulického pohonu adaptérov pre mechanizáciu prác pri zakladaní a výchove lesa. In *Použitie ekologicky vhodných médií v hydraulických a mazacích systémoch lesných strojov : kolokvium ku grantovej úlohe VEGA 1/0525/09*. Zvolen : Technická univerzita vo Zvolene, 2012. ISBN 978-80-228-2320-3, s. 38–45.
- [3] Firemná stránka LKT s. r. o., Trstená. [online] [cit. 2011-10-19]. Dostupné na internete: <<http://www.lktrstena.sk/fotogaleria/brezovica-2010>>
- [4] SLUGEN, J., KOSTÚR, J. 2011. Prehľad súčasného stavu pôdných fréz. In *Sborník referátu XIII MVK Mladých*. Praha : ČZU Praha, 2011. ISBN 978-80-213-2194-6. s. 196–202.
- [5] STANOVSKÝ, M., HNILICA, R. 2000. Removal of Undesirable Advance Growth and Mechanized Soil Preparation for Reforestation under the Conditions of Slovak Republic. In *Proceedings of the International Scientific Conference. Forest and wood technology vs. environment*. ULDT LDF MZLU Brno, 2000, s. 339–350.

Príspevok bol vypracovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu APVV-0145-10 „Vývoj adaptérov pre mechanizáciu prác pri zakladaní a výchove lesa“.

Kontaktná adresa:

Ing. Michaela Hnilicová, Katedra lesnej a mobilnej techniky,
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26,
960 53 Zvolen, e-mail: michaela.hnilicova@gmail.com, tel.: +421 45 5206 582

prof. Ing. Valéria Messingerová, CSc., Katedra lesnej ťažby, logistiky a meliorácií,
Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,
e-mail: messingerova@tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 284.

Ing. Miroslav Dado, PhD., Katedra výrobných technológií a materiálov, FEVT, TU vo Zvolene,
Študentská 26, 960 53 Zvolen, tel.: +421 45 5206 864, e-mail: dado@tuzvo.sk

POSÚDENIE VPLYVU VEĽKOSTI ČASTÍC DUBOVÉHO DREVA NA TEPLITU VZNIETENIA ROZVÍRENÉHO PRACHU

ASSESSMENT OF OAK WOOD PARTICLES SIZE ON IGNITION TEMPERATURE OF DUST CLOUD

Jozef MARTINKA – Peter RANTUCH

ABSTRACT: The presented article deals with the influence of oak wood dust particles size on ignition temperature of dust cloud assessment. There were investigated three fractions of oak wood dust: dust with particles size less than 71 μm , dust with particles size from 71 to 150 μm and dust with particles size from 150 to 200 μm . The ignition temperatures of investigated dust clouds were determined by means and testing procedure according to STN EN 50281-2-1:2002 at three samples mass (0.1, 0.2 and 0.5 g) and three air pressures (20, 30 and 50 kPa). The absolute humidity of investigated samples was 0 % wt. The influence of dust particles size on ignition temperature of dust clouds was assessed by one way analysis of variance (ANOVA) of measured data. The results obtained by ANOVA show that dust particles size have a significant influence on dust cloud ignition temperature. The minimum ignition temperature (430 $^{\circ}\text{C}$) was determined for dust cloud formed by particles with dimensions from 71 to 150 μm at 0.5 g sample mass and 50 kPa air pressure.

Key words: dust cloud, dust particles size, explosion risk assessment, ignition temperature of dust cloud, oak wood dust

ABSTRAKT: Predložený článok sa zaoberá posúdením vplyvu veľkosti častíc prachu z dubového dreva na teplotu vznietenia rozvíreného prachu. Na výskum boli použité tri frakcie prachu z dubového dreva: častice s veľkosťou pod 71 μm , častice s veľkosťou od 71 do 150 μm a častice s veľkosťou od 150 do 200. Teploty vznietenia skúmaných rozvírených prachov boli stanovené prostredníctvom skúšobného zariadenia a postupu podľa STN EN 50281-2-1:2002 pre tri hmotnosti vzoriek (0,1, 0,2 a 0,5 g) a tri tlaky vzduchu (20, 30 a 50 kPa). Absolútna vlhkosť skúmaných vzoriek bola 0 % hmot. Vplyv veľkosti častíc na teplotu vznietenia rozvírených prachov bol posúdený na základe jednofaktorovej analýzy rozptylu (ANOVA). Výsledky jednofaktorovej analýzy rozptylu dokazujú, že veľkosť častíc má významný vplyv na teplotu vznietenia rozvíreného prachu. Najnižšia teplota vznietenia (430 $^{\circ}\text{C}$) bola stanovená pre rozvírený prach tvorený časticami s rozmermi od 71 do 150 μm pri hmotnosti vzorky 0,5 g a tlaku vzduchu 50 kPa.

Kľúčové slová: rozvírený prach, veľkosť častíc prachu, posúdenie rizika explózie, teplota vznietenia rozvíreného prachu, prach z dubového dreva

1. ÚVOD

Prach je definovaný ako častice tuhej látky s dvomi rozmermi menšími ako 0,5 mm (Damec, 1998, s. 38). Očkajová a Banskí (2013, s. 85) definujú drevný prach ako hygrospokickú, málo abrazívnu, výbušnú sypkú hmotu so zrnitosťou v intervale 1 až 500 μm . Uvedené hodnoty sú len orientačné, nakoľko podľa Abbasiho et al. (2007, s. 8) vykazuje odborná literatúra a technické normy (BS a NFPA) pri definovaní maximálnych rozmerov prachových častíc relatívne vysokú variabilitu (od 76 do 1000 μm).

V pracovnom prostredí sa prach vyskytuje v dvoch základných formách a to usadený (aerogel) a rozvírený (aerosól), pričom môže ľahko prejsť z jedného stavu do druhého. Usadený prach môže byť jednoducho rozvírený (napr. vibráciami, otrasmi alebo prúdom vzduchu) a naopak rozvírený prach sedimentáciou prechádza do usadeného stavu (Damec, 1998, s. 38, Damec et al., 1999, s. 26, Marková et al., 2007, s. 323).

Prach v pracovnom prostredí predstavuje dve významné nebezpečenstvá pre životy a zdravie zamestnancov. Prvým významným nebezpečenstvom prachu je jeho toxické pôsobenie na zamestnancov. Toxický účinok prachu závisí od jeho chemického zloženia, veľkosti častíc, koncentrácie a doby expozície zamestnancov. Toxický účinok narastá s klesajúcou veľkosťou častíc a narastajúcou koncentráciou a dobou expozície. Druhým významným nebezpečenstvom je požiarne nebezpečenstvo. Požiarne nebezpečenstvo drevného prachu závisí od jeho formy. Usadený drevný prach má sklon k samovznieteniu a bezplameňovému horeniu (tleniu). Bezplameňové horenie (tlenie) je nebezpečné kvôli produkcii veľkého množstva splodín horenia, predovšetkým oxidu uhoľnatého. Problematiku tvorby splodín horenia a informácie, ktoré možno ich analýzou získať vo svojej vedeckej práci bližšie popisujú napr. Xu et al. (2012, s. 65–70). Najnebezpečnejšou formou z hľadiska protipožiarnej bezpečnosti je rozvírený prach, ktorý je zdrojom rizika explózie (Martinka et al., 2011, s. 833).

Explózia prachu patrí medzi priemyselné havárie s vážnymi dopadmi na životy a zdravie zamestnancov a materiálne hodnoty (Chunmiao et al., 2011, s. 1517). Podiel drevného prachu na explózii prachov v priemysle predstavuje až 22 % (Joseph, 2007, s. 590). Najúčinnnejším spôsobom redukcie rizika výbuchu prachu v priemysle sú štyri základné princípy inherentnej bezpečnosti. Prvý princíp je založený na použití minimálneho množstva nebezpečnej látky, druhý na nahradení nebezpečnej látky látkou menej nebezpečnou, tretí na použití látky v najmenej rizikovej forme a štvrtý na používaní pracovných postupov a zariadení, ktoré v potrebnej miere eliminujú možnosť vzniku explózie (Amyotte et al., 2009, s. 35-36). Prvé tri princípy pri redukcii rizika explózie drevného prachu pri opracovaní dreva sú prakticky nepoužiteľné, resp. použiteľné len vo veľmi obmedzenej miere. Jediným účinným spôsobom preto ostáva použitie pracovných postupov a zariadení redukujúcich riziko explózie. Výber pracovných postupov a zariadení znižujúcich riziko explózie je realizovaný na základe technicko-bezpečnostných parametrov prašných zmesí. Technicko-bezpečnostné parametre sa delia na parametre charakterizujúce pravdepodobnostnú zložku rizika explózie prašnej zmesi (napr. minimálna tepla vznietenia, minimálna iniciačná energia a dolná medza výbušnosti) a parametre charakterizujúce zložku následkov explózie (napr. maximálny výbuchový tlak a rýchlosť narastania výbuchového tlaku).

Z hľadiska prevencie explózií prašných zmesí ma najvyššiu výpovednú hodnotu dolná medza výbušnosti a minimálna teplota vznietenia rozvíreného prachu. Minimálna teplota vznietenia charakterizuje odolnosť prašnej zmesi voči iniciácii. Uvedené technicko-bezpečnostné parametre nie sú materiálovými konštantami, ale vo významnej miere závisia od koncentrácie a vlhkosti prachu a rozmerov častíc, ktorými je tvorený. Dolná a horná medza výbušnosti navyše vo významnej miere závisia od iniciačnej energie. Vo všeobecnosti platí, že s narastajúcou iniciačnou energiou sa významne rozširujú medze výbušnosti (dolná klesá a horná narastá). Túto problematiku bližšie popisuje napr. Damec (1998 s. 7–119). Pri posudzovaní vplyvu veľkosti častíc rozvíreného prachu na jeho teplotu vznietenia sa vychádza zo všeobecnej vžitej predstavy, že s narastajúcou veľkosťou častíc narastá teplota vznietenia. Veľmi málo vedeckých prác však bolo zameraných na exaktné potvrdenie tohto predpokladu.

Cieľom predloženého príspevku je stanoviť vplyv veľkosti rozmerov prachových častíc dreva duba letného (*Quercus robur* L.) na minimálnu teplotu vznietenia rozvíreného prachu.

2. MATERIÁL A METÓDY

Vplyv veľkosti častíc rozvíreného prachu z dreva duba letného (*Quercus robur* L.) na jeho teplotu vznietenia bol posúdený modifikovanou skúšobnou metódou podľa STN EN 50281-2-1:2002. Modifikácia skúšobnej metódy spočívala v skúšaní vzoriek prachu s odlišnými rozmermi v porovnaní s požiadavkami citovanej STN EN. Uvedená technická norma požaduje skúšať vzorky prachu, ktoré prepadli skúšobným sítom so štvorcovými otvormi s menovitou veľkosťou otvorov 71 μm . V predloženej práci boli stanovené minimálne teploty vznietenia prachov s rozmermi častíc pod 71 μm (splňajúce požiadavku citovanej STN EN), ďalej s rozmermi od 71 do 150 μm a od 150 do 200 μm . Ďalšia modifikácia spočívala v skúšobných podmienkach, nakoľko teploty vznietenia rozvíreného prachu neboli stanovené pre všetky hmotnosti vzoriek a tlaky vzduchu požadované STN EN 50281-2-1:2002. Teploty vznietenia boli stanovené pre hmotnosti vzoriek 01, 0,2 a 0,5 g $\pm$ 5 % a tlaky vzduchu 20, 30 a 50 kPa $\pm$ 5 %. Zvolené skúšobné podmienky umožnili exaktné posúdenie vplyvu veľkosti častíc skúmaného dreveného prachu na jeho teplotu vznietenia.

Každá skúška, (pri všetkých skúmaných hmotnostiach vzoriek a tlakoch vzduchu) pri stanovenej teplote vznietenia a pri teplote o 10 °C nižšej, bola opakovaná desaťkrát. Za teplotu vznietenia bola považovaná teplota pri ktorej nastalo vznietenie minimálne jedenkrát pričom pri teplote o 10 °C nenastalo ani raz.

Hustota kompaktného dubového dreva z ktorého boli pripravené vzorky, jeho brúsením ručnou pásovou brúskou a následným sitovaním sitami s rozmermi otvorov 71, 150, 200 a 500 μm , bola 685 kg/m³ pri absolútnej vlhkosti 12 %.

Pred sitovaním, ako aj pred samotným stanovením teploty vznietenia rozvíreného prachu, boli vzorky vysušené na absolútnu vlhkosť 0 % hmot., pri teplote 103 $\pm$ 2 °C, počas 24 hodín.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Teploty vznietenia rozvíreného prachu dreva duba letného (*Quercus robur* L.) pri skúmaných hmotnostiach vzoriek (0,1, 0,2 a 0,5 g), tlakoch vzduchu (20, 30 a 50 kPa) a rozmeroch častíc prachu (pod 71, od 71 do 150 a od 150 do 200 μm) sú uvedené v tabuľke 1.

Minimálna teplota vznietenia skúmaného prachu v zmysle STN EN 50281-2-1:2002 bola 420 °C (citovaná STN EN považuje za minimálnu teplotu vznietenia minimálnu teplotu pri ktorej nastane vznietenie vzorky prachu s rozmerom častíc pod 71 μm zníženú o 20 °C). Získané výsledky dokazujú, že bezpečnostná rezerva 20 °C požadovaná citovanou STN EN, pri výpočte minimálnej teploty vznietenia z údajov zmeraných pre častice prachu s veľkosťou pod 71 μm , je pre prach z dubového dreva dostatočná. Na druhej strane však popierajú všeobecne vžitú predstavu, že s narastajúcim rozmerom častíc rozvírených organických prachov narastá aj ich odolnosť voči vznieteniu. Uvedený záver platí spoľahlivo pre častice prachu nad určitým kritickým rozmerom (rádovo stovky μm), ale pri prachoch tvorených časticami s rozmermi rádovo jednotky až desiatky μm nemusí mať jednoznačnú platnosť.

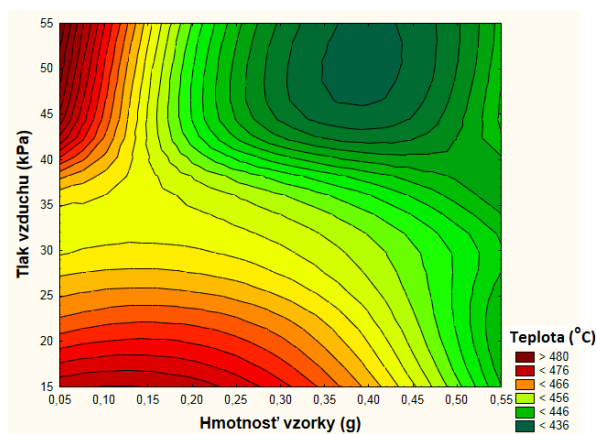
Tabuľka 1 Teploty vznietenia rozvíreného prachu z dubového dreva pre skúmané hmotnosti vzoriek, tlaky vzduchu a rozmery častíc

Hmotnosť vzorky (g)	Tlak vzduchu (kPa)	Teplota (°C)		
		< 71 μm	71 – 150 μm	150 – 200 μm
0,1	20	470	480	490
0,1	30	470	470	480
0,1	50	460	460	470
0,2	20	470	470	470
0,2	30	460	450	470
0,2	50	450	450	460
0,5	20	450	440	460
0,5	30	440	440	470
0,5	50	440	430	460

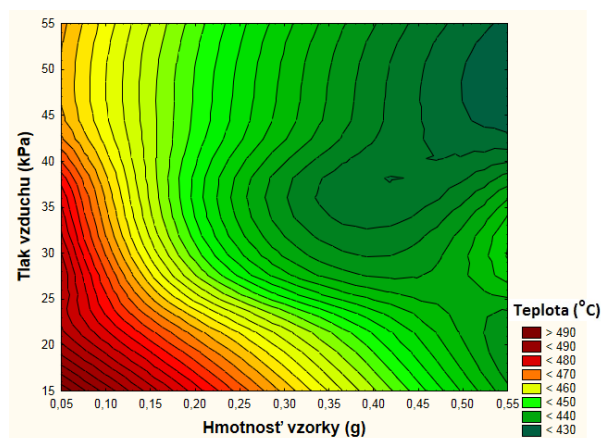
Vplyv veľkosti častíc na teplotu vznietenia skúmaného prachu z dubového dreva bol posúdený na základe jednofaktorovej analýzy rozptylu (ANOVA) realizovanej prostredníctvom softvéru MS Excel 2010. Na základe vypočítaných kritérií $F = 3,6211 > F_{\text{crit}} = 3,4028$, bola na hladine významnosti $\alpha = 0,05$ zamietnutá nulová hypotéza o rovnosti priemerov teplôt vznietenia pre skúmané rozmery častíc. Vplyv veľkosti častíc na teplotu vznietenia, v skúmanom intervale rozmerov častíc, je preto štatisticky významný. K rovnakému záveru pre prach z teakového dreva dospeli aj Martinka et al. (2011, 834–837).

Na základe zmeraných údajov o teplotách vznietenia prachu z dubového dreva, pre skúmané rozmery častíc, hmotnosti vzoriek a tlaky vzduchu, bola urobená predikcia teplôt vznietenia (vnútri intervalu skúmaných hmotností vzoriek a tlakov vzduchu) prostredníctvom štatistického softvéru STATISTICA 10. Predikcia bola urobená metódou najmenších štvorcov (Distance Weighted Least Squares Model).

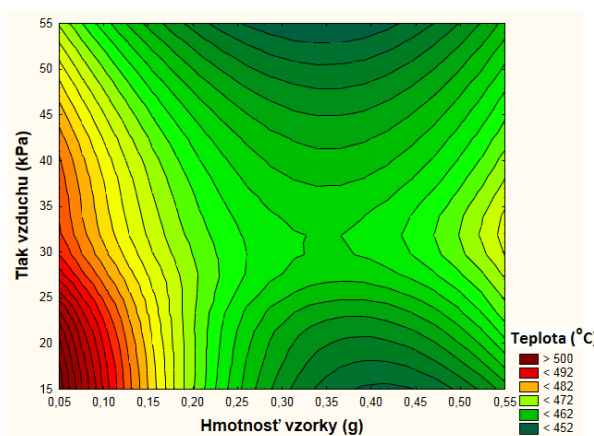
Hodnoty teplôt vznietenia získané predikciou sú znázornené na obrázkoch 1 až 3. Získané údaje dokazujú, že veľkosť častíc a vonkajšie podmienky (hmotnosť vzorky a tlak vzduchu) majú významný vplyv na teplotu vznietenia rozvíreného prachu z dubového dreva. Pri všetkých troch skúmaných intervaloch rozmerov častíc bola stanovená minimálna teplota vznietenia vzorky pri jej maximálnej skúmanej hmotnosti (0,5 g). Podobné výsledky (minimálna teplota vznietenia pri hmotnosti vzorky 0,5 g) uvádzajú aj Martinka et al. (2011, 834–837) pre teakové drevo.



Obrázok 1 Vplyv hmotnosti vzorky a tlaku vzduchu na teplotu vznietenia rozvíreného prachu dubového dreva s rozmermi častíc pod 71 μm



Obrázok 2 Vplyv hmotnosti vzorky a tlaku vzduchu na teplotu vznietenia rozvíreného prachu dubového dreva s rozmermi častíc od 71 do 150 μm



Obrázok 3 Vplyv hmotnosti vzorky a tlaku vzduchu na teplotu vznietenia rozvíreného prachu dubového dreva s rozmermi častíc od 150 do 200 μm

Zachar (2010, s. 436) uvádza teplotu vznietenia kompaktného dubového dreva 420 °C a Tureková et al. (2005, s. 626) teplotu vznietenia usadeného prachu z dubového dreva 320 °C. Kasalová a Balog (2010, s. 121) stanovili teploty vznietenia rozvíreného prachu dubového dreva s rozmermi častíc pod 71 μm (v súlade s požiadavkami STN EN 50281-2-1:2002). Teploty vznietenia boli v intervale 410 až 550 °C. Minimálnu teplotu vznietenia (390 °C v zmysle STN EN 50281-2-1:2002) stanovili pri hmotnosti vzorky 0,505 g a tlaku vzduchu 47 kPa, teda takmer pri identických podmienkach (v rámci 10% tolerancie), pri akých bola stanovená minimálna teplota vznietenia v predloženom príspevku. Rozdiel v minimálnej teplote vznietenia bol spôsobený odlišnou vlhkosťou vzoriek skúmaných citovanými autormi. Prezentované údaje dokazujú, že teplota vznietenia dubového dreva významným spôsobom závisí nie len od jeho formy (kompaktná alebo dezintegrovaná), ale aj od stavu dezintegrovanej formy (usadený alebo rozvírený prach). Získané údaje spolu s výsledkami vedeckých prác Kasalovej a Baloga (2010, s. 121) a Martinku et al. (2011, s. 834–837) ďalej dokazujú, že okrem veľkosti častíc závisí teplota vznietenia rozvíreného prachu od pomerne vysokého počtu parametrov z ktorých najvýznamnejší je vlhkosť vzorky.

Vysokú variabilitu v teplote vznietenia rozvíreného prachu však môžu vykázať aj drevné prachy z rovnakého druhu dreveniny, rovnakou vlhkosťou a rozmermi. Príčinou je rozdielna rýchlosť uvoľňovania rozkladných produktov z dreva získaného z rôznych častí stromu. Vedecká práca Kačíkovej a Makovickej-Osvaldovej (2009, s. 29) dokazuje, že rozdiel v maximálnej rýchlosti odhorenievania (uvoľňovania rozkladných produktov) dreva z rôznych častí stromu môže byť viac ako trojnásobný. Nárast rýchlosti odhorenievania má za následok pokles teploty vznietenia rozvíreného prachu.

Pri posudzovaní rizika výbuchu rozvíreného prachu z dubového dreva na základe teploty vznietenia je potrebné brať do úvahy aj ostatné faktory, ktoré môžu mať významný vplyv na teplotu vznietenia. Medzi najvýznamnejšie patrí zmena chemického zloženia drevného prachu následkom pôsobenia zvýšenej teploty alebo vlhkosti, ktorá sa môže počas spracovania dreva bežne vyskytnúť. Vplyv pôsobenia zvýšenej teploty na zmenu

chemického zloženia dreva bol stanovený vo vedeckých prácach Kačíka et al. (2007, s. 36–42), Kačíkovej (2007, s. 54–58) a Kučerovej et al. (2011, s. 78–81). Prezentované výsledky dokazujú, že dlhodobé termické zaťaženie dreva relatívne nízkymi teplotami spôsobí mierny pokles priemerného polymerizačného stupňa celulózy a zároveň nárast obsahu extraktívnych látok. Uvedené chemické zmeny budú mať za následok pokles teploty vznietenia rozvíreného prachu. Zaťaženie dreva a drevných materiálov vyššími teplotami, ktoré zapríčinia pokles obsahu plyných rozkladných produktov a nárast obsahu lignínu zapríčiní nárast teploty vznietenia rozvíreného prachu. Na chemické zmeny počas termického zaťaženia dreva relatívne nízkymi teplotami má podľa Kačíka et al. (2006, s. 6–11) významný vplyv aj pôvodná vlhkosť vzorky. Pôvodný obsah vlhkosti vzorky má významný vplyv najmä na obsah hemicelulóz po termickom zaťažení. Pri aplikácii stanovených teplôt vznietenia je preto potrebné zachovať istú mieru opatrnosti, nakoľko teplota vznietenia sa môže meniť vplyvom zmeny vlhkosti, starnutia, ako aj termického zaťaženia počas spracovania dreva.

4. ZÁVER

V predloženom príspevku bol posúdený vplyv veľkosti častíc rozvíreného prachu z dubového dreva na jeho teplotu vznietenia. Výskumu boli podrobené vzorky tvorené časticami s veľkosťou v troch intervaloch (pod 71 μm , od 71 do 150 μm a od 150 do 200 μm). Jednofaktorová analýza rozptylu (ANOVA) získaných údajov na hladine významnosti $\alpha = 0,05$ potvrdila štatisticky významný vplyv veľkosti častíc rozvíreného prachu z dubového dreva na jeho teplotu vznietenia. Z nameraných údajov ďalej vyplýva, že pri skúmaných hmotnostiach vzoriek (0,1, 0,2 a 0,5 g) a tlakoch vzduchu (20, 30 a 50 kPa) nevykazuje najnižšiu teplotu vznietenia rozvírený prach tvorený najmenšími časticami (frakcia pod 71 μm). Minimálna teplota vznietenia (430 °C) bola zaznamenaná pre prach tvorený časticami s rozmermi v intervale (71 až 150 μm) pri hmotnosti vzorky 0,5 g a tlaku vzduchu 50 kPa. Všetky skúmané frakcie vykázali minimálne teploty vznietenia pri maximálnej skúmanej hmotnosti vzorky 0,5 g.

LITERATÚRA

- ABBASI, T., ABBASI, S. A.: 2007. Dust explosions-cases, causes, consequences and control. *Journal of hazardous materials*, 2007, 140, 1–2, p. 7–44. ISSN 0304-3894
- AMYOTTE, P. R., PEGG, M., KHAN, F. I.: 2009. Application of inherent safety principles to dust explosion prevention and mitigation. *Process safety and environmental protection*, 2009, 87, 1, p. 35–39, ISSN 0957-5820
- DAMEC, J.: 1998. *Protivýbuchová prevence*. Ostrava: SPBI, 1998, 170 s. ISBN 80-86111-21-0
- DAMEC, J., FONIOK, R., FONIOKOVÁ, J., VĚŽNÍKOVÁ, H.: 1999. *Protivýbuchová prevence v potravinářství a zemědělství*. Ostrava: SPBI, 1999, 252 s. ISBN 80-86111-41-5
- CHUNMIAO, Y., CHANG, L., GANG, L.: 2011. Coal dust explosion and protection based on inherent safety. *Procedia engineering*, 2011, 26, 1, p. 1517–1525. ISSN 1877-7058
- JOSEPH, G.: 2007. Combustible dusts: A serious industrial hazard. *Journal of hazardous materials*, 2007, 142, 3, p. 589–591. ISSN 0304-3894

- KAČÍK, F., BUBENÍKOVÁ, T., KAČÍKOVÁ, D.: 2007. Zmeny štruktúry lignínu pri termickom pôsobení na smrekové drevo. *Acta Facultatis Xylogologiae*, 2007, 49, 1 s. 35–43. ISSN 1336-3824
- KAČÍK, F., KAČÍKOVÁ, D., KRAKOVSKÝ, A., BUBENÍKOVÁ, T., VÝBOHOVÁ, E.: 2006. Vplyv vlhkosti na zmeny smrekového dreva pri tepelnom zaťažení infračerveným ohrevom. *Acta Facultatis Xylogologiae*, 2006, 48, 1 s. 5–12. ISSN 1336-3824
- KAČÍKOVÁ, D.: 2007. Zmeny vybraných charakteristík smrekového a smrekovcového dreva po zaťažení sálavým tepelným zdrojom. *Acta Facultatis Xylogologiae*, 2007, 49, 1 s. 53–59. ISSN 1336-3824
- KAČÍKOVÁ, D., MAKOVICKÁ-OSVALDOVÁ, L.: 2009. Rýchlosť odhorievania dreva z rôznych častí stromu vybraných ihličnatých drevín. *Acta Facultatis Xylogologiae*, 2009, 51, 1 s. 27–32. ISSN 1336-3824
- KASALOVÁ, I., BALOG, K.: 2010. Minimum ignition temperatures of wood dust clouds determined by planed experiment. In *Fire engineering*, Zvolen, 5th–6th October 2010. Zvolen: Bratislava Sabovci, 2010, p. 119–126. ISBN 978-80-89241-38-8
- KUČEROVÁ, V., KAČÍKOVÁ, D., KAČÍK, F.: 2011. Zmeny extraktívnych látok a makromolekulových charakteristík celulózy po termickej degradácii smrekového dreva. *Acta Facultatis Xylogologiae*, 2011, 53, 2, s. 77–83. ISSN 1584-2665
- MARKOVÁ, I., VLADÁROVÁ, M., FILIPI, B.: 2007. Sledovanie správania sa usadeného drevného prachu duba pri jeho teplotnom zaťažení. In *Požární ochrana*, Ostrava, 12.–13. září 2007. Ostrava: SPBI, 2007, s. 322–332. ISBN 978-80-7385-009-8
- MARTINKA, J., VÉKONY, P., TUREKOVÁ, I., KURACINA, R.: 2011. Effect of whirled teak wood dust particle size to the minimal ignition temperature. In *New trends in research of energetic materials*, Pardubice, 13.–15. April 2011. Pardubice: University of Pardubice, 2011, p. 833–838. ISBN 978-80-7395-390-4.
- OČKAJOVÁ, A., BANSKI, A.: 2013. Granulometria drevného brúsneho prachu z úzko-pásovej brúsky. *Acta facultatis xylogologiae*, 2013, 55, 1, s. 85–90. ISSN 1336-3824
- TUREKOVÁ, I., BALOG, K., SLABÁ, I.: 2005. Stanovenie teplôt vznietenia drevných prachov. In *Požární ochrana*, Ostrava, 14. – 15. září 2005. Ostrava: SPBI, 2005, s. 622–630. ISBN 80-86634-66-3
- XU, Q., MAJLINGOVA, A., ZACHAR, M., JIN, C., JIANG, Y.: 2012. Correlation analysis of cone calorimetry test data assessment of the procedure with tests of different polymers. In *Journal of thermal analysis and Calorimetry*, 2012, 110, 1, p. 65–70. ISSN 1388-6150
- ZACHAR, M.: 2010. Selected deciduous wood species flash ignition and ignition temperature determination. In *Fire engineering*, Zvolen, 5th – 6th October 2010. Zvolen: Bratislava Sabovci, 2010, p. 431–438. ISBN 978-80-89241-38-8

Tento článok vznikol vďaka podpore agentúry KEGA MŠVVaŠ SR, pre projekt č. 002STU-4/2013: Výbudovanie výučbového laboratória pre rekonštrukciu požiarov v laboratórnej mierke.

Kontaktná adresa:

Ing. Jozef Martinka, PhD., Ing. Peter Rantuch, PhD.
Slovenská technická univerzita v Bratislave
Materiálovotechnologická fakulta so sídlom v Trnave
Ústav bezpečnostného a environmentálneho inžinierstva
Paulínska 16, 917 24 Trnava, Slovenská republika
jozef.martinka@stuba.sk, peter.rantuch@stuba.sk

OPTIMALIZÁCIA PODÁVACIEHO ZARIADENIA V PROCESE SPLYŇOVANIA DREVNEJ ŠTIEPKY

OPTIMIZATION FEED EQUIPMENT IN THE PROCESS GASIFICATION OF WOOD CHIPS

Gustáv JABLONSKÝ – Slávka KOČANOVÁ – Dávid SZÉPLAKY

ABSTRACT: The article deals with selecting the best alternative feeding devices in the process of gasification of wood biomass. In the first stage, the proposed system of the ball valves located at the top of the reactor was proposed. In the feeding device has occurred glued pieces feedstock, reducing of permeability supplied feedstock and incompleting closing of the shut-off sections feeding machine as a result leaks. In the second stage, it was made feeding device, which was realized in the form the piston driven by an electric motor.

Key words: gasification of wood chips, feeding device

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá výberom najlepšieho variantu podávacieho zariadenia v procese splyňovania drevnej biomasy. V prvej fáze bol navrhnutý systém podávania z guľových uzáverov umiestnený v hornej časti reaktora. V dôsledku netesností dochádzalo k nálepom vsádzky v podávacom zariadení, znížením priepustnosti dodávanej vsádzky a neúplnému zatváraní uzatváracích častí podávača. V druhej fáze bolo zhotovené podávacie zariadenie, ktoré bolo realizované formou piestu poháňaného elektromotorom.

Kľúčové slová: splyňovanie drevnej štiepky, podávacie zariadenie

1. ÚVOD

Kontinuálne dodávanie paliva je nutné pre stabilnú a vyrovnanú prevádzku v procese splyňovania drevnej štiepky. V závislosti od použitej technológie splyňovania sa vyžaduje rôzny prístup pre prívod paliva resp. vsádzky. Vsádzka sa môže dodávať do reaktora pomocou dopravníkov rôznych typov a to hlavne:

- pásové,
- remeňové (reťazové, článkové, korčekové, ...),
- vibračné,
- závitkové,
- pneumatické
- hydraulické dopravníky (Jasaň 1983, Boroška 2000).

1.1 Pásové dopravníky

Patria do skupiny dopravníkov s ohybným ťažným elementom. Uzavretý ťažný element obieha okolo koncových bubnov a plní funkciu nesenia prepravovaného materiálu. Zabezpečuje dopravu s vysokým hodinovým výkonom. Je vhodný pre prepravu všetkých druhov hromadných materiálov. Môže dopravovať materiál do veľkých vzdialeností pod uhlom až 18° , s rôznymi úpravami aj do 60° . Má bezhlučný chod, nízke trenie a opotrebenie, zabezpečujúci spoľahlivú a bezpečnú prevádzku (Jasaň, 1984).

V praxi sa však využíva na podávanie nelepivých sypkých materiálov do teploty 150°C . Jeho využiteľnosť pri dodávaní vsádzky (drevná štiepka, piliny, pelety) je obmedzená po medzizásobník. Nevýhodou je jeho otvorená konštrukcia, ktorá aj pri využití krytu nedokáže plniť funkciu zátky (utesnenie, pred únikom plynu cez vsádzaciu časť z reaktora).

1.2 Závítokové dopravníky

Patria medzi dopravníky bez ťažného elementu. Pracovným elementom je závitovka otáčajúca sa v pevnom žľabe. Materiál ležiaci na žľabe má nižšie trenie so závitovkou ako so žľabom a materiál je posúvaný po žľabe. V prevažnej miere slúži na dopravu sypkých neabrazívnych materiálov, pre stredne dopravované množstvá.

V prípade využitia dopravuje na vzdialenosť až 500 m a ako dávkovač približne do 5 m. Veľmi dôležitým ukazovateľom je stupeň plnenia. Pre sypký materiál nenáročný na oter (suché uhlie, obilie) je to 45 %, pre materiál zrnitý, neúplne sypký ako kusové uhlie je to 30% a 15% pre materiál náročný na oter ako koks. Veľkou výhodou je, že pracuje vo vodorovnom smere, v sklone a vertikálnom smere (Jasaň, 1983).

Pri doprave materiálu nedochádza k štiepeniu materiálu a závitokový dopravník je možné použiť aj pri teplotách dosahujúcich 500°C (Jasaň, 1984).

U rôznych typov vsádzok pre splyňovanie najmä biomasy dochádza k problémom jeho využitia. Pri doprave pilín s vyššou vlhkosťou dochádza k nálepom na závitovku a upchaniu dopravnej cesty. Pri doprave drevnjej štiepky, vplyvom nerovnomernosti vsádzky, najmä prítomnosť väčších kusov môže spôsobiť vzpriechenie a zaseknutie závitovky. Ak je to možné, treba upraviť tvar žľabu podľa vlastností a parametrov vsádzky.

1.3 Pneumatické dopravníky

Pomocou média prúdiaceho v uzavretom priestore, v potrubí alebo žľabe sú unášané častice prepravovaného materiálu. Vzduch zbavený vlhkosti a stlačený na požadovaný tlak sa najčastejšie používa ako nosné médium. Z dôvodu bezpečnosti je potrebné, aby nosné médium bolo nahradené inertným plynom (N_2 , CO_2). Na konci dopravnej cesty sa nosný plyn odlúči od materiálu. Pneumaticky dopravníkový systém pracuje pri pretlakovom a podtlakovom režime pri rôznych pracovných tlakoch (Jasaň, 1984). Je vhodný pre dopravovanie suchých, nelepivých a nespekavých materiálov, ktoré sú práškové alebo zrnité. Pneumatické dopravníky možno aplikovať na vodorovnú, šikmú aj horizontálnu dopravu (Boroška, 2000).

Výhodu takéhoto dopravníka je, že môže pracovať v otvorenom aj uzavretom okruhu. Ak sa používa ako nosné médium inertný plyn, po odlúčení materiálu je možné ho opäť využiť.

1.4 Hydraulické dopravníky

Je založený na princípe unášania častíc pevného materiálu prúdom vody. Zmiešaním materiálu s vodou možno vytvoriť rôzne druhy zmesí, ktoré sú závislé od fyzikálnych vlastností a koncentrácie pridávaného materiálu. Dochádza tu k tvorbe homogénnych zmesí (veľmi jemný materiál) a heterogénnych zmesí (materiál s väčšou zrornosťou). Zrornosť je veľmi dôležitou vlastnosťou, ktorá ovplyvňuje správanie sa zmesi. Zmes má plastické vlastnosti pri nízkych rozmeroch ($< 5 \mu\text{m}$) a doprava je možná v laminárnom aj v turbulentnom režime. Suspenzia sa vytvorí pri rozmere pod 0,2 mm a zvyšuje sa viskozita, ktorá ovplyvňuje množstvo dopravovaného materiálu. Pri zrornosti nad 2 mm sa materiál unáša prevaľovaním, a preto je rýchlosť prúdu veľmi malá (Jasaň, 1984).

Uhoľno-vodná zmes do reaktorov s unášaným prúdom sa väčšinou dopravuje spomínanou technológiou, kde sa vyžaduje veľmi nízka zrornosť materiálu a krátka reakčná doba. Vzhľadom na menšiu hustotu biomasy sa pre technológiu splyňovania vo vznose používa iba do 15 hm. % biomasy v uhoľnej vsádzke (Higman 2003). Tok suspenzie sa môže zastaviť a viskozita zvýšiť pri vyššom hmotnostnom pomere biomasy vo vsádzke práškoveho uhlia.

2. MATERIÁL A METÓDY

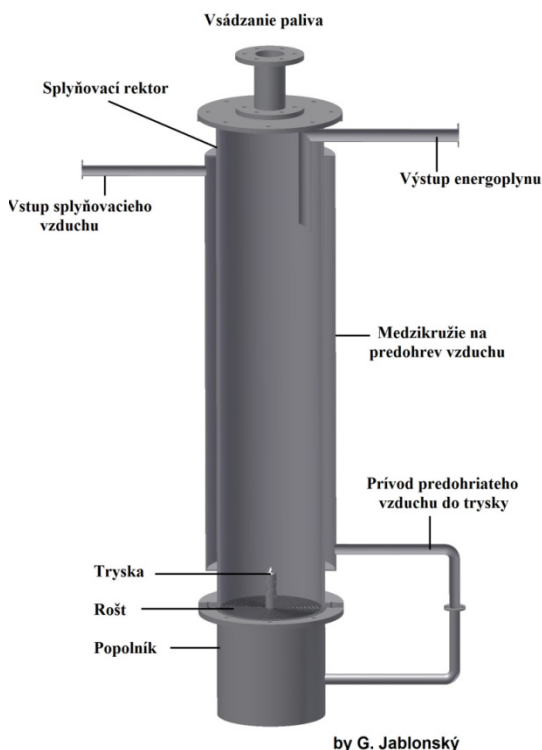
2.1 Experimentálne meracie zariadenie

Experimentálne merania boli vykonané na nižšie popísanom experimentálnom splyňovacom reaktore. Jedná sa o protiprúdny splyňovací generátor s predpokladaným výkonom v plyne 15 kW. Jedným z cieľov meraní bolo navrhnuť optimálne podávacie zariadenie. Základné geometrické parametre reaktora znázorňuje tabuľka 1.

Tabuľka 1 Základné geometrické parametre reaktora

POPIS	VEĽKOSŤ (mm)
výška splyňovacej časti reaktore	1016
vnútorný priemer reaktora	206
šírka medzikružia pre predohrev splyňovacieho vzduchu	20
vnútorný priemer prírodného potrubia splyňovacieho vzduchu	20
vnútorný priemer potrubia na odvod energoplynu	25
výška popolníka	220
vnútorný priemer popolníka	206
priemer trysky	20
výška trysky nad roštom	84
priemer výstupných otvorov splyňovacieho vzduchu z trysky	4
vnútorný priemer vsádzacieho potrubia	60
šírka voľného prierezu roštu	7

Na obrázku 1 je zobrazený a popísaný experimentálny fyzikálny model bez podávača, pre ktorý bolo potrebné riešiť podávacie zariadenie.



Obrázok 1 Experimentálne zariadenie bez podávača

Prívodným potrubím vstupuje splyňovací vzduch do medzikružia na predohrev vzduchu. Po ohriati vystupuje potrubím pre prívod predohriateho vzduchu do trysky, ktorá je napojená na toto potrubie. Predohriaty splyňovací vzduch vstupuje cez trysku do reakčnej časti a oxiduje vsádzku. Vo vertikálnom smere stúpa produkovaný plyn, prechádza nasledujúcimi zónami splyňovania a cez výstupné potrubie energoplynu umiestnené cca 25 cm pod stropom reaktora vystupuje. Cez vsádzací otvor umiestnený v strope reaktora, sa kontinuálne vsádzkuje palivo – drevná štiepka. Štiepka prechádza pásmami sušenia, pyrolýzy, redukcie a oxidácie. Popol – zvyšok po splynení, prepadáva cez rošt do popolníka, odkiaľ sa následne odstraňuje.

2.2 Pôvodný návrh podávania

V prvej fáze je navrhnutý systém podávania z guľových uzáverov umiestnený v hornej časti reaktora z dôvodu jednoduchosti prevedenia a možnosti rýchleho overenia funkčnosti zariadenia. Hlavný zásobník ihlanového tvaru je oddelený od medzizásobníka

prvým guľovým uzáverom a medzizásobník od splyňovacej komory oddelený druhým. Tento pôvodný návrh podávania pomocou dvoch uzáverov je vybraný z nasledujúcich dôvodov:

- nutnosť regulovať dávkovanie,
- zabezpečenie tesnosti sústavy.

V závislosti na množstve dodávaného paliva sa mení výkon splyňovacieho generátora, čím dochádza k regulácii množstva vznikajúceho energoplynu. Množstvo dávkovanej štiepky je limitované veľkosťou medzizásobníka a počtom dávok v časovom intervale.

Systém dvoch guľových uzáverov sa stará o tesnosť sústavy, ktorý striedavým otváraním vytvára vždy uzavretý priestor generátora plynu, a tým zabráňuje úniku plynu do okolia splynovača. Z dôvodu nutnosti manuálneho ovládania dané riešenie je nepraktické. Pri priemernom počte vsádzaní 2-krát za minútu je nutné časté otváranie a uzatváranie ventilov. Z dôvodu tvorby nálepu štiepky, čo zhoršuje tesnosť zariadenia, môže dôjsť k problémom pri uzatváraní ventilov, podobne ako v systéme nožových uzáverov (Babu, 2003).

3. VÝSLEDKY

Prvotné merania sa previedli po skonštruovaní fyzikálneho modelu. Cieľom bolo overiť výkon reaktora a preukázať kvalitu produkovaného plynu. Po zahájení merania sa však vyskytlo niekoľko problémov, ako:

- tesnosť reaktora,
- tesnosť podávača so zásobníkom.

Na základe týchto netesností muselo dôjsť k úpravám na ich odstránenie. Prevarením zvarov a využitím tesnení sa riešilo odstránenie netesností reaktora (Jablonský, 2012).

3.1 Automatický piestový podávací systém

Z dôvodu výskytu problémov bolo nutné navrhnúť a zostrojiť nový systém podávania štiepky do splyňovacieho zariadenia.

Hlavné požiadavky na daný systém sú:

- zabezpečenie tesnosti sústavy,
- samočinný systém bez nutnosti manuálnej obsluhy,
- kontinuálne podávanie štiepky do generátora,
- možnosť regulácie výkonu splyňovača.

Najjednoduchším riešením bolo zhotovenie podávacieho zariadenia, ktorý je realizovaný formou piestu poháňaného elektromotorom (Babu, 2003).

3.2 Medzizásobník

Tvar zrezaného ihlana s obdĺžnikovou základňou bol zvolený pre medzizásobník. Dôvodom je jednoduchosť jeho konštrukcie a dostatočná kapacita vsádzky pre zásobovanie. Zároveň je v medzizásobníku vytváraný dostatočný tlak vsádzky na spodné vrstvy, aby mohlo dochádzať k prepadu štiepky do komory s piestom (Babu, 2003).

3.3 Podávací piest

Dopraviť štiepku z medzizásobníka podávacou komorou do priestoru splyňovača je primárnou funkciou podávacieho piestu. Už pri návrhu piestu sa vyskytla otázka ako ošetriť problém vznikajúci pri prechode piestu pod medzizásobníkom, kde dochádza k otvoreniu prepádacieho otvoru a naplneniu komory pred piestom. Rozmerová nerovnomernosť vsádzky spojená s rizikom spriečenia jednotlivých kusov dreva pri pohybe piestu vpred vytvára problém.

Najlepším riešením je umiestniť špeciálny rezací nôž na čelnú stranu valcového piestu. Jeho funkciou je pri pohybe piestu prerezať kusy štiepky, ktoré by zabráňovali jeho pohybu (Babu, 2003).

Za účelom zistenia množstva dodávaného materiálu do reaktora bola vykonaná analýza pre rôzny počet pohybov piestu, a to: 1, 2, 4, 9, 10. Tabuľka 2 poukazuje na hodnoty získané pri skúške podávacieho zariadenia. Priemerná hodnota jedného podania na jeden posuv piestu je 115 g štiepky do splyňovacieho zariadenia, čo je zrejme z uvedenej tabuľky 2. Priemerná odchýlka je spôsobená rozmerovou nerovnomernosťou vsádzky, ktorá je rovná hodnote 22 g na jedno podanie.

Tabuľka 2 Množstvo vsádzky dodané podávacím zariadením

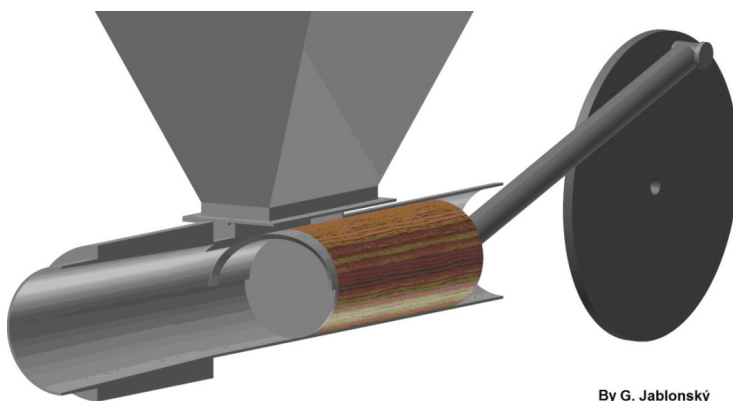
Číslo merania	Počet otáčok				
	1	2	4	9	10
	Hmotnosť dodávanej vsádzky (g)				
1	112,7	238,5	527,4	1104,4	1194,4
2	109,9	262,7	474,7	1124,2	1213,4
3	111	244,3	526	1129,7	1236,8
4	129,1	277,6	490,7	1149,5	1246,8
5	112	263,4	490,2	1155,5	1208,3
Priemer	114,94	257,3	501,8	1132,66	1219,94

3.4 Podávacia komora

Podávacia komora má dve hlavné úlohy. Dopravuje sa v nej vsádzka do splyňovača v jeho hornej časti a zároveň vytvára tesnenie proti úniku plynu do okolia cez podávacie zariadenie.

Prvotný zámer bolo vytvoriť komoru s pohybujúcim piestom, trubicového tvaru. Podávacia komora musí mať väčšiu dĺžku ako je trajektória podávacieho piestu. To znamená, že na konci pohybu piestu musí ostať dostatočný priestor s dostatočným množstvom štiepky, ktorá vytvorí aj pri reverznom pohybe piestu tesniacu vrstvu pre zabránenie úniku oxidu uhoľnatého.

K pechovaniu vsádzky a upchávaniu otvoru vplyvom zvýšenej teploty a kondenzácií vlhkosti zo vznikajúceho plynu dochádza aj pri dlhom rozmere tejto trubice. Pechovacia vsádzka má za následok zastavenie chodu motora a poškodenie zariadenia. Následkom toho bolo nutné upraviť návrh podávača skrátením trubicovej časti. Skracovať dĺžku komory nebolo možné z dôvodu uchovania tesnosti zariadenia, preto bolo nutné zmeniť jej tvar. Došlo teda k nahradeniu trubice kónusovým tvarom komory. Jej rozširujúci sa tvar zabezpečil, že nedochádzalo k upechovaniu vsádzaného materiálu v podávacej komore. Kónusový tvar má stúpanie z 80 na 90 mm na 210 milimetroch dĺžky (Babu, 2003).



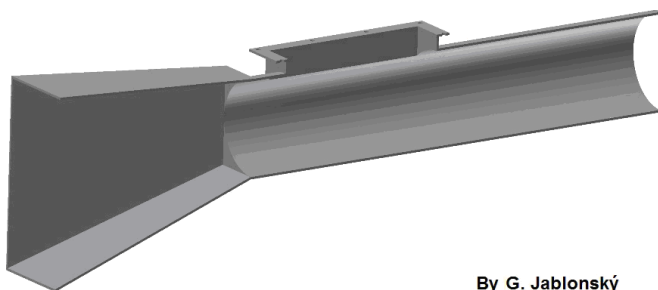
By G. Jablonský

Obrázok 2 Podávač s podávacou komorou kónusového tvaru

Niekoľko problémov sa vyskytlo aj napriek úprave tvaru a rozmerov podávacej komory. Rozšírený profil trubice a kratšia vzdialenosť neposkytovala požadované tesniace schopnosti. Pri praktickej skúške vyplynulo, že dochádza k prehrievaniu vstupnej časti.

Na výstupe štiepky z podávača je teplota vonkajšieho povrchu materiálu približne 80 °C. Na základe výstupnej teploty sa predpokladá, že pri nízkych výkonoch je teplota na vnútornej stene okolo 120 °C a pri vyšších sa dosahuje aj teplota až 200 °C. Tieto teploty spôsobujú mäknutie materiálu, puchnutie a samozrejme od typu splyňovacieho generátora a použitej vsádzky aj k tvoreniu nálepu pomocou vytvoreného dechtu.

Druhou možnosťou je úprava podávača tvaru rúrky na podávač ihlanového tvaru znázornená na obrázku 2, kde je možné dosiahnuť ešte väčšie rozšírenie ako pri kónusovom tvare, čo aj pri navlhnutí štiepky od vyparenej vody v splyňovacej časti zabráni jej zlepeniu v podávači.



By G. Jablonský

Obrázok 3 Podávacia komora ihlanového tvaru

3.5 Motor a spojkové sústrojenstvo

Štandardný trojfázový elektromotor na 400 voltov s výkonom 700 wattov a s 1 340 otáčkami za minútu sa použil ako motor. Pomocou dvoch masívnych prevodoviek je realizovaný prevod hnacej sily na piest. Ich prevodový pomer je 1:40, teda pri chode motora je po zprevodovaní pohyb piestu 4-krát za minútu.

Regulácia počtu otáčok je prevádzaná pomocou dvoch napäťových regulátorov zapojených sériovo, ktoré pomocou časových impulzov definujú počet pohybů piestu za minútu.

Poháňacia sila sa cez prevodovky od motora na piest prenáša cez ojnica resp. guľatina je upravená tak, že na jednom konci je pevne prichytená k piestu cez čap. Na druhej strane je upevnená k poháňaciemu kolesu. Na poháňanom kolese je viacero otvorov cez ktorý sa reguluje dĺžka posuvu piesta do vnútra komory. Takýto systém môžeme považovať za zdvojenú reguláciu prívodu paliva podľa výkonu generátora (Babu, 2003).

3.6 Zásobník

Aj keď už došlo k úprave podávacieho zariadenia, k obmedzeniu úniku plynu cez zásobník nedošlo. Iba pri nízkych výkonoch sa tento únik obmedzil. Toto viedlo k návrhu plynotesného zásobníka, ktorý sa umiestnil na medzizásobník. Vsádzací otvor bol riešený vo vrchnej časti zásobníka. Objem zásobníka bol navrhovaný na dostatočnú dobu prevádzky.

Špecifikom tohto návrhu je vytvorenie tzv. pretlakového zásobníka. Pre prípad poklesu tlaku v zásobníku sa do zásobníka môže privádzať vzduch (možnou alternatívou je využitie inertného plynu). Takéto riešenie obmedzuje prúdenie produkovaného plynu do zásobníka a tým aj zvlhčovanie a mäknutie vsádzky.

ZÁVER

Z vyššie uvedeného teoretického rozboru ako aj vykonaných skúšok je zrejmé, že vhodne navrhnuté podávacie zariadenie vo veľkej miere ovplyvňuje proces splyňovania

drevnej štiepky. Zostrojením podávača s podávacou komorou piestového typu bolo nutné urobiť aj charakteristiku dodaného množstva vsádzky podľa hĺbky zatlačenia piestu.

Praktickým meraním pre dve rôzne hĺbky sa stanovilo množstvo dodávanej vsádzky (štiepky) na 115 g na jedno otočenie resp. posuvu piesta pre štiepku so sypnou hmotnosťou 220 kg.m^{-3} .

Výsledkom každého návrhu je posúdiť vplyv na kvalitu a výkon splynovacieho generátora.

LITERATÚRA

BABU, B. V.: 2003. *Modeling & simulation of biomass gasifier: effect of oxygen enrichment and steam to air ratio*. USA: Elsevier, 2003, Energy Convers. Manag., 44(13): p. 2135-58, ISSN: 0196-8904

BOROŠKA, J., MARASOVÁ, D.: 1983. *Dopravné systémy*. Košice: TU v Košiciach, 1983, s. 101. ISBN 80-7099-612-9

HIGMAN, CH.: 2003. *Gasification*. USA: Elsevier, 2003, s. 391. ISBN-13: 978-0-7506-7707-3

JABLONSKÝ, G.: 2012. *Dizertačná práca*. Košice: TU HF Košice, 2012.

JASÁŇ, V.: 1983.: *Teória dopravných a manipulačných zariadení*. Bratislava : VŠT v Košiciach, 1983. s. 319.

JASÁŇ, V.: 1984. *Teória a stavba dopravníkov*. Bratislava: VŠT v Košiciach, 1984. s. 337.

Kontaktná adresa:

Ing. Gustáv Jablonský, PhD., Ing. Slávka Kočanová, Ing. Dávid Széplaky

Technická univerzita v Košiciach

Hutnícka fakulta, Katedra pecí a teplotníky

Letná 9/A, 042 00 Košice,

E-mail: Gustav.Jablonsky@tuke.sk, Slavka.Kocanova@tuke.sk, David.Szeplaky@tuke.sk

VPLYV ZRNITOSTI BRÚSNEHO PÁSU NA SILOVÉ POMERY A DRSNOSŤ POVRCHU PRI BRÚSENÍ DUBA

THE INFLUENCE OF SANDING BELTS GRIND TO FORCE PARAMETERS AND SURFACE ROUGHNESS DURING OAK SANDING

Ľubomír JAVOREK – Pavel ŠUNIAR – Jaroslav ĽALÍK

Abstrakt: V príspevku sú uvedené výsledky výskumu brúsenia. Bola použitá drevina dub na radialnej, tangenciálnej a priečnej ploche. Prítláčná sila sa menila v troch hodnotách (58,5 N; 41 N; 21 N), zrnitosť brúsneho pásu bola 40, 60, 80, 100. Konštantnými parametrami boli rezná rýchlosť $200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a vlhkosť 12 %. Meranými parametrami boli rezná sila a drsnosť v smere kolmom na smer brúsenia.

Kľúčové slová: brúsenie, rezná sila, prítláčná sila, drsnosť povrchu

Abstract: In this contribution are mentioned results of research of sanding. The oak was used as experimenta material, and sanding was realized on radial, tangential and transversal surface. The impact force was changed in three levels (58,5 N; 41 N; 21 N), the grid of sanding belt was in four levels (40, 60, 80, 100). The constant parameterets were cutting speed $200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a moister content of sample 12 %. The cutting force and surface roughness in cross profile was measured.

Key words: sanding, cutting force, impact force, rurface roughness

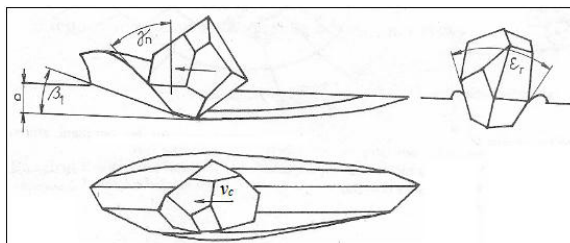
1. ÚVOD

Brúsenie, ktoré je častým predmetom výskumu mnohých výskumníkov v mnohých krajinách, je zvyčajne poslednou operáciou pred nanášaním laku, farby alebo fólie na brúsený povrch. Kvalita brúseného povrchu priamo určuje výsledný efekt a to tak z aspektu reakcii užívateľa ako aj prípadných ekonomických úspechov, či odolnosti voči poveternostným vplyvom.

Brúsenie môžeme charakterizovať ako obrábanie mnohorezným nástrojom s nedefinovanou geometriou vytvorenou zo zŕn brusiva, ktoré sú do jedného celku spojené spojitom. Historicky patrí medzi najstaršie metódy obrábania, ktoré človek využíval už v prehistorických dobách k výrobe alebo úprave životne dôležitých pomôcok, predovšetkým k ostreniu pracovných nástrojov a zbraní.

Osobitosti topografie povrchu brúsiaceho kotúča, zmena veľkosti a geometrie brúsiacich zŕn, premenlivá hrúbka odrezávanej vrstvy, ohrev obrábaného materiálu v zóne

brúsenia sa prejavujú v procese tvorenia triesky pri brúsení, a preto môžeme povedať, že tvorenie triesky v podmienkach mikrorezania má zvláštny charakter. Ako uvádza **Buda** (1988) a **Maňková** (2006) brúsiace zrno pri svojom pohybe vytvára žliabok do obrobenej plochy, takže obrobená plocha je tvorená sústavou takýchto žliabkov (obr. 1).



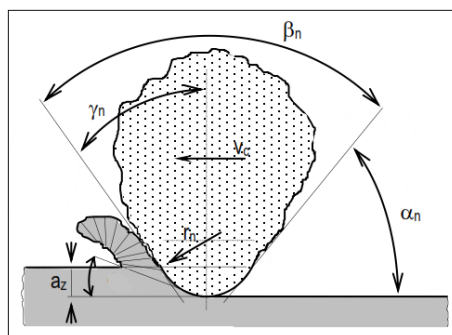
Obr. 1 Schéma vytvárania drážky na povrchu obrobku pri obrábání brúsiacim zrnom tvaru kryštálu [Buda 2008]

Vo všeobecnosti pre tvorbu triesky platí, že uhol čela je záporný, trieska je v zóne rezania deformovaná pod veľkým uhlom j_1 , v zóne rezania vzniká vysoká teplota, až 230 °C ako uvádza **Banský** a kol. (1999).

S vývojom výkonných brúsiacich nástrojov a brúsok sa význam brúsenia rozširuje z pôvodnej oblasti dokončovania i na hrubovacie operácie a je zrejmé, že z hľadiska produktivity a výrobných nákladov môže konkurovať ostatným metódam obrábania. K hlavným charakteristickým znakom brúsenia **Driensky** (1986) uvádza:

- nepravidelné zaoblenie hrotu,
- nepravidelný geometrický tvar,
- vysokú tvrdosť a odolnosť proti teplote,
- rýchlosť rezného pracovného procesu sa pohybuje v rozmeroch (30 až 120) m.s⁻¹,
- krátka doba záberu zrna brusiva s obrobkom vplyvom vysokých rezných rýchlostí,
- veľkosť zrna je v rozsahu od 0,003 mm do 3 mm,
- vyznačuje sa veľmi malým prierezom odoberanej triesky 10⁻³ až 10⁻⁵ mm²,
- v priebehu brúsenia sa rezné hrany brúsnych zŕn otupujú, póry nástroja sa zanášajú trieskami, čím klesá schopnosť rezať. Orovnávačom sa dá táto schopnosť obnoviť.
- odoberanie jednej triesky trvá okolo 0,0001 s.

Na obrázku 2 je zobrazený priebeh odoberania triesky vrátane definovania základnej geometrie podľa **Maslova** (1979).



Obr. 2 Schéma oddeľovania triesky brúsnym zrnom [Maslov (1979)]

α_n – uhol chrbta v normálovej rovine, β_n – uhol rezného klína v normálovej rovine,
 γ_n – uhol čela v normálovej rovine, r_n – polomer zaoblenia reznej hrany,
 ϕ – uhol primárnej plastickej deformácie, a_z – hĺbka preniku zrna, v_c – rezná rýchlosť

K ďalším autorom skúmajúcim brúsenie a sprievodné javy patria napr. **Bahchevan-dziev** a **Manev** (1999). Overovali vplyv veľkosti brúsneho zrna na drsnosť drevotrieskových dosiek pokrytých dýhou z buka a borovice. Pri brúsení kombinovali brúsenie v pozdĺžnom smere s brúsením v priečnom smere brúsnyimi papiermi zrnitosti 100 a 150, resp. 120, 150 a 180. Experiment potvrdil znižovanie drsnosti používaním pásov s nižšími hodnotami brúsneho zrna, pričom sa prejavil väčší vplyv posledného brúsenia v priečnom smere. Problematiku vplyvu teploty vznikajúcej pri brúsení skúmali **Banský**, **Naščák**, **Wieloch** (1999). V rámci možnosti experimentálneho zariadenia dosiahli teplotu pri brúsení 230 °C. Zrnitosť použitého brusiva bola 80 a 120 a v experimente lepšie obstál materiál so zrnitosťou 80. **Hiziroglu** (1996) posudzoval drsnosť povrchu drevotrieskových a drevovláknitých dosiek meranú kontaktným spôsobom v závislosti od hustoty materiálu. Dospel k záveru, že drsnosť povrchu klesá lineárne so zvyšovaním hustoty materiálu. **Kato**, **Fukui** a **Óno** (1972) skúmali vplyv rôznych druhov posypov brúsnych pásov a veľkosti brúsnych zrn na množstvo odobratého materiálu obrobku. Brúseným materiálom bol buk (*Fagus crenata blume*), smer brúsenia bol v smere drevných vlákien na radiálnej ploche. Z experimentov vyplynuli závislosti medzi rýchlosťou brúsenia a veľkosťou prítlačnej sily potrebnej na odobratie stanoveného množstva materiálu. Závislosti medzi reznou silou a množstvom odobratého materiálu pri konštantnej prítlačnej sile skúmali aj **Kato** a **Fukui** (1976) na drevinách *Fagus crenata blume*, *Pometia pinnata Forster*, *Pterocarpus indicus Willd* a *Pentacme contoria Merr*. Výsledky zobrazili formou grafov vyjadrujúcich vplyv jednotlivých premenných na závisle premenné. Problematikou rôznych faktorov, ako druh dreviny, orientácie drevných vlákien, druhu brusiva sa zaoberali aj **Očkajová** a **Siklienka** (2000). Stanovili časové závislosti medzi objemom odbrúseného materiálu a druhom dreviny, veľkosťou prítlačnej sily, zrnitosti pásu.

2. METODIKA EXPERIMENTU

Cieľom experimentu bolo posúdiť vplyv zrnitosti brúsneho pásu na reznú silu a drsnosť povrchu pri brúsení duba pri rôznej prítlačnej sile, na tangenciálnej, radiálnej ploche

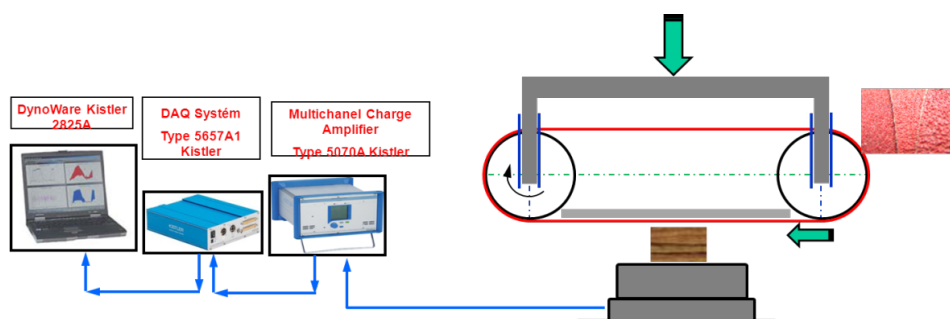
a priečnej ploche v smere vlákien a kolmo na vlákna (pri priečnej ploche v smere kolmom na ročné kruhy) a pri konštantnej reznej rýchlosti $200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a vlhkosti 12 %. Experiment sa uskutočnil v prípravku s upnutou brúskou Skil 1100 H1 (výkon: 560 W, rozmery brúsneho pásu: $76 \text{ mm} \times 457 \text{ mm}$, kontaktná plocha: $76 \text{ mm} \times 130 \text{ mm}$, maximálna rezná rýchlosť: $200 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$) pri nasledujúcich nezávislé premenných:

1. smer vlákien voči smeru pohybu: pozdĺžny a priečny na radiálnej, tangenciálnej a priečnej ploche obrobku,
2. prítlačná sila: A, B, C,
3. zrnitosť brúsneho pásu: 40, 60, 80, 100 (KLINGSPOR Abrasives).

Závislé premenné (skúmané parametre) boli:

1. rezná sila F_c ,
2. drsnosť povrchu v pozdĺžnom smere a v priečnom smere voči smeru reznej rýchlosti.

Meracia aparatúra pozostávala z mechanickej časti a z meracej časti (obr. 3).



Obr. 3 Schéma meracieho reťazca

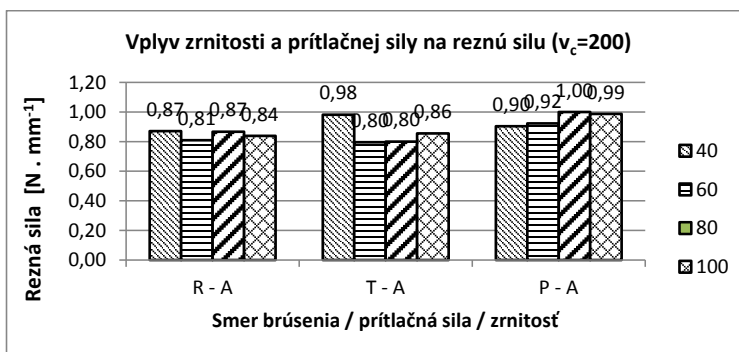
Základnými prvkami meracieho reťazca (výrobca **Kistler Instrumente AG**, 8408 Winterthur, Švajčiarsko) sú:

1. Dynamometer 9275B s meracím rozsahom $F_x, F_y: \pm 5 \text{ kN}$; $F_z - 5 \text{ kN}$ až 10 kN vlastnou frekvenciou $f_x, f_y: 2,3 \text{ kHz}$; $f_z: 3,5 \text{ kHz}$; rozsah pracovných teplôt: $0^\circ \text{C} \div 70^\circ \text{C}$, rozmery (dĺžka $\times$ šírka $\times$ výška): $170 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 60 \text{ mm}$, hmotnosť: $7,3 \text{ kg}$.
2. Nábojový zosilňovač 5070A.
3. A/D prevodník 5657A1.
4. NTB so softvérom DynoWare.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

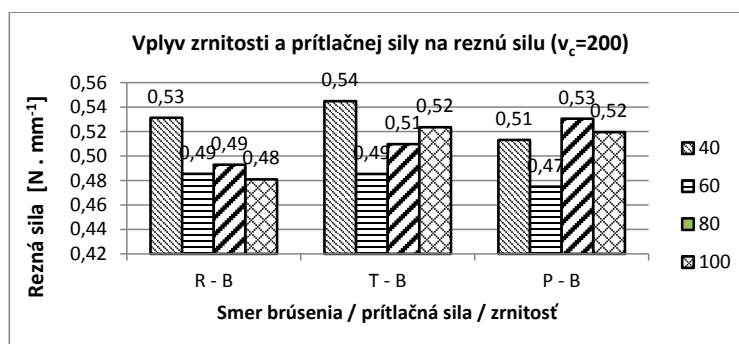
V priebehu experimentu sa vykonali merania reznej sily pri všetkých kombináciách nezávislé premenných, pričom uvedené grafické závislosti platia pre jednofaktorovú analýzu a brúsenie v smere kolmom na vlákna na radiálnej (R), tangenciálnej (T) a priečnej ploche (P) obrobku. Rezná sila sa prepočítala na jednotku šírky brúsenej plochy a preto je uvádzaná s rozmerom $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Drsnosť sa merala na všetkých plochách v smere reznej rýchlosti a v smere kolmom na smer reznej rýchlosti.

Na obr. 4 sú zobrazené závislosti reznej sily od hodnoty prítlačnej sily vztiahnuté na jednotku šírky brúsnej plochy a zrnitosti brúsneho pásu. Výsledky platia pre prítlačnú silu $A = 58,5$ N. Hodnoty síl pri brúsení radiálnej a tangenciálnej plochy sa príliš nelíšia – jedine v prípade brúsneho pásu zrnitosti 40 je rozdiel cca $0,12$ N·mm⁻¹. V prípade priečnej plochy sú hodnoty síl pre všetky zrnitosti vyššie – vysvetľujeme si to tým, že v tomto priereze bol väčší podiel letného dreva s vyššou pevnosťou a tým s väčším odporom proti vniknutiu brúsiaceho zrna. Napriek tomu tento rozdiel nie je príliš veľký – dosahuje $0,2$ N·mm⁻¹, avšak pri brúsení širších plôch je treba aj s týmto rozdielom uvažovať.



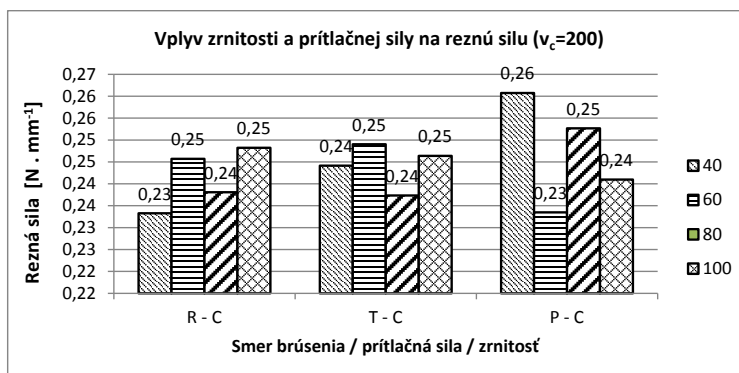
Obr. 4 Vplyv zrnitosti a prítlačnej sily A na reznú silu (dub, $v_c = 200$ m·min⁻¹)

Graf na obrázku 5 je zostrojený pre obdobné nezávislé premenné ako graf na obr. 4, avšak hodnota prítlačnej sily bola $B = 41$ N, t. j. 1,4 krát menšia. Grafy zostali podobné, hodnota závisle premennej sa znížila vo väčšine o cca 40 % až 50 %.



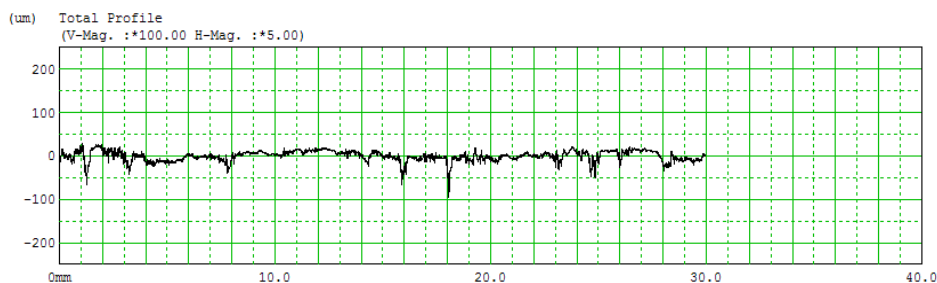
Obr. 5 Vplyv zrnitosti a prítlačnej sily B na reznú silu

Na obrázku 6 je zostrojený graf pre prítlačnú silu $C = 21$ N, t. j. 2,7 krát menšiu ako v prípade sily A a 2 krát menšiu ako v prípade sily B. Tomu odpovedá aj primeraný pokles reznej sily, avšak zostáva zachované, že pri zmene brúsenia od brúsenia tangenciálnej plochy v smere vlákien, cez brúsenie tangenciálnej plochy kolmo na vlákna ku brúseniu priečnej plochy kolmo na letokruhy rezná sila narastala takmer vo všetkých prípadoch.

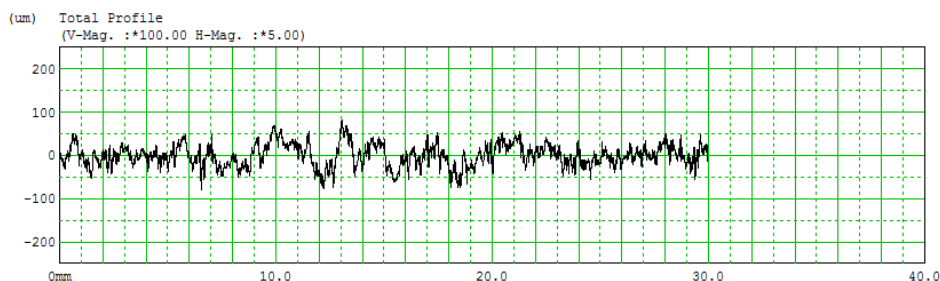


Obr. 6 Vplyv zrnitosti a prítlačnej sily C na reznú silu

V nasledujúcej časti je vyhodnotenie drsnosti povrchu. Drsnosť bola hodnotená parametrom R_a , t. j. pomocou strednej aritmetickej odchýlky posudzovaného profilu. Meracie zariadenie Hommel Tester snímalo meraný povrch kontaktným spôsobom; polomer zaoblenia hrotu bol 2,5 mm, základná dĺžka 0,8 mm a meraná dĺžka bola 30 mm. Vplyv smeru merania drsnosti voči smeru brúsenia bol výrazný (obr. 7 a obr. 8); rozdiel v hodnotách bol cca 2,5 krát väčšie. Hodnoty drsnosti uvedené v príspevku sú merané v priečnom smere.

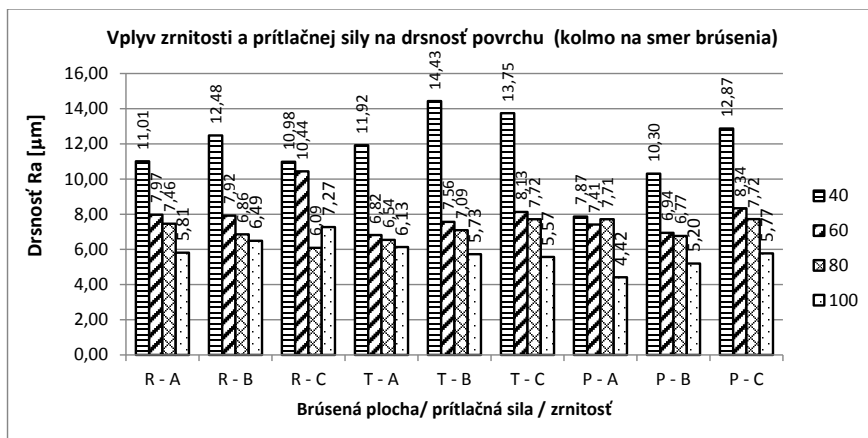


Obr. 7 Drsnosť povrchu v smere brúsenia



Obr. 8 Drsnosť povrchu v smere kolmom na smer brúsenia

Graf na obrázku 9 ilustruje priemerné hodnoty drsnosti v závislosti od hodnoty prítláčnej sily, brúsenej plochy a zrnitosti brúsiaceho pásu.



Obr. 9 Vplyv zrnitosti, prítláčnej sily a brúsenej plochy na drsnosť povrchu v priečnom smere

Z grafu je evidentný vplyv zrnitosti brúsiaceho pásu. Pri porovnaní zrnitosti 40 so zrnitosťou 100 stúpa drsnosť pri kombinácii radiálna plocha/prítláčná sila A, resp. B cca dvakrát. Celý experiment potvrdil výrazný vplyv zrnitosti na drsnosť brúseného povrchu; takýto priebeh je podobný aj pre hodnoty drsnosti v pozdĺžnom smere.

Výsledky publikované v tomto príspevku je možné, s ohľadom na podmienky experimentu, čiastočne porovnávať len s výsledkami autorov Očkajová a Siklienka (2000). V prípade porovnania vplyvu veľkosti prítláčnej sily, zrnitosti pásu a vzájomného vzťahu smeru reznej rýchlosti a smeru vlákien sa v oboch experimentoch potvrdil výrazný vplyv nezávislých premenných na objem odbrúseného materiálu, resp. na drsnosť brúseného povrchu.

4. ZÁVER

Experiment potvrdil závislosť reznej sily od zrnitosti, prítláčnej sily a orientácie smeru brúsenia voči drevným vláknam vrátane druhu plochy (radiálna, tangenciálna, priečna) avšak tento vplyv nebol príliš výrazný.

Drsnosť povrchu výrazne závisí od nezávisle premenných a to predovšetkým od zrnitosti brúsiaceho prostriedku a prítláčnej sily.

5. ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

BAHCHEVANDZIEV, K.; MANEV, T., 1999: *Effects of sanding and staining on the surface quality of veneered boards*. In: Zborník referátov z medzinárodnej vedeckej konferencie „Stroj-Nástroj-Obrobok“, Nitra, s. 7–11.

- BANSKÝ, M.; NAŠČÁK, Ľ.; WIELOCH, G., 1999: *Testovanie brúsnych papierov z hľadiska ich životnosti*. In: Zborník referátov z medzinárodnej vedeckej konferencie „Stroj-Nástroj-Obrobok“, Nitra, s. 19–22.
- BUDA, J., SOUČEK, J., VASILKO, K., 1998: *Teória obrábania*. ALFA Bratislava. 390 s. ISBN 063-564-88.
- DRIENSKY, D. a kol., 1986: *Strojní obrábění I*. SNTL Praha. 422 s. ISBN 04-238-86.
- HIZIROGLU, S., 1996: Surface Roughness analysis of wood composites: A stylus Method. *Forest Products J.* 46 (7/8): 67–72.
- KATO, Ch.; FUKUI, H.; ÓNO, M.(1972): The Cutting Performance of Coated Abrasive Belt in Sanding. Cross Section Surface by Small – sized Belt Sander. *Mokuzai Gakkaishi* 18 (3):123-130.
- KATO, Ch.; FUKUI, H., 1976: *The Cutting Force and the Stock Removal Rate of Coated Abrasives in Sanding Wood under Constant Sanding Pressure*. *Mokuzai Gakkaishi* 22 (6):349-357.
- MASLOV, J. N., 1979: *Teorie broušení kovů*. SNTL Praha. 248 s. 04-225-79.
- MAŇKOVÁ, I., BEŇO, J., 2004: *Technológia obrábania v systematickom prehľade*. Košice. 57 s.
- OČKAJOVÁ, A., SIKLIENKA, M., 2000: *The influence of chosen factors of wood sanding upon the efficiency of sand belt*. In: *Drevársky výskum*. 45. (2): 33-38.
- ŠUNIAR, P., 2013: *Vplyv vybraných faktorov na silové parametre a kvalitu povrchu pri brúsení*: diplomová práca. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky. 73 str. Vedúci práce: doc. Ing. Ľubomír Javorek, CSc.

Kontaktná adresa:

doc. Ing. Ľubomír Javorek, CSc.
Katedra drevárskych strojov a zariadení, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
SK-960 53 Zvolen
e-mail: lubomir.javorek@tuzvo.sk

Ing. Pavel Šuniar
Sídliisko Rovienka 1284/4
985 05 Kokava nad Rimavicou
e-mail: Sunco5@azet.sk

Ing. Jaroslav Ľalík
Katedra drevárskych strojov a zariadení, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
SK-960 53 Zvolen
e-mail: jaroslav.lalik@tuzvo.sk

ZARIADENIE NA STOHOVANIE REZIVA PRE ÚČELY SUŠENIA

MACHINE FOR PURPOSES STACKING LUMBER DRYING

Mária KRAJČOVIČOVÁ – Martin MATÚŠKA

ABSTRACT: Article describes options of the transport resolution of the wood mass unit loads. The main part is composed of a chain conveyor, on which the cuttings are conveyed. At the end of the chain conveyor is placed pneumatic stopping device. This stopping device prevents unwanted shifts of cuttings. The next part consists of telescopic forks, which serve for the disengagement of lumber over a scissor platform. Its storage section is equipped with conveyor rollers, on which, are successively created stacks of wood mass. Conveyor rollers ease the manipulation and decrease its energy intensity.

Key terms: stacking elevator, manipulation, lumber, transport

ABSTRAKT: Článok popisuje niektoré možnosti riešenia kusovej prepravy drevnej hmoty. Hlavná časť sa skladá z reťazového dopravníka, po ktorom sú prepravované výrezy. Na konci reťaze dopravníka je umiestnené pneumatické brzdné zariadenie. Toto zabráňuje nežiadúcim posunom výrezov. Ďalšou časťou sú výsuvné vidlice, ktoré slúžia na vysúvanie reziva nad nožnicovú plošinu. Jej úložná časť je vybavená dopravnými valcami, na ktorých sa postupne vytvára stoh drevného materiálu. Dopravné valce uľahčujú manipuláciu a znižujú jej energetickú náročnosť.

Kľúčové slová: stohovacie zariadenie, manipulácia, rezivo, doprava

1. ÚVOD

Z histórie je známe, že zostrojenie prvého parného stroja nesmierne ovplyvnil vývoj vedy a techniky a tým aj vývoj drevospracujúcich strojov ráznejšie pokročil dopredu. Ďalšou fázou, ktorá posunula vývoj dopredu, bol vynález elektrického pohonu. V dnešnej dobe sú drevospracujúce stroje vysoko automatizované a mechanizované, ako aj riadené pomocou počítača. Obrábacie stroje sú už vyvinuté na dostatočnej úrovni, preto sa sústreďuje zvýšená energia na zvýšenie efektivity a hospodárnosti výroby a spresnenie technologických postupov. Tieto požiadavky sa dajú zabezpečiť efektívnou dopravou a manipuláciou ako aj prevenciou pri vytváraní modelov pred výrobou prototypov a ich testovaní. V drevárskej prvovýrobe môžu túto funkciu vykonávať stohovacie zariadenia.

Automatizácia manipulácie a triedenia reziva má v dlhodobom časovom horizonte aj ekonomické pozitívum. Napriek vysokým zriaďovacím nákladom klesajú prevádzkové náklady, hlavne na pracovnú silu, zvyšuje sa výkonnosť zariadenia a klesá poruchovosť spôsobená ľudským faktorom. Vždy je však potrebné vychádzať z priestorových a finančných možností. Na Slovensku sa touto problematikou zaoberá firma M-Tec Martina a úspešne dokáže konkurovať aj zahraničným firmám.

2. MATERIÁL A METÓDY

Reťazový dopravník slúži na dopravu už vytriedeného reziva od dvojkotúčovej pily a následným vytváraním skupiny reziva určitej šírky (šírka klietky), najviac však 1 200 mm.

Zarážacie zariadenie slúži k pridržaniu reziva na reťazovom dopravníku, pokým sa nedosiahne požadovaná šírka, teda požadovaný počet reziva. Následne sa zasunú a umožnia rezivu pokračovať na vynášacie ramená. Zarážky slúžia aj pri spätnom pohybe vynášacích ramien, kde zabráňujú spätnému pohybu reziva.

Výsuvné vidlice sú umiestnené niekoľko milimetrov pod rezivom, aby nedochádzalo k treniu s rezivom pri spätnom pohybe. Skupina reziva sa nimi dopraví nad nožnicovú plošinu (nad prekladové lišty). Vysúvajú a zasúvajú sa rovnakou rýchlosťou ako je rýchlosť pohybu reťaze.

Na nožnicovú plošinu sa ukladajú skupiny reziva vo vrstvách. Jednotlivé vrstvy sa môžu preložiť prekladovými lištami. Prekladať sa môže každá vrstva alebo len niektoré vrstvy napríklad každá piata, desiata a pod. Úložná časť nožnicovej plošiny je vybavená dopravnými valcami pre ľahšiu a rýchlejšiu manipuláciu so stohom reziva.

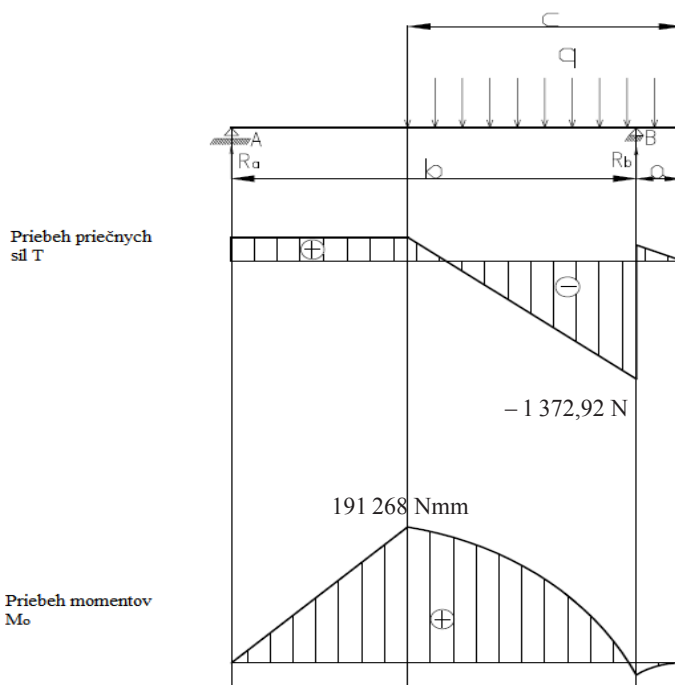
Postup návrhu pozostával z nasledujúcich krokov, ktoré spočívali v detailnejšom riešení:

- konštrukčného návrhu reťazového dopravníka,
- konštrukčného návrhu zarážacieho zariadenia,
- konštrukčného návrhu výsuvnej vidlice,
- konštrukčného návrhu nožnicovej plošiny.

2.1 Konštrukčný návrh reťazového dopravníka

Návrh reťazového dopravníka vychádza z potreby triedenia reziva za dvojkotúčovou pilou. Pre výpočet bola ako smerodajná stanovená maximálna posuvná aj rezná rýchlosť. Samotný návrh nosnej konštrukcie vychádza z použitia štyroch reťazí na ktorých je prepravovaný materiál dĺžky 4 000 mm.

Priebeh priečnych síl a momentov nosníka dopravníka je vypočítaný podľa literatúry (BODNÁR, 2008).



Obr. 1 Priebeh priečných síl a momentov v nosníku dopravníka

Ako nosník bol použitý uzatvorený profil s obdĺžnikovým prierezom (podľa normy EN 10219, EN10305-5) [11], ktorého rozmery sú: $H = 70 \text{ mm}$, $B = 60 \text{ mm}$ a hrúbka $t = 5 \text{ mm}$.

Dovolené ohybové napätie σ_{dov} je dané rovnicou:

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{k} \quad (1)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{350}{2}$$

$$\sigma_{dov} = 175 \text{ MPa}$$

R_m – medza pevnosti pre akosť S235JRH je daná v rozmedzí (340 ÷ 470) MPa. Zvolili sme 350 MPa [12],

k – koeficient bezpečnosti.

Pevnostná podmienka pre nosník namáhaný ohybovým momentom M_o má tvar:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{dov} \quad (2)$$

kde W_o – prierezový modul v ohybe [m^3],

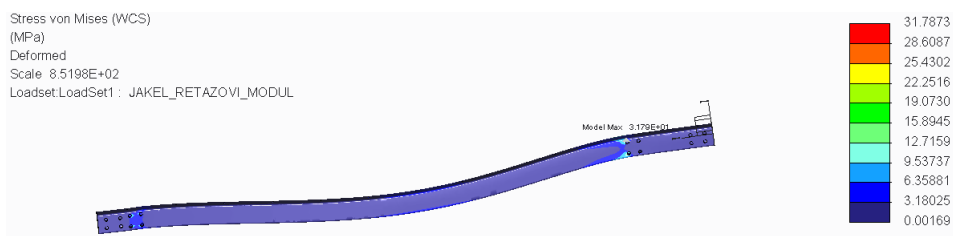
σ_{dov} – dovolené ohybové napätie (pre konštrukčnú oceľ je $\sigma_{dov} = 157 \text{ MPa}$).

Po úprave vzťahu sme odvodili vzťah pre výpočet prierezu modulu v ohybe W_o :

$$W_o \geq \frac{M_{o\max}}{\sigma_{dov}} \quad (3)$$

$$W_o \geq \frac{191268}{175}$$

$$W_o \geq 1092,96 \text{ mm}^3$$



Obr. 2 Výsledky simulácie napätí reťazového modulu v uzavretom profile s obdĺžnikovým prierezom



Obr. 3 Reťazový dopravník

2.2 Výpočet výsuvnej vidlice

Zariadenie je skonštruované na maximálne zaťaženie vidlíc $F_v = 4\,500 \text{ N}$, ktoré vychádza z maximálnej hmotnosti materiálu, ktorú vidlice prenášajú. Predpokladom bolo, že ťažová sila skupiny reziva sa rovnomerne rozloží na tri výsuvné vidlice.

Zaťaženie jednej vidlice G_v bolo stanovené nasledovne:

$$G_v = \frac{F_v}{3} \quad (4)$$

$$G_v = \frac{4500}{3}$$

$$G_v = 1500 \text{ N}$$

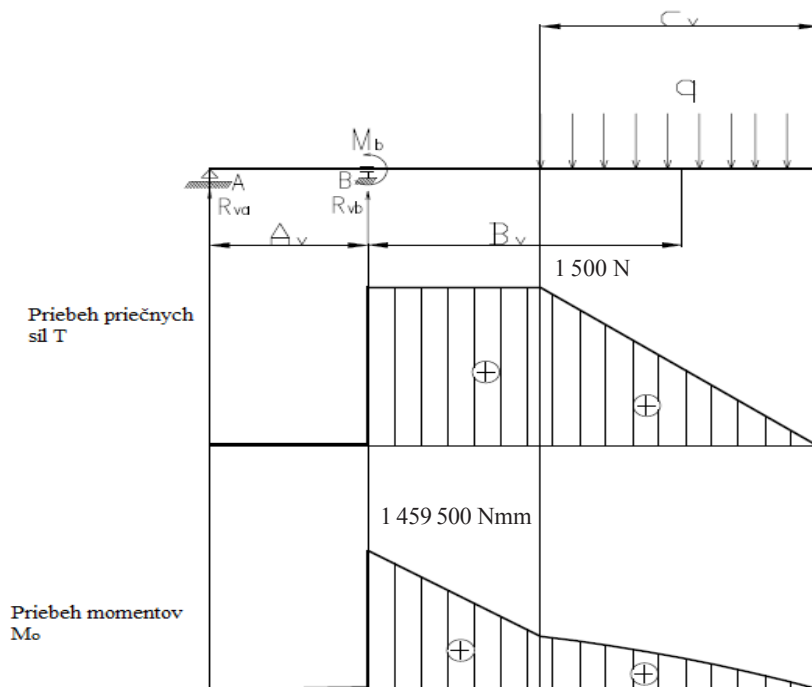
Uvažovali sme, že tiaž reziva pôsobiaca na jednu vidlicu sa rozloží rovnomerne na dĺžke 1 200 mm. Z toho dôvodu bolo predpokladané spojité zaťaženie $q = 1,25 \text{ Nmm}^{-1}$.

Prierezový modul v ohybe W_{OJ} pre uzatvorený profil s obdĺžnikovým prierezom:

$$W_{OJ} = \frac{B \cdot H^3 - b h^3}{6H} \quad (5)$$

$$W_{OJ} = \frac{120 \cdot 50^3 - 108 \cdot 38^3}{6 \cdot 50}$$

$$W_{OJ} = 30246,08 \text{ mm}^3$$



Obr. 4 Pribeh priečných síl a momentov výsuvnej vidlice

Pevnostná podmienka pre ohýbaný nosník:

$$\sigma_d = \frac{M_{oMax}}{W_{OJ}} \leq \sigma_{dov} \Rightarrow$$

$$\sigma_d = \frac{M_{oMax}}{W_{OJ}} \quad (6)$$

$$\sigma_d = \frac{1459500}{30246,08}$$

$$\sigma_d = 48 \text{ MPa}$$

kde σ_d je napätie pri osovom tlaku

Dovolené napätie:

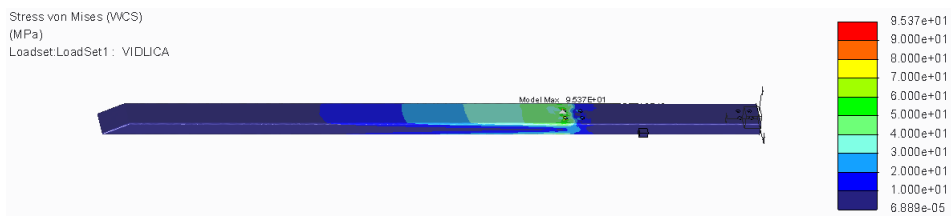
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} \quad (7)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{320}{2}$$

$$\sigma_{dov} = 160 \text{ MPa}$$

R_e – medza klzu,

k – súčiniteľ bezpečnosti bol zvolený 2.



Obr. 5 Kontrola výsuvnej vidlice na dovolené napätie



Obr. 6 Výsuvná vidlica

2.3 Výpočet zarážacieho zariadenia

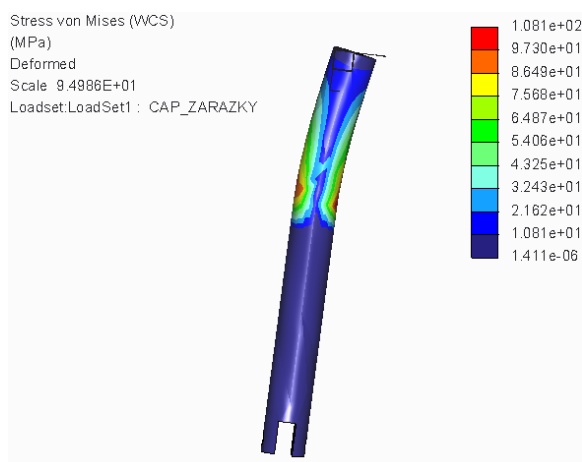
Zarážacie zariadenia budú namáhané silou, ktorá vznikne trením reziva o pohybujúcu sa reťaz.

Výpočet sily pôsobiacej na zarážku:

$$F_z = \frac{F_v \cdot f_{rd}}{2} \quad (8)$$

$$F_z = \frac{4500 \cdot 0,55}{2}$$

$$F_z = 1237,5 \text{ N}$$



Obr. 7 Simulácia vnútorných napätí čapu zarážky v programe PTC Creo



Obr. 8 Zarážacie zariadenie

2.4 Výpočet nožnicovej plošiny

Najväčšie možné zaťaženie plošiny vznikne pri ukladaní reziva bez prekladových líšt, za predpokladu, že drevná hmota vyplní celý objem kletky. Maximálne rozmery kletky sú $a_k = 1\,200$, $b_k = 1\,200$, $c_k = 4\,000$ mm:

$$G_k = a_k \cdot b_k \cdot c_k \cdot \rho_{smrek} \cdot g \quad (9)$$

$$G_k = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 4 \cdot 719 \cdot 9,81$$

$$G_k = 40627,5 \text{ N}$$

– volené zaťaženie nožnicovej plošiny bolo stanovené na 4500N.

Výpočet počtu dopravných valcov:

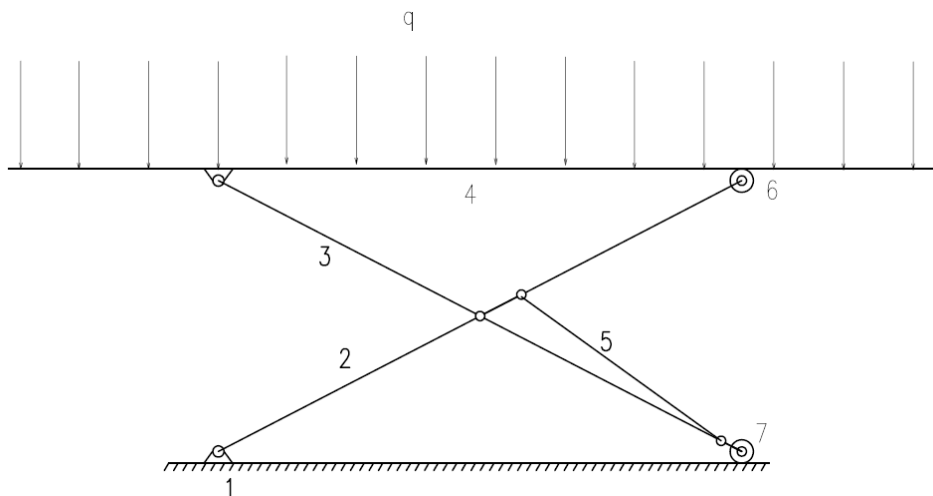
$$c = \frac{G_k}{J} \quad (10)$$

$$c = \frac{45000}{4630}$$

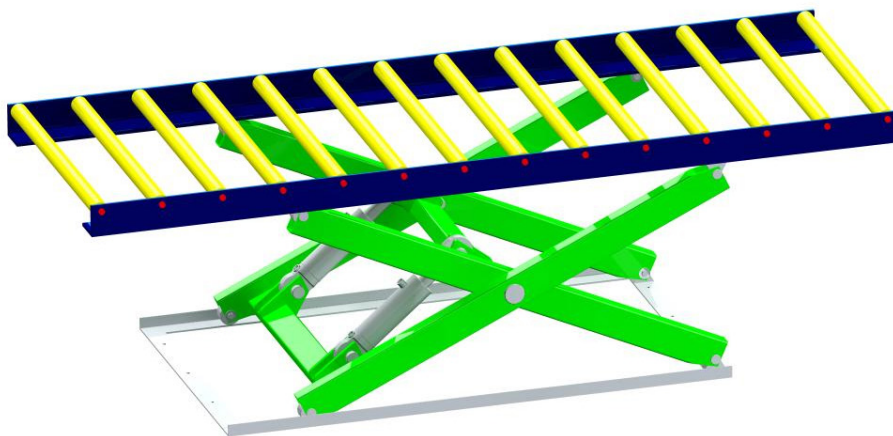
$$c = 9,7 \text{ kusov}$$

– volených bolo 10 ks valcov (1)

Mechanická sústava je uložená nepohyblivo. Člen 5 na obr. 9 predstavuje priamočiaru hydromotor, ktorý mení svoju dĺžku podľa polohy nožnicovej plošiny. Keďže členy sústavy sú rovnobežné, bolo možné ho počítať ako rovinnú sústavu.



Obr. 9 Schéma nožnicovej plošiny
1 – podlaha; 2, 3 – ramená plošiny; 4 – ložná plocha plošiny; 5 – hydromotor



Obr. 10 Nožnicová plošina – 3D pohľad

3. VÝSLEDKY

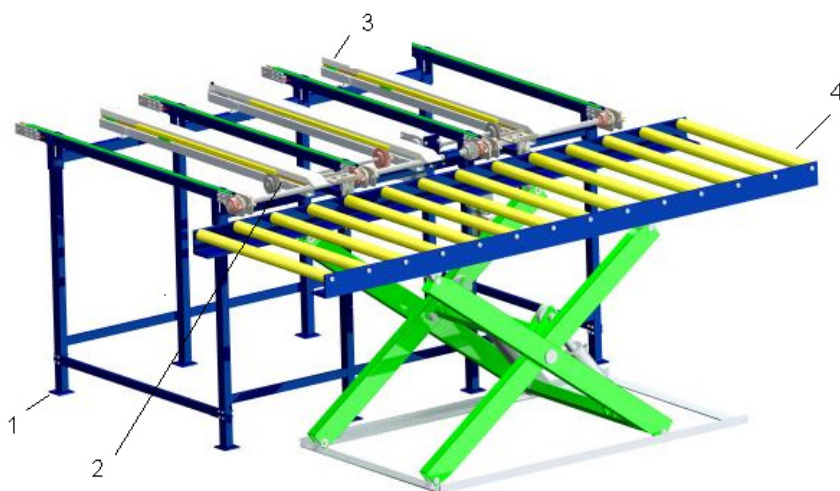
Konštrukčný návrh kombinovaného triediaceho zariadenia bol modelovaný v programe PTC Creo. Analýzy zaťaženia nosných ako aj pohyblivých častí prebehli v tom istom programe. Výsledky potvrdili význam použitia spomenutého softwaru.

Samotný konštrukčný návrh kombinovaného triediaceho zariadenia zjednodušil triedenie reziva za kotúčovou pilou. Poukázal aj na potrebu rozšírenia mechanizmov a funkcií tohto samotného zariadenia za predpokladu, že by bolo potrebné triediť širší sortiment reziva.

DISKUSIA A ZÁVER

Po ukončení konštrukčných návrhov jednotlivých zariadení bola vytvorená zostava, ktorej jednotlivé časti spolu kontinuálne spolupracujú, a tak umožňujú stohovať dopravené rezivo z triediacej linky do bloku a takýmto spôsobom zabezpečiť prípravu reziva na uloženie do sušiarne. Takto poukladané rezivo je možné v prípade požiadaviek zákazníka rovno s paletou na ktorej je uložené zapáskovať, či inak zabaliť a expedovať. Sústava stohovacieho zariadenia, je schopná prispôbiť sa podmienkam akejkoľvek prevádzky. Stačí zadať vstupné a výstupné podmienky. Sústava stohovacieho zariadenia je pozostávajúca z nasledujúcich navrhnutých častí :

- 1) reťazového dopravníka,
- 2) zarážacieho zariadenia,
- 3) výsuvnej vidlice,
- 4) nožnicovej plošiny.



Obr. 11 Stohovacie zariadenie

SUMMARY

Structural design combined sorting facility was modeled in PTC's Creo program. Analysis of load bearing and moving parts took place in the same program. The results confirmed the importance of the use of that software. The actual structural design combined simplified grading equipment for sorting lumber circular saw. It also highlighted the need to extend the mechanisms and functions of the device itself, provided that it would be necessary to classify a wider range of timber.

LITERATÚRA

- [1] MATÚŠKA, M. 2013. *Manipulácia s rezivom pre dvojkotúčovú pílu D9 – riešenie stohovania reziva pre účely sušenia*: diplomová práca. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene. Fakulta environmentálne a výrobnéj techniky, 2013. 70 s.

Kontaktná adresa:

Ing. Mária Krajčovičová, PhD. – Ing. Martin Matúška,
Katedra drevárskych strojov a zariadení, Fakulta environmentálnej a výrobnéj techniky,
Technická univerzita vo Zvolene, T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen
e-mail: krajcovicova@tuzvo.sk

HODNOTENIE OSVETLENIA VO VÝROBNÝCH PREVÁDZKACH: PILOTNÁ ŠTÚDIA

EVALUATION OF LIGHTING CONDITIONS IN MANUFACTURING FACILITIES: A PILOT STUDY

Miroslav DADO – Richard HNILICA

ABSTRACT: Lighting requirements are determined by the satisfaction of three basic human needs: visual comfort, visual performance and safety. Illuminance is one of the main parameters that determining the luminous environment with respect to artificial light. Illuminance and its distribution on the task area and on surrounding area have a great impact on how quickly, safely and comfortably a person perceives and carries out the visual task. This pilot study explored relationship between results of evaluation of lighting conditions in manufacturing facilities based on illuminance measurements and subjective responses of employees. Assessment of 25 workstations was carried out at the packing line of a food manufacturing company and at plastic moulding facility. Result of comparison indicates that there is no dependency between objective and subjective evaluation of lighting conditions.

Key words: illuminance, working environment, subjective response, measurement

ABSTRAKT: Požiadavky na osvetlenie pracovísk sú určené uspokojením troch základných ľudských potrieb: zrakovej pohody, zrakového výkonu a bezpečnosti. Osvetlenosť je jeden z hlavných parametrov, ktoré determinujú svetelné prostredie v súvislosti s umelým osvetlením. Osvetlenosť a jej rozloženie v mieste zrakovej úlohy a v jej okolí má významný vplyv na to, ako rýchlo, bezpečne a pohodlne človek vníma a vykonáva zrkovú úlohu. Prezentovaná pilotná štúdia skúma vzťah medzi výsledkami hodnotenia osvetlenia pracovísk založenými na meraní osvetlenosti a subjektívnej odozvy zamestnancov. V rámci štúdie bolo hodnotených 25 pracovných miest baliacej linky potravinárskej výroby a výroby plastových výliskov. Výsledok komparácie indikuje, že neexistuje závislosť medzi objektívnym a subjektívnym hodnotením svetelných podmienok.

Kľúčové slová: osvetlenosť, pracovné prostredie, subjektívna odozva, meranie

1 ÚVOD

Požiadavky na osvetlenie pracovísk sú určené uspokojením troch základných ľudských potrieb: zrakovej pohody, zrakového výkonu a bezpečnosti. Osvetlenosť je jeden z hlavných parametrov, ktoré determinujú svetelné prostredie v súvislosti s umelým osvetlením. Osvetlenosť a jej rozloženie v mieste zrakovej úlohy a v jej okolí má významný vplyv na to, ako rýchlo, bezpečne a pohodlne človek vníma a vykonáva zrkovú

úlohu (STN EN ISO 12 464-1, 2012). Problematike merania a hodnotenia osvetlenia v pracovnom prostredí priemyselných prevádzok sa v ostatnej dekáde venuje pomerne veľké množstvo domácich (napr. Drahoš a Drahoš, 2011; Hnilica a Dado, 2008; Krupa a Králiková, 2005; Flimel, 2013; Smola a Gašparovský, 2009; Tureková a Rusko, 2012) ako i zahraničných autorov (napr. Juslén et al., 2007; Reinhold a Pint, 2009; Yang et al., 2011). Viacerí z nich poukazujú na skutočnosť, že pri komplexnom hodnotení osvetlenia v pracovnom prostredí by mali byť jednotlivé kvalitatívne a kvantitatívne parametre osvetlenia posudzované nielen na základe objektivizácie – merania, ale je potrebné zohľadniť aj subjektívnu odozvu zamestnancov. Subjektívne hodnotenie dáva bližší obraz o pracovnom prostredí a prezentuje spokojnosť a pohodu zamestnancov na pracovisku (Tureková a Rusko, 2012).

Cieľom pilotnej štúdie je zistiť, či existuje závislosť medzi výsledkami hodnotenia osvetlenia pracovísk založenými na meraní osvetlenosti a subjektívnej odozvy zamestnancov.

2 MATERIÁL A METÓDY

2.1 Popis výrobných prevádzok

Pilotná štúdia bola realizovaná v dvoch výrobných prevádzkach. Osvetlenie haly na výrobu plastových výliskov bolo zabezpečené kombináciou denného (okná, strešné svetlíky) a umelého osvetlenia (automaticky regulovaná osvetľovacia sústava pozostávajúca zo 64 výbojkových svietidiel s príkonom 400W). Svietidlá boli upevnené na nosnej konštrukcii haly vo výške 10 metrov nad podlahou. Celkové osvetlenie bolo doplnené miestnym osvetlením prostredníctvom žiarivkových svietidiel (f. Vyrtych, typ: VIPET-I). V prevádzke bolo hodnotených 20 pracovísk, na ktorých zamestnanci vykonávali nasledovné pracovné činnosti: obsluha vstrekovacích lisov, vizuálna kontrola výliskov, manipulácia a balenie výliskov. Priestory baliacej linky potravinárskej výroby bez prístupu denného svetla boli osvetľované 24 hodín denne osvetľovacou sústavou, ktorá pozostávala zo 44 svietidiel (f. Schrack, typ: IP 65 2x36W, svetelný zdroj: žiarivka, teplota farby zdroja: biela) rozmiestnených v dvoch radoch po celej dĺžke miestnosti vo výške 6,8 metra nad podlahou. V prevádzke bolo hodnotených 5 pracovísk, na ktorých sa vykonávali nasledovné pracovné činnosti: obsluha kartónovacieho stroja, manipulácia s obalovým materiálom, vkladanie mliečnych výrobkov do kartónových krabíc, uzatváranie krabíc, vizuálna kontrola údajov na obalovom materiály a manipulácia s paletami.

2.2 Meranie osvetlenia

Postup pri meraní osvetlenia vychádzal z požiadaviek stanovených v technických normách STN 360015 a ČSN 360011-3. Predmetom orientačného merania umelého osvetlenia bola základná fotometrická veličina – osvetlenosť na pracovnej porovnávacej rovine. Lokalizácia kontrolných bodov na pracovnej porovnávacej rovine bola zvolená podľa pracovnej činnosti tak, aby boli obsiahnuté časti pracovnej roviny s najnižšou aj

najvyššou osvetlenosťou. Neistota merania bola stanovená vzhľadom na typ merania odhadom ($U = 20\%$). Na meranie osvetlenosti bol použitý luxmeter (f. Testo, typ: 545).

2.3 Zisťovanie subjektívnej odozvy zamestnancov

Za účelom hodnotenia subjektívnej odozvy zamestnancov na svetelné podmienky v pracovnom prostredí bol vypracovaný dotazník (viď tab. 1), ktorý respondenti ($n = 35$) vyplňali priamo na pracovisku.

Tab. 1 Dotazník na zistenie subjektívnej odozvy zamestnancov (Longauerová, 2013)

Otázky časť A	áno	nie
1. Vyhovuje Vám daná intenzita osvetlenia?		
2. Vyhovuje Vám daná farba osvetlenia?		
3. Vyhovuje Vám daná výška svietidiel?		
4. Vyhovuje Vám smerovanie osvetlenia?		
5. Vyhovuje Vám rozloženie/usporiadanie svietidiel?		
6. Vyhovuje Vám rozloženie jasů v miestnosti?		
Otázky časť B	áno	nie
7. Pri práci si vytvárate tieň?		
8. Pri vykonávaní pracovnej činnosti ste oslnení?		
9. Pociťujete nepohodu z nedostatočného umelého osvetlenia?		
10. Pri práci pociťujete pálenie, svrbenie, slzenie očí?		
11. Medzi vaše ťažkosti pri práci patrí svetloplachosť?		
12. Trpíte bolesťou hlavy v dôsledku zrakovej námahy?		
13. Pociťujete celkovú zrakovú únavu?		

2.4 Hodnotenia osvetlenia

Vyhodnotenie výsledkov merania spočívalo v porovnaní nameraných hodnôt s požadovanými hodnotami, ktoré sú uvedené v relevantnom legislatívnom predpise (Vyhláška MZ SR č. 541/2007 Z. z. v znení vyhlášky MZ SR č. 206/2011 Z. z.) resp. technickej norme (STN EN ISO 12464-1:2012). Osvetlenie je vyhovujúce, ak namerané hodnoty zmenšené o neistotu merania, o vplyv znečistenia osvetľovacích otvorov, svietidiel a povrchov odrážajúcich svetlo a o vplyv starnutia svetelných zdrojov nie sú nižšie ako najnižšie prípustné hodnoty.

Výsledné skóre pri hodnotení subjektívnej odozvy zamestnancov na základe dotazníka predstavovalo bolo stanovené porovnaním negatívnych odpovedí z oboch častí dotazníka (viď Tab.), pričom ak výsledná hodnota skóre bola v rozmedzí 0 až 3 body (negatívne odpovede) v časti A, a súčasne 4 až 7 bodov v časti B, svetelné podmienky na danom pracovisku sa považovali za vyhovujúce. Štatistická analýza zistených údajov bola spracovaná prostredníctvom Fisherovho exaktného testu v programe MS Excel 2010 (f. Microsoft).

Tab. 2 Matica na hodnotenie odpovedí z dotazníka (upravené podľa Longauerová, 2013)

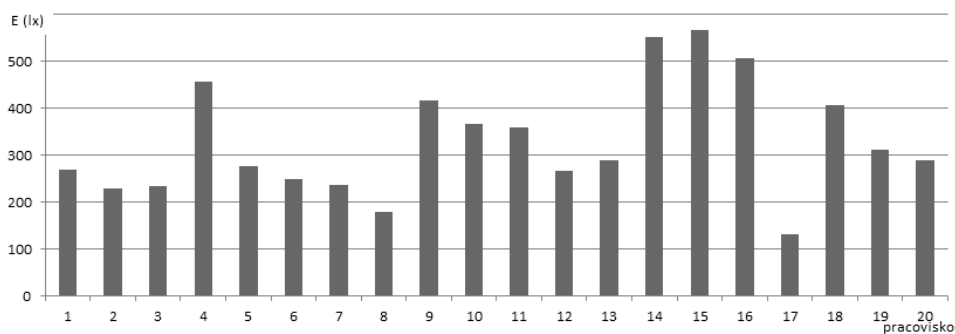
Počet odpovedí NIE		Časť A			
		0 – 1	2 – 3	4 – 5	6
Časť B	6 – 7				
	4 – 5				
	2 – 3				
	0 – 1				

☐ vyhovujúce osvetlenie

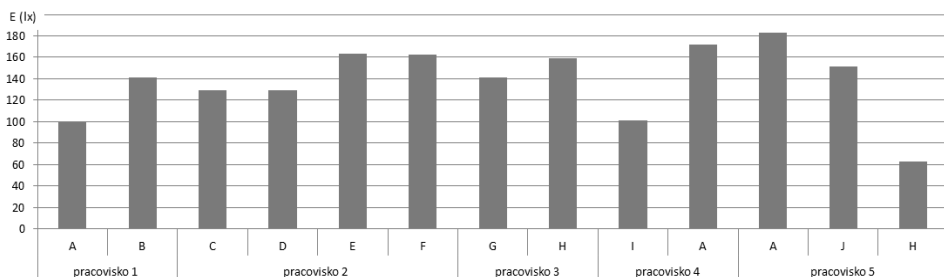
☒ nevyhovujúce osvetlenie

3 VÝSLEDKY

Namerané hodnoty osvetlenosti na jednotlivých pracoviskách sú uvedené na obr. 1 a obr. 2.



Obr. 1 Namerané hodnoty osvetlenosti v miestach zrakových úloh na jednotlivých pracoviskách v prevádzke výroby plastových výliskov



Obr. 2 Namerané hodnoty osvetlenosti v miestach zrakových úloh na jednotlivých pracoviskách v prevádzke potravinárskej výroby (A – manipulácia s paletami, B – nakladanie palet na dopravník, C – odoberanie fľaš z dopravníka, D – ukladanie fľaš, E – lepenie kartónov, F – paletovanie, G – odoberanie kartónov, H – odoberanie jogurtov z dopravníka, I – paletovanie jogurtov, J – skenovanie výrobkov)

Komparácia výsledkov hodnotenia osvetlenia na základe merania a subjektívnej odozvy zamestnancov je uvedená v tab. 3. Ak objektívnou metódou bol výsledok hodnotenia „nevyhovuje“, 62 % (8 z 13) meraní bolo aj subjektívne nevyhovujúcich a 38 % (5 z 13) prípadov bolo vyhovujúcich. Ak objektívnou metódou bol výsledok hodnotenia „vyhovuje“, 23 % (5 z 22) meraní bolo aj subjektívne vyhovujúcich a 77 % (17 z 22) prípadov bolo nevyhovujúcich. Na štatistickú analýzu výsledkov hodnotenia bol použitý Fisherov exaktný test, ktorý nepreukázal závislosť medzi porovnávanými premennými ($p = 0,444$, $\alpha = 0,05$).

Tab. 3 Kontingenčná tabuľka pre porovnanie výsledkov objektívneho a subjektívneho hodnotenia osvetlenia

		Subjektívna metóda (dotazníkom)		
		Nevyhovuje	Vyhovuje	Spolu
Objektívna metóda (meraním)	Vyhovuje	17	5	22
	Nevyhovuje	8	5	13
	Spolu	25	10	35

4 DISKUSIA A ZÁVER

Z výsledkov merania osvetlenosti v hodnotených prevádzkach je zrejmé, že hodnoty intenzity osvetlenia na väčšine pracovísk nevyhovujú v súčasnosti platným legislatívnym požiadavkám. Paradoxne, výsledky dotazníkového prieskumu z prevádzky potravinárskej výroby naznačujú, že zamestnanci sú so svetelnými podmienkami spokojní. Príčinu tejto diskrepancie vidíme predovšetkým v obmedzení súvisiacom so samotnými respondentmi. Napriek tomu, že dotazník bol anonymný, existuje predpoklad, že respondenti z obavy možných negatívnych konsekvencií vo vzťahu so zamestnávateľom, neodpovedali na jednotlivé otázky dotazníka pravdivo.

Za účelom možnosti štatistického porovnania výsledkov objektívneho posúdenia založeného na meraní osvetlenosti a subjektívnej odozvy zamestnancov bol navrhnutý binomický systém hodnotenia osvetlenia v pracovnom prostredí. Navrhnutý systém hodnotenia je možné aplikovať nielen na ostatné kvantitatívne parametre osvetlenia (napr. oslnenie, rovnomernosť osvetlenia, farba svetla, podanie farieb, mihanie svetla), ale aj ostatné faktory pracovného prostredia (napr. hluk, vibrácie, mikroklimatické podmienky, prašnosť).

Výsledky pilotnej štúdie indikujú, že medzi objektívnym a subjektívnym spôsobom hodnotenia osvetlenia neexistuje štatisticky významná závislosť. Pri interpretácii výsledkov štúdie však musíme vziať do úvahy jej obmedzenie v tom zmysle, že pri komparácii výsledkov objektívneho a subjektívneho hodnotenia neboli súbory údajov úplne konzistentné, t. j. kým výsledky subjektívnej odozvy zamestnancov súviseli s viacerými kvantitatívnymi parametrami osvetlenia, v prípade objektívizácie bola hodnotená len osvetlenosť. Predmetom ďalšieho výskumu bude teda rozšírenie objektívneho hodnotenia o ďalšie kvantifikovateľné parametre osvetlenia.

LITERATÚRA

- ČSN 360011-3:2006. Měření osvětlení vnitřních prostorů. Část 3: Měření umělého osvětlení.
- DRAHOŠ, R., DRAHOŠ, M. 2011. Zdravotné aspekty denného osvetlenia pri práci. *Fyzikálne faktory prostredia*, 2011, Roč. 1, Mimoriadne číslo, s. 81–87. ISSN 1338-3922.
- FLIMEL, M. 2013. Manažérske prístupy k dennému osvetleniu na pracoviskách v prevádzke. *Svetlo*, 2013, roč. 16, č. 1, s. 38–41. ISSN 1212-0812.
- HNILICA, R., DADO, M. 2008. Hodnotenie osvetlenia v prevádzke drevospracujúceho priemyslu. In *Rizikové faktory pracovného prostredia v drevospracujúcom priemysle: zborník príspevkov*, Zvolen, november 2008. Zvolen : Technická univerzita vo Zvolene, 2008, s. 28–33.
- JUSLÉN, H. T., WOUTERS, M. C., TENNER, A. D. 2007. Lighting level and productivity: a field study in the electronics industry. *Ergonomics*, 2007, Vol. 50, Issue 4, pp. 615–624. ISSN 0014-0139.
- KRUPA, M., KRÁLIKOVÁ, R. 2005. Počítačová simulácia osvetlenosti pracovných priestorov. *Acta Mechanica Slovaca*. Roč. 9, Mimoriadne č. 2-B ElaM (2005), s. 253–258. ISSN 1335-2393.
- LONGAUEROVÁ, E. 2013. Hodnotenia osvetlenia na základe merania a subjektívnej odozvy zamestnancov. Bakalárska práca. Zvolen: TU vo Zvolene, 2013, 45 s.
- REINHOLD, K., PINT, P. 2012. Lighting of workplaces and health risks. *Electronics and electrical engineering*, 2009, Vol. 90, No. 2, pp. 11–14. ISSN 1392-1215.
- SMOLA, A., GAŠPAROVSKÝ, D. 2009. Vonkajšie a vnútorné osvetlenie pracovných priestorov z hľadiska právnych predpisov a STN. In: *30. konferencia elektrotechnikov Slovenska*, Bratislava, 25.–26. 3. 2009. Bratislava : Slovenský elektrotechnický zväz, 2009, s. 54–65.
- STN 360015:1960. Meranie umělého osvetlenia.
- STN EN ISO 12 464-1:2012. Svetlo a osvetlenie. Osvetlenie pracovísk. Časť 1: Vnútorné pracoviská.
- TUREKOVÁ, I., RUSKO, M. 2012. Objektívizácia umělého osvetlenia v priemyselných logistických halách. *Fyzikálne faktory prostredia*, 2012, Roč. 2, Mimoriadne číslo, s. 131–142. ISSN 1338-3922.
- Vyhláška MZ SR č. 541/2007 Z. z. o podrobnostiach o požiadavkách na osvetlenie pri práci v znení vyhlášky MZ SR č. 206/2011 Z. z.
- YANG, X. N., XU, Y., DU, W. W., CAO, L., WANG, S., DONG, X. M., LU, H. H., CHEN, S. G., CAO, X. O., ZHANG, L. L., HE, L. H. 2011. An assembly line lighting survey analysis and its optimal illuminatin range research. *Journal of Peking university: Health Sciences*, 2011, Vol. 43, Issue 3, pp. 370–374. ISSN 1671-167X.

Autori vyjadrujú poďakovanie Kultúrnej a edukačnej grantovej agentúre MŠVVaŠ SR za podporu vedeckého grantového projektu KEGA 007TUZVO-4/2011 „Pracovné prostredie – príprava virtuálneho laboratória a učebných textov“, v rámci ktorého uvedený príspevok vznikol.

Kontaktná adresa:

Ing. Miroslav Dado, PhD.,

Katedra výrobných technológií a materiálov, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky,

Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen,

e-mail: miroslav.dado@tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 864.

REFERÁT

VÝPOČET JOULE-THOMSONOVHO KOEFICIENTU PRE RÔZNU TEPLOTU ZEMNÉHO PLYNU PREPRAVOVANÉHO V SLOVENSKEJ TRANZITNEJ SÚSTAVE

THE CALCULATION OF JOULE-THOMSON COEFFICIENT FOR DIFFERENT TEMPERATURES OF GAS TRANSPORTED IN SLOVAKIA TRANSIT SYSTEM

Dávid SZÉPLAKY – Augustín VARGA – Slávka KOČANOVÁ

ABSTRACT: This contribution theory explains of Joule-Thomson effect for the transportation of natural gas transit system. Joule-Thomson coefficient is an important factor influencing the behavior of the gas. The paper described in detail the mathematical method of calculation of that the coefficient. To determine the final value of the Joule-Thomson coefficient was used in calculating the Peng-Robinson equation. The calculations have been carried out for different values of temperature and pressure of natural gas transported, the results are in the form of graphical dependencies.

Key words: Joule-Thomson coefficient, Joule-Thomson effect, Peng-Robinson equation

ABSTRAKT: Príspevok teoreticky vysvetľuje Joule-Thomsonov efekt pri preprave zemného plynu tranzitnou sústavou. Dôležitým faktorom ovplyvňujúcim správanie sa plynu je Joule-Thomsonov koeficient. V príspevku je detailne rozpísaný matematický postup výpočtu daného koeficientu. Pri výpočte sa použila rovnica Peng-Robinson pre stanovenie konečnej hodnoty Joule-Thomsonovho koeficientu. Výpočty sa uskutočnili pre rôzne hodnoty teploty a tlaku prepravovaného zemného plynu, pričom výsledky sú vo forme grafických závislostí.

Kľúčové slová: Joule-Thomsonov koeficient, Joule-Thomsonov efekt, rovnica Peng-Robinson

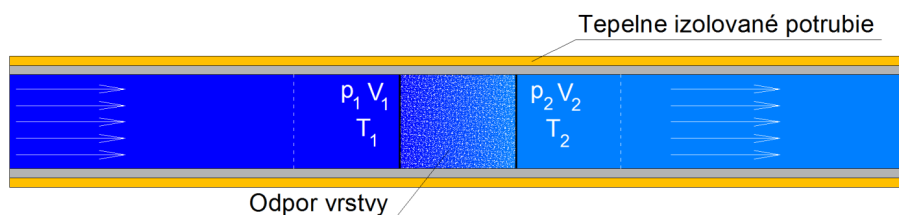
1. ÚVOD

Pri preprave zemného plynu tranzitnými plynovodmi, guľovými uzávermi, plynovodnými kolektormi a ďalšími plynárenskými zariadeniami dochádza k zmene tlaku a teploty prepravovaného zemného plynu v dôsledku expanzie alebo kompresie zemného plynu. Tento jav charakterizuje Joule-Thomsonov efekt a hodnota D_{J-T} sa nazýva Joule-Thomsonov koeficient. Pri preprave plynu významnou mierou ovplyvňuje teplotu práve Joule-Thomsonov koeficient, pričom sa teplota mení už v krátkej vzdialenosti od kompresorovej stanice a v ďalšom úseku teplota ostáva konštantná.

Pri procese expanzie keď je plyn v termodynamickej rovnováhe nazýva sa tento proces izoentropická expanzia. V tomto prípade plyn vykonáva prácu počas expanzie a jeho teplota sa zníži. Na druhej strane pri voľnej expanzii plyn nevykonáva prácu a tým neabsorbujeme žiadne teplo, vnútorná energia plynu sa zachováva. Teplota ideálneho plynu ostáva konštantná, ale teplota skutočného plynu sa môže meniť v závislosti od teploty a tlaku. Ak klesne tlak plynu o 0,1 MPa, klesne aj jeho teplota o cca. 0,25 °C. Proces, pri ktorom tekutina prúdi z oblasti s vyšším tlakom do oblasti s nižším bez zmeny kinetickej energie sa nazýva Joule-Thomsonov efekt. V priebehu tohto procesu ostáva entalpia konštantná. (Rajzinger, J., Knížat, B., 2001)

Expanziou plynu kontinuálnym ustáleným prúdením plynu v tepelne izolovanom plynovodnom potrubí dochádza k termodynamickému procesu – škrteniu (obr. 1.) V dostatočnej vzdialenosti od kompresorovej stanice dochádza vplyvom Joule-Thomsonovho efektu k poklesu teploty a tlaku, čo dokazujú aj nasledovné skutočnosti (Varga, A., Kizek, J., 2001):

- Tlak prepravovaného plynu klesá
- Poklesom tlaku plynu klesá aj teplota v termodynamických podmienkach



Obrázok 1 Joule-Thomsonov efekt

2. MATERIÁL A METÓDA

2.1 Matematické vyjadrenie Joule-Thomsonovho koeficientu

Závislosť zmeny teploty od zmeny tlaku plynu pri konštantnej entalpii pri kompresii alebo expanzii je v termodynamike opísaná pomocou J-T koeficientu. Definovanie J-T koeficientu je potrebné z hľadiska návrhu a konštrukcií kompresorových staníc a veľkokapacitných tranzitných plynovodov. J-T sa vyjadruje ako pomer zmeny teploty k zmene tlaku pri konštantnej entalpii:

$$D_{J-T} = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_H \quad (1)$$

D_{J-T} – Joule-Thomsonov koeficient [K.Pa]

H – molárna entalpia [J.mol⁻¹]

p – absolútny tlak [Pa]

T – absolútna teplota [K]

J-T koeficient je závislý hlavne na teplote, tlaku a od zloženia plynu. Pri malom rozdiel tlaku pri expanzii alebo kompresii plynu dochádza k malému rozdielu teplôt. Medzná hodnota, daná pomerom diferenciálov teploty a tlaku, udáva smernicu závislosti v bode, nazýva sa diferenciálny J-T koeficient. (Čapla, L., Havlát, M., Rottner, M., 2001)

$$D_{J-T} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H \quad (2)$$

Vzťah pre výpočet J-T koeficient prechádza úpravami pomocou termodynamických vzťahov (cyklické pravidlo):

$$\left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_H \left(\frac{\partial T}{\partial H} \right)_p = -1 \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T = - \left(\frac{\partial H}{\partial T} \right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_H \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T = -c_p \cdot D_{J-T} \quad (5)$$

Zmena entalpie z hľadiska tlaku, teploty a objemovej zmeny:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{c_p} \left[V - T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \right] \quad (6)$$

Úpravou a zahrnutím koeficientu stlačiteľnosti z sa získa konečný vzťah pre výpočet J-T koeficientu:

$$D_{J-T} = \left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{c_p} \left[V - T \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \right] = - \frac{1}{c_p} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial p} \right)_T = \frac{R \cdot T^2}{p \cdot c_p} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \quad (7)$$

c_p – molárna tepelná kapacita pri konštantnom tlaku [$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$]

V – molárny objem [$m^3 \cdot mol^{-1}$]

R – univerzálna plynová konštanta [$J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$]

Člen $\left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p$ sa určí z rovnice zloženia reálneho plynu podľa Peng-Robinsona.

Výpočet molárnej tepelnej kapacity jednotlivých zložiek zemného plynu:

$$c_p = 3,15 + 0,02203 \cdot T - 0,149 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + \frac{0,238 \cdot M \cdot p^{1,124}}{\left(\frac{T}{100} \right)^{5,08}} \quad (8)$$

M – molekulová hmotnosť [$kg \cdot mol^{-1}$]

p – tlak v systéme [MPa]

Tabuľka 1 Zloženie zemného plynu a vypočítané hodnoty molárnej tepelnej kapacity

Názov látky	Chemická značka	Zloženie [%]	c_p [J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
Metán	CH ₄	98,3521	22,5152
Etán	C ₂ H ₆	0,5109	8,4198
Propán	C ₃ H ₈	0,1532	8,3883
N-bután	C ₄ H ₁₀	0,0308	8,3437
Iso-bután	C ₄ H ₁₀	0,0212	8,3387
N-pentán	C ₅ H ₁₂	0,0105	8,3344
Iso-pentán	C ₅ H ₁₂	0,0083	8,333
N-hexán	C ₆ H ₁₄	0,0048	8,3313
N-heptán	C ₇ H ₁₆	0,0009	8,3284
N-oktán	C ₈ H ₁₈	0,0003	8,3279
Dusík	N ₂	0,8412	8,5394
Oxid uhličitý	CO ₂	0,0658	8,3536

2.2 Výpočet Joule-Thomsonovho koeficientu podľa Peng-Robinsona

Rovnica Peng-Robinson je stavová rovnica pre zemný plyn, ktorá ku korelácií využíva okrem kritických veličín (teploty a tlaku) ešte tzv. acentrický faktor ω . Tento faktor je koncepčné číslo, ktoré popisuje fázovú charakteristiku jednotlivých zložiek zemného plynu. Rovnica teda vyjadruje vlastnosti tekutiny z hľadiska kritických vlastností a acentrický faktor pri každej látke v zmesi plynu. (Peng, D., Robinson, D., 1976)

Ak člen $\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p > 0$ – plyn sa v procese škrtania ochladzuje.

Ak člen $\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p < 0$ – plyn sa v procese škrtania ohrieva.

Ak sa vyskytuje väčšia tlaková zmena je možné použiť hodnotu J-T koeficientu, ktorá sa určí ako diferenciálny J-T koeficient vypočítaný pre stredný bod tlakového intervalu. Presnejší výpočet konečnej teploty možno vykonať na základe integrálnej hodnoty J-T koeficientu (Kašuba, P., Peterka, P., 1996):

$$D_{J-T} = \int_{p^1}^{p^2} D_{J-T} dp = \int_{p^1}^{p^2} \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_H dp \quad (9)$$

Tabuľka 2 Rovnica Peng-Robinsona s definovaním všetkých premenných

Peng-Robinson	
$\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p =$	$\frac{B \cdot z^2 - \left[6 \cdot B^2 + 2 \cdot B - 2 \cdot A - \frac{A \cdot m}{\alpha} \cdot \left(\frac{T}{T_{krit}}\right)^{\frac{1}{2}} \right] \cdot z + 3 \cdot B^3 + 2 \cdot B^2 - 3 \cdot A \cdot B - \frac{A \cdot B \cdot m}{\alpha} \cdot \left(\frac{T}{T_{krit}}\right)^{\frac{1}{2}}}{T \cdot [3 \cdot z^2 + 2 \cdot (B - 1) \cdot z - 3 \cdot B^2 - 2 \cdot B + A]}$
kde	
$\alpha =$	$1 + m \cdot \left[1 - \left(\frac{T}{T_{krit}}\right)^{\frac{1}{2}} \right]$
$z =$	$\frac{p \cdot V}{R \cdot T}$
$m =$	$0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2$ Ak je faktor acentricity $> 0,49$ platí vzťah: $0,379642 + (1,48503 - (0,164423 - 1,016666 \cdot \omega) \cdot \omega) \cdot \omega$
$a =$	$\sqrt{0,4278 \cdot \frac{T_{krit}}{p_{krit} \cdot T^{2,5}}}$
$b =$	$0,0867 \cdot \frac{T_{krit}}{p_{krit} \cdot T}$
$A =$	$\frac{a \cdot p}{(R \cdot T)^2}$
$B =$	$\frac{b \cdot p}{R \cdot T}$

T_{krit} – kritická termodynamická teplota plynu [K]

p_{krit} – kritický tlak plynu [Pa]

α – bezrozmerná funkcia redukovanej teploty T_{red} a koeficientu acentricity ω

z – koeficient stlačiteľnosti

m – koeficient Peng-Robinsona

A, B, a, b – konštanty

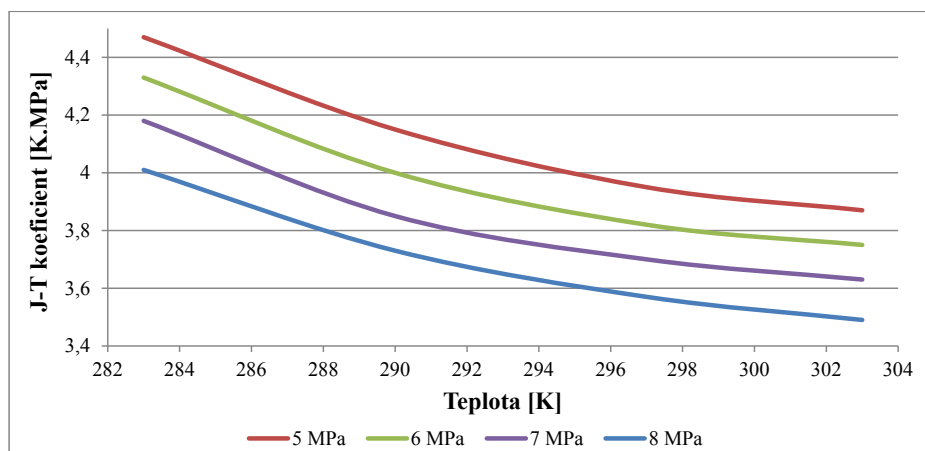
3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

3.1 Vypočítané hodnoty Joule-Thomsonovho koeficientu pre tranzitný zemný plyn

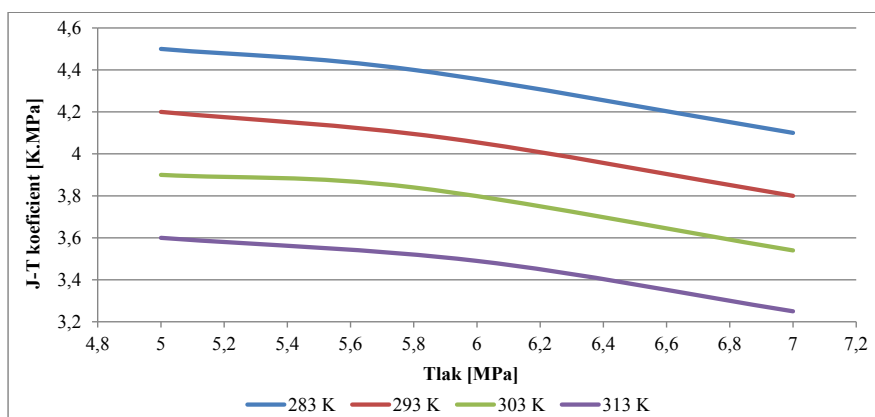
Výpočet Joule-Thomsonovho koeficientu sa vykonal na tranzitnom zemnom plyne, ktorý je prepravovaný tranzitným plynovodom.

Tabuľka 3 Vypočítané hodnoty Joule – Thomsonovho koeficientu pre rôzne hodnoty teploty a tlaku

Tlak [MPa]	Teplota [K]				Teplota [K]	Tlak [MPa]			
	283	293	303	313		5	6	7	8
	Joule-Thomsonov koeficient [K.MPa]					Joule-Thomsonov koeficient [K.MPa]			
5	4,4698	4,1495	3,8583	3,5925	283	4,4698	4,3374	4,1844	4,0111
5,1	4,4575	4,1382	3,848	3,583	284	4,4364	4,3053	4,1543	3,9836
5,2	4,4445	4,1268	3,8375	3,5734	285	4,4032	4,2736	4,1245	3,9563
5,3	4,4322	4,1153	3,827	3,5637	286	4,3704	4,2421	4,095	3,9292
5,4	4,4193	4,1036	3,8163	3,5539	287	4,3379	4,211	4,0657	3,9023
5,5	4,4061	4,0917	3,8055	3,544	288	4,3058	4,1801	4,0366	3,8755
5,6	4,3928	4,0797	3,7946	3,5341	289	4,2739	4,1495	4,0078	3,849
5,7	4,3793	4,0675	3,7836	3,524	290	4,2423	4,1193	3,9793	3,8226
5,8	4,3655	4,0552	3,7724	3,5138	291	4,2111	4,0892	3,9509	3,7965
5,9	4,3515	4,0427	3,7611	3,5036	292	4,1802	4,0595	3,9229	3,7705
6	4,3374	4,0301	3,7497	3,4932	293	4,1495	4,0301	3,895	3,7447
6,1	4,323	4,0173	3,7382	3,4828	294	4,1191	4,0009	3,8674	3,719
6,2	4,3084	4,0043	3,7266	3,4723	295	4,0891	3,9719	3,84	3,6936
6,3	4,2937	3,9912	3,7148	3,4616	296	4,0593	3,9433	3,8129	3,6684
6,4	4,2787	3,9779	3,7029	3,4509	297	4,0297	3,9149	3,786	3,6433
6,5	4,2635	3,9645	3,6909	3,4401	298	4,0005	3,8867	3,7593	3,6184
6,6	4,2481	3,9509	3,6788	3,4292	299	3,9715	3,8588	3,7328	3,5938
6,7	4,2325	3,9372	3,6666	3,4182	300	3,9428	3,8312	3,7066	3,5692
6,8	4,2167	3,9233	3,6542	3,4071	301	3,9144	3,8038	3,6806	3,5449
6,9	4,2006	3,9092	3,6417	3,3959	302	3,8862	3,7767	3,6547	3,5208
7	4,1844	3,895	3,6292	3,3846	303	3,8583	3,7497	3,6292	3,4968



Obrázok 2 Joule-Thomsonov koeficient v závislosti od teploty pri zadávaní rôznych hodnôt tlaku



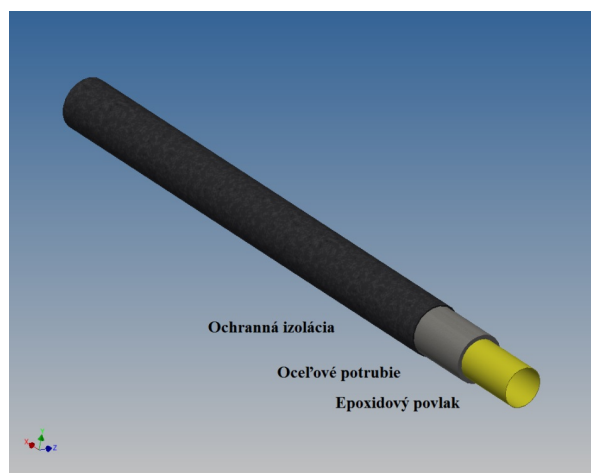
Obrázok 3 Joule-Thomsonov koeficient v závislosti od tlaku pri zadávaní rôznych hodnôt teploty

Vypočítaním Joule-Thomsonovho koeficientu pre jednotlivé teploty a tlaky zemného plynu je základom pre stanovenie teplotného profilu zemného plynu. Hodnoty uvedeného koeficientu sa v reálnych podmienkach pohybujú v intervale 0–10, čo sa výpočtom dokázalo. Na výpočet vplýva do výraznej miery zloženie plynu (molárna tepelná kapacita), to znamená že hodnota Joule-Thomsonovho koeficientu nebude rovnaká, bude sa pohybovať podľa zloženia, teploty zemného plynu atď. Zmenou objemu zemného plynu dochádza k zmene tlaku a tým spojená aj zmena teploty plynu. Vypočítané hodnoty v tab. 3 sa pre verifikáciu vložili do simulačného modelu, aby sa overil teplotný profil plynu počas prepravy. Na výpočet sa použila najznámejšia rovnica od Peng-Robinsona. Grafická závislosť je uvedená na obr. 2 a 3 pričom závislosť má logaritmický charakter.

3.2 Počítačová simulácia poklesu teploty vplyvom Joule-Thomsonovho koeficientu

Na základe vypočítaných hodnôt Joule-Thomsonovho koeficientu sa vykonala počítačová simulácia na tranzitnom plynovode, pričom sa sledoval pokles teploty po dĺžke potrubia.

Matematický model sa navrhol v programe na 3D kreslenie Autodesk Inventor Professional 2012 (obr. 4), pričom rozmery jednotlivých častí plynovodu sú uvedené v tab. 4. Model bol v nasledujúcom kroku podrobený simuláciám v programe na matematické modelovanie Autodesk Simulation Multiphysics 2012, výsledok analýzy je uvedený na obr. 6.

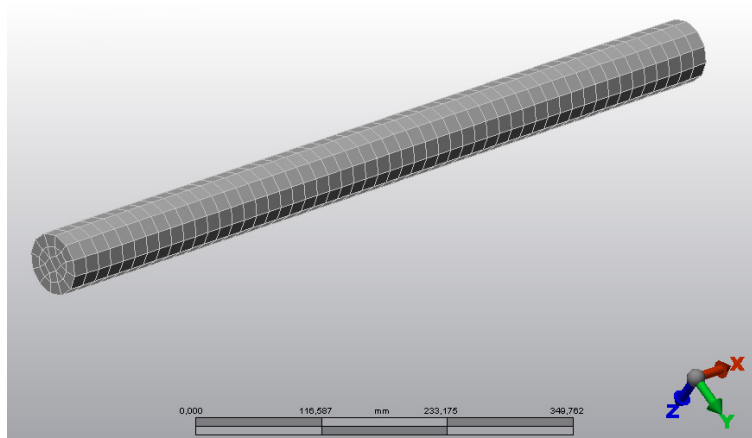


Obrázok 4 Nakreslený model tranzitného plynovodu

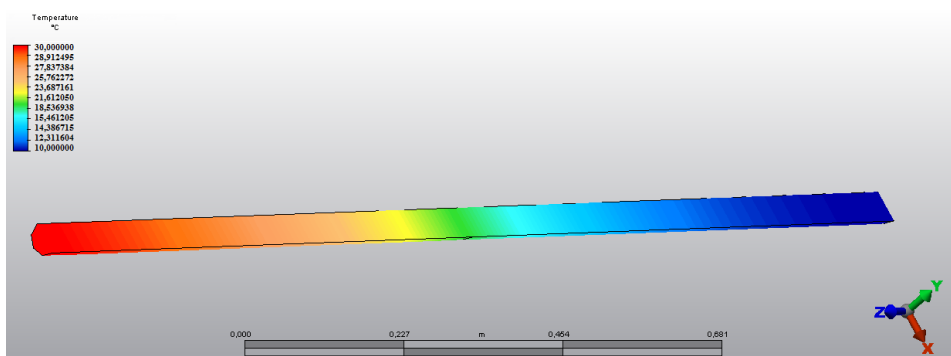
Tabuľka 4 Rozmery jednotlivých vrstiev tranzitného plynovodu

Tranzitný plynovod	
Priemer potrubia	DN 1400
Hrúbka epoxidového náteru	0,1–0,2 mm
Hrúbka oceľového potrubia	15 mm
Hrúbka ochrannej izolácie	3–5 mm

V simulačnom programe sa v nakreslenom modeli vytvoril fluid, v ktorom sa navrhla výpočtová tetraedrická sieť s podmienkami pre výpočet danej analýzy (obr. 5). Všetky okrajové podmienky, sieť a geometria modelu sa nastavovali tak aby sa čo najviac priblížili reálnym podmienkam. Výsledok simulácie je zobrazený v grafickej podobe na obr. 6.



Obrázok 5 Vytvorená výpočtová sieť na fluide



Obrázok 6 Výsledok simulácie

4. ZÁVER

Pochopením Joule-Thomsonovho efektu sa definujú podmienky a zákonitosti pri tranzitnej preprave zemného plynu, teda správanie sa plynu v potrubí. Dôvodom prečo je potrebné sa zaoberať Joule-Thomsonovým efektom je ten, že pri stanovovaní teplotového poľa plynu alebo celého plynovodu by zrejme došlo k nesprávnym záverom, resp. hodnotám teploty v jednotlivých úsekoch. V prípade nezapočítania Joule-Thomsonovho koeficientu do rovnice pre stanovovanie tepelného režimu plynovodu, teplota výrazne klesá oproti vzťahu s Joule-Thomsonovým koeficientom. Dôsledkom by bola veľmi nízka hodnota rosného bodu a tvorba plynových hydrátov v plyne.

Pri výpočte sa použila rovnica Peng-Robinsona, pričom sa touto rovnicou stanovila hodnota člena $\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)$. Uvedený člen je dôležitý z toho hľadiska, že vyjadruje kritické vlastnosti (tlak a teplota) prepravovanej tekutiny. Matematickým výpočtom sa dospelo k záveru, že pre zemný plyn je hodnota tohto člena kladná, čo znamená že dochádza k ochladzovaniu plynu. Výpočty Joule-Thomsonovho koeficientu sa vykonali pre rôzne teploty (283 K, 293 K, 303 K, 313 K) a tlaky (5 MPa, 6 MPa, 7 MPa, 8 MPa) zemného plynu. Hodnota Joule-Thomsonovho koeficientu v závislosti od teploty sa pohybuje v rozmedzí od 3,5–4,5 a v závislosti od tlaku je to od 3,3–4,5. Konkrétne vypočítané hodnoty sú uvedené v tab. 3 a grafické závislosti na obr. 2 a 3.

LITERATÚRA

- ČAPLA, L., HAVLÁT, M., ROTTNER, M.: 2001. Závislosť Joule-Thomsonovho koeficientu od zloženia zemného plynu. *Slovgas*, 2001, 11, 4, s. 12–14. ISSN 1335-3853
- PENG, D., ROBINSON, D.: 1976. A two Constant Equation of State. *I. E. C. Fundamentals*, 1976, 15, 2, s. 59–64.
- RAJZINGER, J., KNÍŽAT, B.: 2001. Vplyv zloženia zemného plynu na hydraulické pomery v plynovode. *Slovgas*, 2001, 11, 5, s. 9–15. ISSN 1335-3858

- KAŠUBA, P., PETERKA, P.: 1996. Determination of Joule-Thomson fator. *Acta montanistica*, 1996, 1, 2, s. 159–165. ISSN 1335-1788
- VARGA, A., KIZEK, J.: 2001. *Doprava a distribúcia plynov*. Učebné texty pre PGŠ – Plynárenstvo. Technická univerzita v Košiciach. 97 s.

Kontaktná adresa:

Ing. Dávid Széplaky, prof. Ing. Augustín Varga, CSc., Ing. Slávka Kočanová
Katedra pecí a teplottechniky
Hutnícka fakulta, Technická univerzita v Košiciach
Letná 9, 042 00 Košice, Slovenská republika