

**A**  
**F**  
**T**  
**ACTA**  
**FACULTATIS**  
**TECHNICAE**



---

**TECHNICKÁ UNIVERZITA VO ZVOLENE**

**1**

**ROČNÍK: XI**

**ZVOLEN 2007**



## OBSAH

ODHAD FINANČNÍ ZTRÁTY NA POŠKOZENÝCH DŘEVINÁCH A ZMLAZENÍ PO TĚŽBĚ A VYVÁŽENÍ DŘÍVÍ ESTIMATION OF FINANCIAL LOSS ON DAMAGED TREES AFTER LOGGING AND HAULING PROCESSING <b>Jiří Dvořák – Jaroslav Tománek</b> .....	7
HODNOTENIE FYZIKÁLNO-MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ OSIVA Z POHLADU POŠKODZOVANIA PRI VÝSEVE EVALUATION OF SEED PHYSICAL-MECHANICAL CHARACTERISTICS OF SEED FROM THE POINT OF INJURY AT SEEDING <b>Pavol Findura – Ján Jobbágy – Marián Kučera</b> .....	19
ANALÝZA MOTIVAČNÝCH FAKTOROV ROBOTNÍKOV V PPS GROUP A. S. DETVA ANALYSIS OF MOTIVATION FACTORS FOR WORKERS IN THE COMPANY PPS GROUP, A. S. DETVA <b>Miloš Hitka – Petra Ištokovičová</b> .....	27
PRECÍZNE ZAVLAŽOVANIE PÁSOVÝMI ZAVLAŽOVAČMI BAUER 90/300 PRECISION IRRIGATION WITH BAUER 90/300 MOBIL IRRIGATORS <b>Ján Jobbágy – Pavol Findura – Marián Kučera</b> .....	41
ANALÝZA MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ ZVAROVÉHO SPOJA KMEŇOVÉHO PÍLOVÉHO PÁSU ANALYSIS OF THE MATERIAL PROPERTIES OF BANDSAW BLADE WELDED JOINT <b>Daniela Kalincová</b> .....	51
SKÚŠANIE MATERIÁLOV TESNENÍ V EKOLOGICKY PRIAZNIVEJŠÍCH HYDRAULICKÝCH OLEJOCH. ČASŤ 2 – STANOVENIE TVRDOSTI PRÜFUNG DER DICHTUNGSWERKSTOFFEN IN UMWELTFREUNDLICHEREN HYDRAULIKÖLE. TEIL 2 – BESTIMMUNG DIE HÄRTE <b>Marián Kučera</b> .....	59
METODIKA A STANOVENIE ZAŤAŽOVACEJ IMPEDANCIE VYSOKOFREKVENČNÉHO GENERÁTORA PRI LEPENÍ DREVA METHODICS AND EVALUATING OF THE LOAD IMPEDANCIE OF THE HIGH FREQUENCY GENERATOR WHEN GLUING OF THE WOOD <b>Ivan Makovíny</b> .....	71
ZMENA VÝKONU HYDRODYNAMICKÉHO MENIČA MOBILNÉHO PRACOVNÉHO STROJA APLIKÁCIU EULEROVEJ ENERGETICKEJ ROVNICE CHANGE OF POWER FOR THE HYDRODYNAMIC CHANGER OF A MOBILE WORKING MACHINE BY APPLICATION OF EULER ENERGETIC RULE <b>Ján Marko</b> .....	79

DETERMINATION OF SOME BASIC PARAMETERS OF CHIPPERS URČENIE VYBRANÝCH ZÁKLADNÝCH PARAMETROV SEKAČKY <b>Milan Mikleš – Ján Holík</b> .....	87
ŠSTATISTICKÝ MODEL STROMU SMREKA PRE URČENIE PARAMETRO ODVETVOVACÍCH MECHANIZMOV THE STATISTICAL MODEL OF SPRUCE TREE FOR DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF DELIMBER MECHANISMS <b>Juraj Mikleš</b> .....	91
POSTUP PRI SPRACOVANÍ PROJEKTU LANOVEJ DRÁHY VÝPOČTOVOU TECHNIKOU METHODS OF EXECUTION THE PROJECT OF FOREST CABLEWAY IN COMPUTERING TECHNIQUE <b>Viliam Mračna</b> .....	101
A METHOD FOR MEASUREMENTS OF GEOMETRY AND POSITIONS OF CIRCULAR SAW TEETH METÓDA MERANIA GEOMETRIE A POLOHY ZUBOV V TELE PÍLOVÉHO KOTÚČA <b>Kazimierz A. Orłowski – Roman Wasielewski – Jerzy Kapcia</b> .....	107
MICROWAVE HEATING OF RUBBER MIKROVLNNÝ OHŘEV KAUCUKŮ <b>Richard Pospíšil – Petra Loučková – Zdeněk Dvořák – Miroslav Maňas</b> .....	119
ANALÝZA STABILITY VÝPOČTUEULER-RODRIGUESOVÝCH PARAMETROV SOLVING STABILITY ANALYSIS OF EULER-RODRIGUES PARAMETERS <b>Jozef Rédl – Vladimír Kročko</b> .....	125
MATEMATICKÝ MODEL POHYBU SYSTÉMOVÉHO NOSIČA NÁRADIA S PRIPOJENÝM AGREGÁTOM MATHEMATICAL MODEL OF SYSTEMIC VEHICLE MOVEMENT WITH SUPPORTED AGGREGATE <b>Jozef Rédl – Vladimír Kročko</b> .....	135
APLIKÁCIA MODERNÝCH AUTOMATIZAČNÝCH PROSTRIEDKOV V SKÚŠOBNOM STROJI TRIBOTESTOR APPLICATION OF MODERN AUTOMATING MEANS IN TESTING MACHINE TRIBOTESTOR <b>Juraj Rusnák – Milan Kadnár</b> .....	145
REALIZÁCIA TECHNICKÝCH KRIVIEK V SYSTÉME PRO/ENGINEER TECHNICAL CURVES REALIZATION IN PRO/ENGINEER <b>Juraj Rusnák – Milan Kadnár – Marian Kučera</b> .....	153
LASER BEAM ENERGY DISTRIBUTION FOR CUTTING OF PLASTICS SIMULACE LASEROVÉHO PAPRSKU PRO OBRÁBĚNÍ POLYMERNÍCH MATERIÁLŮ <b>Dana Shejbalová – Libuše Sýkorová</b> .....	163

MANAŽÉRSKE INFORMAČNÉ SYSTÉMY A INFORMAČNÁ STRATÉGIA MANAGEMENT INFORMATION SYSTEMS AND INFORMATION STRATEGY <b>František Sudzina – Miloš Hitka</b> .....	171
---	-----

VPLYV KOMPENZAČNÝCH DRÁŽOK, MEDENÝCH NITOV V TELE PÍLOVÉHO KOTÚČA A NEROVNOMERNÉHO ROZSTUPU VIACERÝCH ZUBOV NA HLADINU HLUKU KOTÚČOVEJ PÍLY V PROCESE REZANIA EFFECT OF COMPENSATION SLOTS, COOPER CORKS IN THE BODY OF A CIRCULAR SAW BLADE AND UNBALANCED PITCH OF SEVERAL TEETH ON NOISE LEVEL OF CIRCULAR SAWS IN CUTTING PROCESS <b>Ján Svoreň</b> .....	179
---	-----

## REFERÁTY

DREVINA AKO FAKTOR, KTORÝ OVPLYVŇUJE GRANULOMETRICKÉ ZLOŽENIE DREVNEJ SYPKEJ HMOTY WOOD SPECIES AS FACTOR WHICH AFFECTS GRANULOMETRY STRUCTURE OF WOOD FLUFFY MASS <b>Annamária Beljaková – Alena Očkajová</b> .....	187
--	-----

TOOLS VERSUZ SAWING CAPACITY NÁSTROJE VERSUS PRODUKTIVITA <b>Leo Taskinen – Ľubomír Javorek</b> .....	195
---	-----

APLIKÁCIA CAD, CAE S FEM PRE STANOVENIE HODNOTY KRITICKÝCH OTÁČOK PÍLOVÝCH KOTÚČOV APPLICATION OF CAD, CAE WITH FEM FOR ESTIMATION RANGES OF VALUES OF CRITICAL ROTATIONAL SPEED OF CIRCULAR SAW BLADES <b>Slavomír Michna – Ján Svoreň</b> .....	201
---	-----



## ODHAD FINANČNÍ ZTRÁTY NA POŠKOZENÝCH DŘEVINÁCH A ZMLAZENÍ PO TĚŽBĚ A VYVÁŽENÍ DŘÍVÍ

### ESTIMATION OF FINANCIAL LOSS ON DAMAGED TREES AFTER LOGGING AND HAULING PROCESSING

Jiří DVOŘÁK – Jaroslav TOMÁNEK

**ABSTRACT:** Damages to trees are negative income from operations that are connected with the logging and the arch skidding in the forest. The financial evaluation of the secondary damage to trees, which come after a dosing interval depending on the expansive trunk rot and the falling tree increment, is neglected. The high probability is the fungal attack causing. It is dependent on the amount of injuries and tree sanitation. The minimal risk is for injuries to 10 cm<sup>2</sup> (0%) and maximal for tree injuries over 200 cm<sup>2</sup> (100%). Analytical results have demonstrated that 15–63% of tree-wood can be qualitatively damaged after ten years. The significant factor is more damages up the one tree. 10–40% of trees were damaged with double and more injuries depending on the 3<sup>rd</sup>–5<sup>th</sup> age class. The injuries are cumulating so on small number of trees. The increments of damaged trees decrease by about 1–2%. Damages to new growth depend on the cost price or buying price of the seedling, number of healthy seedlings in the forest and minimal seedling numbers per a hectare that the law 139/2004 imposes. Possible losses spring up area damage to new growth, which is dependent on the area of the skid trails – to 20% of the stand area.

**Key words:** harvester technologies, damaged tree, new growth financial loss

**ABSTRAKT:** Poškození lesních dřevin a nárostu je negativním výstupem vázaným na těžební a dopravní činnost v lesním hospodářství. Opomíjí se finanční vyčíslení sekundárních škod na dřevinách, které vznikají s časovým odstupem v závislosti na šířící se hnilobě poškozeným stromem a snižujícím se přírůstkem. Velká je pravděpodobnost samotného napadení stromu hnilobou, která je v závislosti na velikosti poranění a asanaci u stromů u nejmenších oděrů do 10 cm<sup>2</sup> 0% a maximální při poraněním nad 200 cm<sup>2</sup> (100%). Výsledky matematické analýzy ukázaly, že po časovém údobí deseti letech může být kvalitativně poškozeno 15–63% z objemu poškozeného stromu. Významným faktorem je vícečetnost poranění na jednom stromu. S ohledem na 3.–5. věkový stupeň bylo poraněno 10–40% stromů dvěma a více poraněními. Riziko napadení stromu hnilobou se tak kumuluje na menším počtu dřevin. Snížení přírůstků je s poraněním stromu velice nízké 1–2%. Škody na lesních nárostech jsou dány výrobní popř. nákupní cenou sazenice, rozsahem podílu sazenic v porostu, nutným počtem sazenic na jednom hektaru, který je dán vyhláškou 139/2004 Sb. Možné ztráty

jsou způsobeny plošným poškozením zmlazení, které se pohybuje v závislosti na ploše vyvážecích linek až do 20 % plochy lesního porostu.

**Klíčová slova:** harvesterová technologie, poškození stromů, finanční ztráty na zmlazení

## 1. ÚVOD

Poškození lesních dřevin a zmlazení je stále zdůrazňovaným nedostatkem vázaným na těžební a dopravní činnost v lesním hospodářství tj. v našich experimentálních měřeních na nasazení harvesterových technologií. Přestože počet škod v lesních porostech je při nasazení harvesterů a forwardérů nejnižší, ve srovnání s klasickými technologiemi, ani zde nelze dosáhnout čistoty práce s nulovými škodami (Dvořák, 2005; Ulrich et al., 2002). Analýza škod na lesních porostech je prováděna od počátku 90. let (Dvořák-Uhlíř, 2006; Dvořák, 2005; Janeček et al., 2000 atd.). S veškerými studiemi je opomíjeno finanční vyčíslení sekundárních škod na dřevinách, které mohou vznikat s časovým odstupem v závislosti na šířící se hnilobě poškozeným stromem, snižujícím se přírůstu a dalších faktorech.

Nově zdůrazňovaná je potřeba ochrany nárostů v době maximální podpory přirozené obnovy lesů. V roce 2005 byla přirozená obnova vykazována na 3 650 ha ve srovnání např. s rokem 2003, kdy statistiky uvádí přirozenou obnovu na 2 728 ha lesních půd (MZe 2005).

## 2. MATERIÁL A METODIKA

Měření škod v lesních porostech ŠLP bylo prováděno na zkusných plochách o plošné velikosti 400 m<sup>2</sup> (20 × 20 m) za účelem verifikace vztahu pro odhad škod na dřevinách. Středem zkusné plochy prochází vyvážecí linka. Na ploše 7,5 ha bylo rovnoměrně rozloženo a vytyčeno 12 zkusných ploch, na kterých byla prováděna experimentální měření. Podmínkou pro umístění zkusné plochy byla vzdálenost min. 10 metrů od okraje lesního porostu a vzdálenost ploch více jak 20 m od sebe. Pro kontrolní metodiku byla použita metoda zkusných pásů. Pásky o šíři 2 metry byly vytyčeny 20 m od sebe kolmo na přibližovací linky.

Experimentální měření probíhala v lesních porostech se zastoupením smrku 75–95 % se střední hmotností 0,51 m<sup>3</sup>. Další minoritní podíl tvoří borovice, modřín, dub a bříza. Věk porostů se pohybuje v intervalu 73–76 let a zakmenění 8. Terénní podmínky můžeme označit terénním typem 11 (sklonitost do 8 %, terén průjezdný a bez překážek). Vyráběnými sortimenty byla vlákna o délce výřezů do 2 m, agregátní kulatina a kulatina o délce 4–6 m.

Na zkusných plochách byly zaznamenávány škody na lesních dřevinách s rozdělením do tříd podle stromové partie (kořen, náběh, kmen) a velikosti poranění (0–10 cm<sup>2</sup>, 11–50 cm<sup>2</sup>, 51–200 cm<sup>2</sup>, 201–500 cm<sup>2</sup> a 501–1 000 cm<sup>2</sup>). Zaregistrovány byly ošetřené a neošetřené oděry.

U nárostů byly počítány počty sazenic na ploše a počty poškozených stromků s výškou nad 10 cm.



V lesním porostu byl prováděn těžebně-dopravní zásah harvestorem Timberjack 1070 a vyvážecím traktorem Valmet 840.1.

### 3. VÝSLEDKY A DISKUSE

Na Školním lesním podniku bylo zpracováno harvestory v posledním účetním roce 2006 21,1% z objemu těženeho dříví (tab. 1). Sledování potvrzuje, že počet poškozených stromů při těžebně-dopravní činnosti je závislý především na druhu těžby, přírodních a výrobních podmínkách, těžební metodě, těžební technologii, strojovém osazení technologie, výkonnosti strojů, lidské faktoru a dalších.

$$PS = f(DT, PT, TM, TPS, S, W, L)$$

*PS* – počet poškozených stromů (ks/ha)

*DT* – druh těžby – mýtní úmyslná, předmýtní úmyslná nebo nahodilá

*PT* – přírodní a terénní podmínky

*TM* – těžební metoda – sortimentní, kmenová nebo stromová

*T* – těžební technologie – harvestorové, klasická

*TP* – technické parametry strojů v závislosti na strojovém osazení

*W* – výkonnost (m<sup>3</sup>/Mth)

*L* – lidský faktor – specifikovaný vzděláním a délkou praxe operátora stroje

Tab. 1 Intenzita těžebních zásahů na ŠLP v letech 2004–2006 (Karásek, 2007)

Tab. 1 Intensity of logging in School Forest Enterprise in years 2004–2006 (Karásek, 2007)

Rok <sup>1</sup>	Celková těžba <sup>2</sup>		Harvestorová těžba <sup>3</sup>	
	(m <sup>3</sup> )	(m <sup>3</sup> )	(m <sup>3</sup> )	(%)
2004	48 042		3 277	6,8
2005	46 647		9 679	20,7
2006	48 110		10 139	21,1

<sup>1)</sup> year, <sup>2)</sup> total cut (m<sup>3</sup>), <sup>3)</sup> harvester cut (m<sup>3</sup>)

#### 3.1 Teorie odhadu finanční ztráty na poškozených dřevinách

Finanční ztráty, které vzniknou vlastníkovému lesu z poškozených lesních dřevin po nastávajícím těžebním zásahu, tak lze odhadnout ze vztahu (1):

$$Z_D = (Z_1 + Z_2) \cdot V_s \cdot \left(1 + \frac{\Delta V_p}{V_s}\right) \cdot (1 + k_n) \cdot (1 - k_{vp}) \cdot k_h \cdot k_p \cdot c_D \cdot \left(1 - \frac{c_p}{c_D}\right) \quad (\text{Kč/ha}) \quad (1)$$

*Z<sub>1</sub>* – počet poranění na stávajících stromech způsobené kácením a zpracováním stromu (ks/ha)

*Z<sub>2</sub>* – počet poranění na stávajících stromech způsobené vyvážením dříví (ks/ha)

*V<sub>s</sub>* – hmotnost středního stromu stávajícího porostu (m<sup>3</sup>/ks)

$\Delta V_p$  – rozdíl mezi předpokládanou hmotností středního stromu v době následujícího zásahu a současnou hmotností středního stromu, tzn.  $\Delta V_p = V_p - V_s$ .

$V_p$  – předpokládaná hmotnost středního stromu v době následujícího zásahu – viz. obr. 1 ( $m^3/ks$ )

$k_n$  – koeficient rizika napadení stromu hnilobou (–),  $k_n \in \langle 0, 1-1 \rangle$

$k_{vp}$  – koeficient vícečetného poranění stromu – viz. tabulka 2 (–)

$k_h$  – koeficient kvalitativní ztráty po napadení dřeviny hnilobou – viz. tabulka 3 (–)

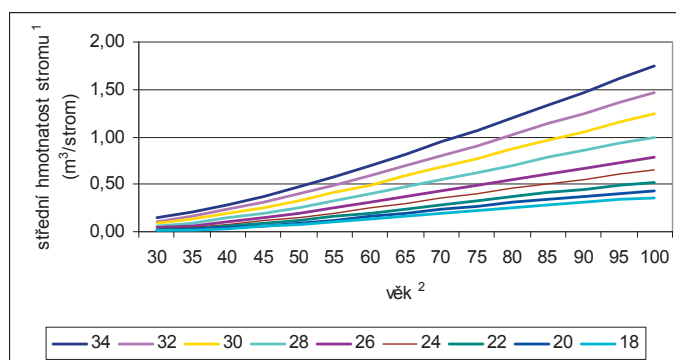
$k_p$  – koeficient redukce přírůstu (–),  $k_p \in \langle 0, 5-0, 99 \rangle$

$c$  – průměrná finanční výtěžnost ze zdravého kmene ( $Kč/m^3$ )

$c_p^D$  – průměrná finanční výtěžnost z hnilobou poškozeného kmene ( $Kč/m^3$ )

### 3.1.1 Předpokládaná hmotnost středního stromu v době následujícího zásahu ( $V_p$ )

Hodnota je specifikována z růstových tabulek, které jsou součástí vyhlášky Ministerstva zemědělství o lesním hospodářském plánování č. 84/1996 Sb. Předpokládaná hmotnost smrku závisí na absolutní bonitě a věku porostu (obr. 1).



Obr. 1 Předpokládaná hmotnost středního stromu smrku ( $V_p$ ) v závislosti na věku a bonitě lesního porostu.

Fig. 1 Expected mean volume ( $V_p$ ) depending on age and site quality of stands.  
<sup>1)</sup> mean volume ( $m^3/tree$ ), <sup>2)</sup> age.

### 3.1.2 Koeficient rizika napadení stromů hnilobou ( $k_n$ )

Koeficient je specifikovaný velikostí poranění a nebezpečím vstupu infekce do dřeva. Grammel (1988) uvádí riziko napadení stromu infekcí od 0 do 44 % s ohledem na plošnou velikost rány. Podle Isomäkiho (1979) in Horek (1991) sloupnutí kůry smrku o ploše přes 100  $cm^2$  představuje 40 % riziko napadení červenou hnilobou. Poškození o ploše 200  $cm^2$ , zasahující již do dřeva, znamená 100 % jistotu infekce.

### 3.1.3 Koeficient vícečetného poranění stromu ( $k_{vp}$ )

Koeficient je definován počtem ran na jedné dřevině. S vyšším počtem poranění na jednom stromě narůstá riziko jeho infikování, na druhou stranu se snižuje škoda na porostu

jako celku. Koeficient je specifikován na základě experimentálních měření a je definovaný pro věkové třídy, kde byly středněvýkonové harvesterové technologie nasazeny (tab. 2).

Tab. 2 Koeficient vícečetného poranění stromu ( $k_{vp}$ )

Tab. 2 Coefficient of multipath damage to tree ( $k_{vp}$ )

Věková třída <sup>1</sup>	3	4	5
$k_{vp}$	0,1–0,4	0,1–0,3	0,1–0,2

<sup>1)</sup> age class

### 3.1.4 Koeficient kvalitativní ztráty po napadení dřeviny hnilobou ( $k_h$ )

Dřevo stromu napadené hnilobou ztrácí na kvalitě. Rychlost šíření hniloby nelze jednoznačně definovat. Koeficient specifikuje rychlost šíření hniloby dřevem. S ohledem na rychlost pronikání hniloby se hodnota koeficientu mění s časem od těžebního zásahu, při kterém byl strom poškozen (tab. 3).

Tab. 3 Koeficient kvalitativní ztráty po napadení hnilobou ( $k_h$ )

Tab. 3 Coefficient of qualitatively damaged after the fungal attack causin ( $k_h$ )

Rok od těžebního zásahu <sup>1</sup>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$k_h$	0,01–0,08	0,02–0,15	0,04–0,26	0,06–0,29	0,07–0,35	0,10–0,41	0,11–0,47	0,12–0,53	0,13–0,58	0,15–0,63

<sup>1)</sup> Logging cut period

### 3.1.5 Koeficient redukce přírůstu ( $k_p$ )

Koeficient specifikuje kvantitativní ztrátu objemu způsobenou poškozením stromu. Největším rizikem pro redukcí přírůstů je amputace hlavního kořene pojezdem, a to až o 50% (Kallio 1974). Koeficient nezahrnuje riziko snižování přírůstů tlakem stroje na půdní povrch a s ním i na kořeny lesní dřeviny.

## 3.2 Teorie odhadu finanční ztráty na lesním zmlazení

S mechanizovanou těžebně-dopravní činností narůstá riziko materiálního poškození nárostů a nutnost umělého dolesňování pro splnění podmínek lesního zákona při obnově lesních porostů.

Materiální ztráty, vznikající při poškození zmlazení těžebními a dopravními stroji, jsou odhadnuty ze vztahu (2) nebo (3).

$$Z_Z = P_Z \cdot c_S \cdot k_{sp} \quad (\text{Kč/ha}) \quad (2)$$

za podmínky, že:

$$P_Z \leq (P_N + P_S) \quad \text{a zároveň} \quad k_{sp} \geq 0,01$$

nebo:

$$Z_Z = [P_Z - (P_P - P_S)] \cdot c_S \quad (\text{Kč/ha}) \quad (3)$$

za podmínky, že:

$$P_Z \geq (P_P + P_S) \quad \text{a zároveň} \quad k_{sp} = 0$$

kde:

$Z_Z$  – materiální ztráty vznikající při poškození zmlazení (Kč/ha)

$P_Z$  – počet sazenic  $k$  výsadbě daný přílohou č. 6 vyhlášky 139/2004 Sb. (ks/ha)

(u nejčastější dřeviny smrku se jejich počet pohybuje v intervalu od 3 do 4 tis.ks/ha)

$P_N$  – počet nepoškozených sazenic na ploše (ks/ha)

$P_S$  – počet poškozených sazenic na ploše (ks/ha)

$P_P$  – počet sazenic na ploše (ks/ha)

$k_{sp}$  – koeficient plošného poškození zmlazení (-),  $k_{sp} \in \langle 0,01-0,2 \rangle$

$c_S$  – výrobní popř. nákupní náklady na sazenici (Kč/ks)

### 3.2.1 Koeficient plošného poškození zmlazení ( $k_{sp}$ )

Se změnou součinitele plošného poškození zmlazení se mění ztráty při plošném poškození zmlazení narostou na obnovované ploše a to i v případě, že průměrný počet sazenic na ploše je dostatečný. Plocha s poškozeným přirozeným zmlazením se může pohybovat od 0 % při zachovalém zmlazení s rovnoměrným plošným rozložením až do 20 % při neprostém poškození zmlazení na ploše vyvážecích linek, po kterých se pohybují harvestory a vyvážecí traktory.

### 3.3 Verifikace škod na lesních dřevinách

Kontrolní měření byla prováděna v lesních porostech ŠLP v Kostelci na Černými lesy. Nasazeny byly harvestor Timberjack 1070 a vyvážecí traktor Valmet 840.1 (tab. 4).

Tab. 4 Technické parametry strojů

Tab. 4 Engineering characteristic of machines

Vybrané parametry <sup>1</sup>	Timberjack 1070 (obr. 2)	Valmet 840.1 (obr. 3)
Hmotnost <sup>2</sup> (kg)	13 800	15 560
Délka <sup>3</sup> (mm)	6 600	9 040
Šířka <sup>4</sup> (mm)	2 780	2 630
Výška <sup>5</sup> (mm)	3 620	3 830
Světlost <sup>6</sup> (mm)	575	630
Dosah jeřábu <sup>7</sup> (mm)	10 000	8 700
Výkon <sup>8</sup> (kW)	123 kW při 2 200 ot./min.	94 kW při 2 000 ot./min.
Přední pneu <sup>9</sup>	700 × 22,5	600/55 × 26,5/16
Zadní pneu <sup>10</sup>	600 × 30,5	
Rychlost <sup>11</sup> (km/h)	0–25	0–20

<sup>1)</sup> characteristic, <sup>2)</sup> weight (kg), <sup>3)</sup> length (mm), <sup>4)</sup> width (mm), <sup>5)</sup> height (mm), <sup>6)</sup> lightness (mm), <sup>7)</sup> crane radius (mm), <sup>8)</sup> performance (kW), <sup>9)</sup> front pneu, <sup>10)</sup> back pneu



Obr. 2 Harvester Timberjack 1110  
Fig. 2 Harvester Timberjack 1110



Obr. 3 Vyvážecí traktor Valmet 840.1  
Fig. 3 Forwarder Valmet 840.1

Podíl poškozených stromů při nasazení harvesterové technologie ve vybraných porostech je až o 10% vyšší než potvrzuje běžný výzkum (tab. 5). Rozpětí škod na zkušných čtvercích se pohybuje v intervalu od 5,0 % do 28,6 %. Průměr ze 12 zkušných ploch je 14,6 %. Z celkového počtu bylo 36 % oděrů na stromech asanováno. Kontrolní metoda zkušných pruhů vykazuje podíl poškozených zůstávajících stromů 12,8 % z celkového počtu a výsledky nepotvrzují statisticky významný rozdíl škod s ohledem na použitou metodu.

Tab. 5 Počet a podíl poškozených stromů na zkušných plochách.  
Tab. 5 Number and share of damaged trees on sample plots.

č. zkušné plochy <sup>1</sup>	počet stromů <sup>2</sup> (ks/400 m <sup>2</sup> )	počet poraněných stromů <sup>3</sup>			podíl poškozených stromů <sup>7</sup> (%)
		celkem na zkušné ploše <sup>4</sup> (ks/400 m <sup>2</sup> )	z toho vícenásobně <sup>5</sup> (ks/400 m <sup>2</sup> )	celkem na 1 ha <sup>6</sup> (ks/ha)	
1	39	6	0	150	15,4
2	20	3	1	75	15,0
3	15	4	0	100	26,7
4	14	4	0	100	28,6
5	18	4	0	100	22,2
6	23	3	0	75	13,0
7	18	1	1	25	5,6
8	24	3	1	75	12,5
9	25	3	1	75	12,0
10	34	0	0	0	0,0
11	20	1	0	25	5,0
12	17	3	0	75	17,6
		průměrné poškození <sup>8</sup>		73	<b>14,5</b>

<sup>1)</sup> sample plot, <sup>2)</sup> number of trees (pcs./400 m<sup>2</sup>), <sup>3)</sup> number of damaged trees, <sup>4)</sup> on the sample plot (pcs./400 m<sup>2</sup>), <sup>5)</sup> multiple (pcs./400 m<sup>2</sup>), <sup>6)</sup> total per hectare (pc./hectare), <sup>7)</sup> share of the damaged trees (%), <sup>8)</sup> average damage

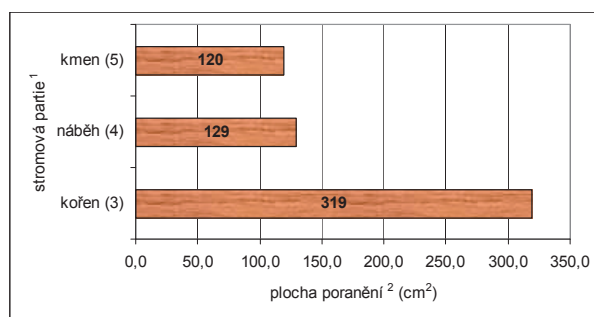
Rozložení poranění na stromech se pohybuje v intervalech od 0 do 1 000 cm<sup>2</sup> (tab. 6). Největší počet škod je zahrnut v intervalu 51–200 cm<sup>2</sup>, který bez ohledu na poraněnou partii obsahuje 31,3 škod/ha (37% poranění). Nejmenší počet škod je v intervalu od 501 do 1 000 cm<sup>2</sup> s počtem 8,3 škod/ha. Tento počet činí 10% všech škod v lesním porostu.

Tab. 6 Rozložení oděrů v závislosti na velikosti a umístění  
Tab. 6 Damage separation in dependence on dimension and location

<b>Plocha</b> <sup>1</sup>	<b>Kořen</b> <sup>2</sup>	<b>Náběh</b> <sup>3</sup>	<b>Kmen</b> <sup>4</sup>
(cm <sup>2</sup> )	(ks/ha)	(ks/ha)	(ks/ha)
0–10	0,0	4,2	14,6
11–50	4,2	8,3	2,1
51–200	8,3	10,4	12,5
201–500	4,2	6,3	2,1
500–1000	6,3	0,0	2,1

<sup>1)</sup> dimension (cm<sup>2</sup>), <sup>2)</sup> root (pc./he), <sup>3)</sup> buttress (pc./he), <sup>4)</sup> trunk (pc./he)

Průměrná velikost poranění na stromových partiích se pohybuje od 120 do 319 cm<sup>2</sup> (obr. 4). Největší průměr oděrů je na kořenech. Poranění jsou způsobena interakcí trakčního ústrojí harvestoru či forwardéru a kořenem. Nadměrná velikost rány je způsobena opakovaným přejezdem forwardérů při vyvážení dříví, při kterém se rány rozšiřují. Škody na náběžích nepřekračují hranici 130 cm<sup>2</sup>. Nejčastější příčinou je opět poškození trakčním ústrojím harvestorem nebo vyvážecím traktorem na úzkých vyvážecích linkách popř. vyklizováním stromu před jeho zpracováním, v neposlední řadě poškození nesprávným uložením sortimentů a nezodpovědnosti při jejich nakládání do ložného prostoru forwardéru. Škody na kmenech o průměrné velikosti 120 cm<sup>2</sup> jsou nejčastěji z nedbalosti danou špatným nasměrováním stromu před kácením a následným pádem káceného stromu na stojící. Kmen je často poškozen i komponenty strojů např. hydraulickým jeřábem, klanicemi a pod. při manipulaci s kmenem nebo vyrobenými sortimenty.



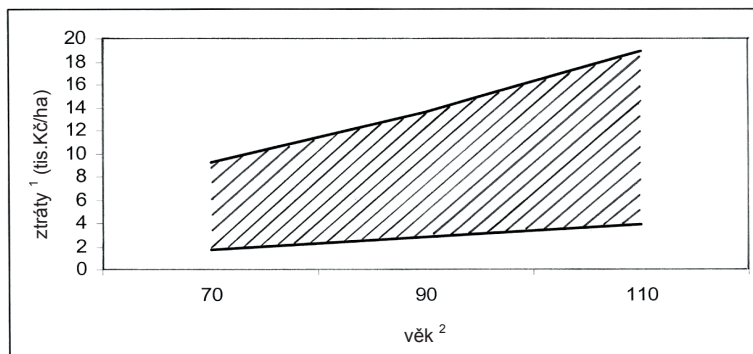
Obr. 4 Průměrná velikost poranění na stromových partiích

Fig. 4 Average damage dimension of tree parts

<sup>1)</sup> tree part, <sup>2)</sup> damage dimension (cm<sup>2</sup>), <sup>3)</sup> root, <sup>4)</sup> buttress, <sup>5)</sup> trunk

Výpočet předpokládané současné a budoucí finanční ztráty na jeden hektar sledovaného porostu je vykázán na obr. 5. Největší riziko ztráty představuje součinitel objemové

napadení stromu hnilobou. S mírou rizika a pravděpodobností rozšíření hniloby stromem může být po 10 letech, tj. v době dalšího zásahu, kvalitativně poškozeno 15–63 % veškeré hmoty z poškozených stromů.



Obr. 5 Finanční ztráty na smrkovém porostu s věkovým vývojem při zakmenění 8  
 Fig. 5 Financial loss of the spruce stand in dependence on the age and in the stocking 8  
<sup>1)</sup> losses (th. crowns/hectar), <sup>2)</sup> age

Poměrně malým nebezpečím, které ohrožuje kvantitativní ztráty je součinitel přírůstu. Největší riziko pro přírůst hrozí s amputací hlavního kořene, které je málo pravděpodobné. K největšímu snížení přírůstu dochází u poškozených stromů, které jsou především podél linek. U těchto stromů nedochází k přímému poškození kořenů stromů, ale ke zvýšenému tlaku na ně. Riziko snížení přírůstu je kompenzováno světlostním přírůstem, který se zvyšuje při prosvětlení porostu podél vyvážecích linek.

Z dalších součinitelů, které se kvalitativních nebo kvantitativních ztrátách mohou odrazit, je vícečetnost poranění na jednom stromu.

V neposlední řadě hraje velký vliv cena sortimentů a zhodnocení hnilobou nepoškozeného a poškozeného kmene. Někteří autoři uvádí s poškozeným a hnilobou napadeným dřevem stoprocentní ztrátu hodnoty. Důležité je počítat i s návratností hodnoty v podobě vlákniny nebo palivového dříví, které představuje 25–48 % tržní návratnost. Ztráta, která tak vzniká, tvoří cca 52–75 % hodnoty kulatiny z hnilobou napadené části stromu. Z obr. 5 je patrné, že s věkovým odstupem od předchozího zásahu se nůžky možných finančních ztrát stále více rozevírají. Toto je dáno předpokládanou hmotností středního stromu v době následného zásahu, rizikem napadení tohoto objemu hnilobou a předpokládanou cenou sortimentů. Po současném zásahu, tak můžeme předpokládat ztrátu při těžebním zásahu v dalším decéniu 2,8–13,5 tis. Kč/ha a to i po zpeněžení hnilobou napadeného dříví z poškozených stromů. Tyto výsledky potvrzují i analýzy z výzkumu Malík-Dvořák (2007), které vykazují škody 2,1–6,5 tis. Kč/ha při průměrné hmotnosti vzorníků 0,33 m<sup>3</sup> a 8,5 % poškozených stromů v porostu.

Podíl poškozeného zmlazení činí 16,5 % (125–675 ks/ha) na čtvercových zkusných plochách, na zkusných pruzích 15,1 %. Z přirozeného nárostu zůstává v lesním porostu průměrný počet sazenic 1990 ks/ha. Vzhledem k tomu, že se jedná o předmýtní těžbu v lesní porostu osmého věkového stupně, není nyní podmínkou 4 tis. sazenic/ha pro zajištění porostu. Tato povinnost vzniká s dobou obmýtní ve 110 letech.

V případě, že by se jednalo o holoseč bylo by nutné potvrdit škody ve dvou stupních:

1. nedostatečná podpora přirozeného zmlazení, při kterém je nyní zajištěno 2 302 sazenic na jednom hektaru,
2. mechanické poškození 312 sazenic na jednom hektaru harvestorem a vyvážecím trakto-rem.

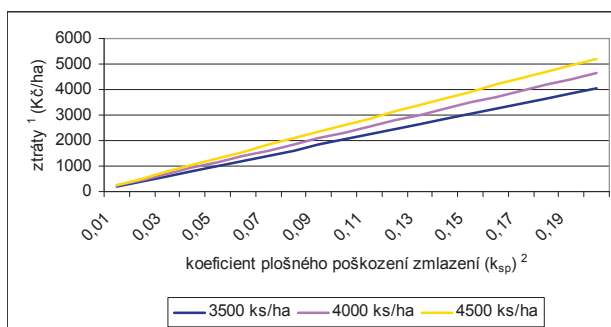
Tab. 7 Počet a podíl nárůstu v lesním porostu

Tab. 7 Number and share of the new growth in the forest

Poškozené sazenice <sup>1</sup>	Sazenice zdravé <sup>2</sup>	Celkový počet sazenic <sup>3</sup>	Podíl poškozeného zmlazení <sup>4</sup>
(ks/ha)			(%)
200	675	875	22,9
675	1500	2175	31,0
150	1200	1350	11,1
475	1275	1750	27,1
425	3375	3800	11,2
350	1800	2150	16,3
250	875	1125	22,2
225	1375	1600	14,1
300	5900	6200	4,8
250	1150	1400	17,9
325	1800	2125	15,3
125	2950	3075	4,1
průměrné poškození <sup>5</sup> :			<b>16,5</b>

1) damage seedling (pc./he), 2) sound seedling (pc./he), 3) total number of seedlings (pc./he), 4) share of the damage seedlings (%)

Finanční ztráty vznikající v lesních porostech s podílem plošného poškození zmlazení na 1–20% plochy v závislosti na uzákoněném min. počtu sazenic shrnuje obr. 6. Patrný je tedy nárůst škod 4 060–5 220,- Kč/ha, kdy vycházíme ze skutečnosti doplnění sazenic při dolesňování ze školkařské výroby. Ztráty, které ve skutečnosti vznikají na ŠLP, by byly v současnosti spojeny s potřebou dolesňování i z důvodu nedostatečného nárůstu, což by se při výrobní ceně sazenic 5,80 Kč/ks vyšplhalo na 11 658,- Kč/ha podle vztahu (2).



Obr. 6 Předpokládané ztráty na zmlazení vyplývající ze vztahu (1)

Fig. 6 Estimation losses of seedlings from the formula (1)



## 4. ZÁVĚR

Těžebně-dopravní činnost, jakéhoko-li technologického postupu způsobuje určitou míru škod, která se odráží na produkčních funkcích lesního ekosystému a tím i na finanční stránce hospodaření. Aby bylo možné předcházet těmto důsledkům je nutné znát jejich rozsah a zvažovat případná lesotechnická opatření pro prevenci popř. nápravu škod, která může být ve svém důsledku ekonomicky nákladnější než ponechání škod přirozené regeneraci.

Po analýze experimentálních měření v oblasti poškozování lesních dřevin a nárostů, lze předpokládat možné systémové vyčíslování případných materiálních ztrát vznikajících s těžbou stromů a přirozenou obnovou lesních porostů.

Hlavními fázemi úkolu tak je:

- experimentální měření v lesních porostech po těžebně-dopravní činnosti,
- analýza majoritních faktorů odrážejících se po poškození lesního porostu (dřevin a nárostů) v maximální míře na ztrátách v lesních porostech,
- navržení matematického vztahu, z kterého je možné odhadnout kvantitativní škody způsobené poškozením lesních dřevin a přirozeného nárostu.

Analýzy ukázaly, že ztráty na lesních dřevinách po jejich poranění ovlivňuje riziko napadení poškozeného stromu hnilobou, šíření hniloby dřevinou do doby dalšího těžebního zásahu, mnohačetnost poranění dřeviny a omezování přírůstu v závislosti na počtu poraněných dřevin a jejich hmotnosti, která udává možnost finanční výtěžnosti z odtěženého stromu.

Výsledky matematické analýzy ukázaly největší vliv na finanční ztrátě dříví s rizikem šíření hniloby. Po období 5 let může být kvalitativně poškozeno 7–35 % z objemu poškozeného stromu a po deseti letech 15–63 % z objemu. Důležitá je samozřejmě pravděpodobnost samotného napadení stromu hnilobou, která je v závislosti na velikosti poranění a jeho asanaci u stromů s nejnižší oděrem do 10 cm<sup>2</sup> (0 %) a maximální s poraněním na 200 cm<sup>2</sup> (100 %). Co se týká mnohačetnosti poranění stromů, zde je vliv nižší. S ohledem na 3.–5. věkový stupeň bylo poraněno 10–40 % stromů dvěma a více poraněními a riziko poranění stromů se tak kumuluje na menším počtu dřevin. Změna škod s rizikem snížení přírůstů je s poraněním stromu velice nízká 1–2 %. Extrémní případem je narušení hlavního kořene, kdy je nebezpečí snížení přírůstu až 50 %, nebo nepřímé poškozování kořenů pojezdem (utužování), kde dochází ke snižování přírůstů za decénium až o 4,8–11,6 % (Rónay 1982).

Škody na lesních nárostech jsou dány výrobní popř. nákupní cenou sazenice, rozsahem podílu sazenic v porostu, nutným počtem sazenic na jednom hektaru, který je dán vyhláškou 139/2004 Sb. v rozsahu 3–4 tis. sazenic na hektar s ohledem na hospodářský soubor. Výrazně na možné ztráty působí součinitel plošného poškození zmlazení, který se pohybuje v závislosti na ploše linek až do 20 % plochy porostu, na které může být zmlazení nenávratně zničeno.

Tyto závěry jsou dále používány pro obecné vyčíslování ztrát škod ve smrkových lesních porostech, které zastupují 53 % z celkové plochy porostní půdy.

## LITERATURA

- DVOŘÁK, J., UHLÍŘ, Z.: 2006. Ekologické dopady harvesterové a klasické technologie na dřeviny v předmýtních těžbách. In.: *Trendy lesníckej, drevárskej a environmentálnej techniky a jej aplikácie vo výrobnom procese*. 5.–7. 9. 2006, Zvolen: FEVT vo Zvolene, s. 64–71.
- DVOŘÁK, J.: 2005. Estimation of Injurie Cause by Harvester Technologies in the Mountain Regions. *Zeszyty Naukowe*, 2005, svazek 419, s. 127–134.
- DVOŘÁK, J.: 2005. Predikce škod po nasazení harvesterové technologie v horských oblastech. In: *Mobilné energetické prostriedky – Hydraulika – Životné prostredie – Ergonómia mobilných strojov*. 13. 9. 2005, Zvolen: FEVT vo Zvolene, s. 44–50. ISBN 80-228-1488-1.
- GRAMMEL, R.: 1988. Holzernte und Holztransport. Freiburg: Albert-Ludwigs-Universität, 242 s.
- HOREK, P.: 1991. Následky poškození probírkových porostů těžební a dopravní technikou. *Lesnická práce*, 1991, č. 11/91, s. 329–331.
- JANEČEK, A. et al.: 2000. *Výchozí předpoklady optimalizace technických a technologických parametrů těžebně dopravních systémů nasazených v pracovních procesech*. Praha: ČZU v Praze, 2000, 82 s.
- KALLIO, T.: 1974. *Consequences of injury caused by timber harvesting machines on the growth and decay of spruce (Picea abies)*. Helsinki: Suomen metsätieteellinen seura, 1974. 24 s.
- KARÁSEK, Z.: Rozsah polomů na ŠLP a způsob jejich likvidace za použití harvesterů, In: *Moderní těžebně-dopravní technologie a mechanizované zpracování těžebních zbytků*, ČZU v Praze, Kostelec nad Č. l., s. 11–14, ISBN 978-80-213-1628-7.
- MALÍK, V. –DVOŘÁK, J.: 2007. Harvesterové technologie – Vliv na lesní porosty. Monografie, Kostelec n. Č.l.: *Lesnická práce*, 2007, 82 s.
- RÓNAY, E.:1982. *Doprava dřeva*. Bratislava: Nakladatelství Příroda, 1982, 320 s.
- ULRICH, R. et al.: 2002. *Použití harvesterové technologie v probírkách*. Brno: MZLU v Brně, 2002, 98 s.
- MZe: 2005. *Zpráva o stavu lesa a lesního hospodářství České republiky v roce 2005*, MZe v Praze, Praha, 2005, 135 s., ISBN 80-7084-550-3.
- Vyhláška MZe o lesním hospodářském plánování č. 84/1996 Sb., Příloha č. 3.

### Kontaktní adresa:

**Ing. Jiří Dvořák, Ph.D., Ing. Jaroslav Tománek**

Faculty of Forestry and Wood Sciences  
Czech University of Life Sciences Prague  
Kamýcká 129  
165 00 Praha 6 – Suchbátka  
Czech Republic  
e-mail: DvorakJ@fd.czu.cz

## HODNOTENIE FYZIKÁLNO-MECHANICKÝCH VLASTNOSTÍ OSIVA Z POHLĀDU POŠKODZOVANIA PRI VÝSEVE

### EVALUATION OF SEED PHYSICAL-MECHANICAL CHARACTERISTICS OF SEED FROM THE POINT OF INJURY AT SEEDING

**Pavol FINDURA – Ján JOBBÁGY – Marián KUČERA**

**ABSTRACT:** The paper is dealing with physical-mechanical influence of seeds properties on its damage by seeding. The dimension properties, hygroscoptity and friction characteristic of sugar beet seeds type Fliar, Patrícia, Roxane were monitored. There were used the seeding mechanism working on mechanic and pneumatic principle of filling the used namely Meca 2000 with internal filling of scooping openings, Kuhn Planter (underpressure seeding mechanism were tested in the trial. Measured results shows variable intensity of seed damage in dependance on physical-mechanical properties and seeding unit type.

**Key words:** seeding, seed, moisture, friction, injury

**ABSTRAKT:** Príspevok sa zaoberá riešením vplyvu fyzikálno-mechanických vlastností osív na ich poškodzovanie pri výseve rôznymi sejacími strojmi. U osív cukrovej repy Fliar, Patrícia, Roxane sme sledovali rozmerové vlastnosti, hygroskopickosť a trecie vlastnosti. Pre meranie boli použité výsevné ústrojenstvá pracujúce na mechanickom princípe náberu osiva- Meca 2000 a pneumatickom princípe naberania osiva Kuhn Planter. Namerané výsledky vykazujú rôznu intenzitu poškodzovania osiva v závislosti od fyzikálno-mechanických vlastností a typu výsevného ústrojenstva.

**Kľúčové slová:** sejba, osivo, vlhkosť, trenie, poškodenie

## 1. ÚVOD

Na technológiu pestovania cukrovej repy významne pôsobí kvalita sejby. Pri výseve obalovaného osiva cukrovej repy sejačkami s rôznym princípom práce výsevného ústrojenstva dostávame rozdielne výsledky kvality sejby. Dá sa predpokladať, že kvalita výsevu obalovaného osiva cukrovej repy bude závisieť od fyzikálno-mechanických vlastností vysievaného osiva ako sú granulometrické zloženie, tvarové a trecie vlastnosti, pevnosť

a oteruvzdornosť a i. Domnievame sa, že práve pevnostné vlastnosti osiva budú veľmi výrazne ovplyvňovať proces sejby, čo by mohlo obzvlášť platiť pri sejačkách pracujúcich na mechanickom princípe naberania semien.

Fyzikálno-mechanické vlastnosti osiva a ich vplyv na kvalitu sejby je problematika doposiaľ málo prepracovaná. Z dostupnej literatúry nám nie sú známe žiadne konkrétne výsledky vplyvu pevnostných vlastností osiva cukrovej repy na kvalitu sejby. V literatúre sa uvádza sledovanie vplyvu pevnostných resp. trecích vlastností osiva len z pohľadu triedenia, simulácie vlhkosti, výmlatu, uskladnenia a pod. (Ladewig, 1999, Rataj, 1994, Baníková, 1993, Frankovičová, 1998).

## 2. MATERIÁL A METÓDY

Experimentálne merania boli uskutočnené ako v laboratórnych tak aj v poľných podmienkach v súlade s normou ISO 7256/1 pri horizontálnom výsevnom ústrojenstve. Pre porovnanie sme použili dve sejačky najviac využívané v podmienkach Slovenska pracujúce na mechanickom a pneumatickom princípe plnenia výsevneho ústrojenstva.

Pri hodnotení fyzikálno-mechanických vlastností obalovaného osiva cukrovej repy a pri sledovaní ich vplyvu na poškodenie semien výsevnými ústrojenstvami sme postupovali nasledovne:

- určenie rozmerovej charakteristiky semien,
- sledovanie hygroskopickosti osiva,
- sledovanie trecích vlastností osiva,
- sledovanie poškodenia semien výsevnými ústrojenstvami.

Pri sledovaní rozmerových vlastností semien sme sledovali dĺžku ( $\bar{l}$ ), šírku ( $\bar{s}$ ) a hrúbku ( $h$ ) s presnosťou 0,1 mm a 1 000 násobným opakovaním. Okrem toho pre najviac používanú kalibráciu osiva (3,5–4,75 mm) sme vyhodnotili aj rozdelenie relatívnych početností šírky semien.

Pri posudzovaní hygroskopickosti osív sme pre navlhčovanie osiva použili exsikátor. Na zistenie vlhkosti prostredia v exsikátore sme použili vlasový hygrometer, ktorý bol počas celého priebehu navlhčovania uložený spolu s osivom v exsikátore. Zistená vlhkosť prostredia v exsikátore dosahovala hodnotu 98 % pri teplote 23,5 °C, pričom počas celého merania sme postupovali v zmysle normy STN 46 0610.

Pre hodnotenie vplyvu trecích vlastností osiva na kvalitu sejby sme pri jednotlivých druhoch osív zisťovali súčiniteľ šmykového trenia a stabilný sypný uhol podľa metodiky Bartoša (1981). Súčiniteľ šmykového trenia sme zisťovali na naklonenej rovine.

Pri hodnotení poškodzovania semien výsevnými ústrojenstvami sme zvažovali tzv. ľahké poškodenie (viditeľné poškodenie obalu), stredné poškodenie (menej ako 33 % ulomeného objemu) a ťažké poškodenie (viac ako 33 % ulomeného objemu) v % z počtu vysiatych semien. Pri uvedenom hodnotení sme porovnávali tri osivá rôznych výrobcov o kalibrácii 3,5–4,75 mm pri rôznych pracovných rýchlostiach u sejačiek Meca 2000 (pracujúca na mechanickom princípe plnenia výsevných otvorov a Kuhn Planter (pracujúca na pneumatickom podtlakovom princípe plnenia výsevných otvorov).

### 3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

#### Rozmerové charakteristiky semien

Na dosahovanie pravidelných rozmiestnení semien v riadku a nízkeho percenta poškodzovania osiva je dôležité zosúladienie veľkosti naberacieho otvoru výsevného kotúča a rozmerov semien. Rozmerové charakteristiky skúšaných osív charakterizované priemernými hodnotami dĺžky ( $l$ ), šírky ( $s$ ) a hrúbky ( $h$ ) sú spolu s hmotnosťou tisíc semien (HTS) a tvarovými koeficientami uvedené v tab. 1. Tvarové koeficienty  $k_1$ – $k_4$  charakterizujú tvar semien. Z pohľadu naberacieho procesu sa za ideálny považuje guľovitý tvar osiva, to znamená, že sú minimálne rozdiely medzi koeficientami  $k_1$  až  $k_4$ .

Tabuľka 1 Rozmerové charakteristiky vybraných druhov osív cukrovej repy  
Table 1 Properties characteristic of different sugar beet seed varieties

Odroda (kalibrácia) (1)	Klíčivosť (2)	Rozmery semien (3)			Tvarové koeficienty (7)				Hmotnosť 1000 semien (8)
		Dĺžka $\bar{l}$ (4)	Šírka $\bar{s}$ (5)	Hrúbka $\bar{h}$ (6)	$k_1 = \frac{l+s}{h}$	$k_2 = \frac{s}{h}$	$k_3 = \frac{l}{h}$	$k_4 = \frac{l}{s}$	
mm	%	mm	mm	mm	–	–	–	–	g
Patricia (3,5-4,75)	98	4,21	3,83	3,61	1,114	1,061	1,166	1,099	26,40
Roxane (3,5-4,75)	98	4,05	3,79	3,45	1,136	1,1097	1,174	1,069	26,53
Fliar (3,5-4,75)	96	4,46	3,79	3,47	1,189	1,093	1,285	1,176	33,82

(1) – variety (calibration), (2) – germinating capacity, (3) – mean seed size, (4) – length, (5) – width, (6) – thickness, (7) – shape coefficient, (8) – weight of 1000 seeds

Z výsledkov vyplýva, že aj osivá rovnakej kalibrácie môžu vykazovať rôzne charakteristiky. Ako príklad si uveďme porovnanie osiva Roxane a Fliar rovnakej kalibrácie od dvoch rôznych výrobcov, kde sa vyskytujú veľké rozdiely nielen v priemerných rozmeroch semien ale aj v HTS.

Požadované rozmerové vlastnosti semien z pohľadu kvality sejby dosahujeme triedením na plochých sítach s kruhovými otvormi 3,5–4,75 mm podľa druhého najväčšieho rozmeru – šírky semien. Osivo, ktoré sa nachádza nad hornou hranicou 4,75 mm môže spôsobovať nenabratie osiva výsevným otvorom a teda jeho nevysiatie. Naopak osivo rozmerovo pod 3,5 mm spôsobuje dvojité výsevy, prípadne poškodenie osiva.

Zavedená kalibrácia medzi výrobcami podľa šírky semien 3,5–4,75 mm neuvádza percentuálne zastúpenie v jednotlivých rozmerových triedach, dokonca neexistuje ani presná norma ISO pre určenie rozmerových vlastností semien. Preto sme pre hodnotenie zastúpenia v jednotlivých rozmerových triedach použili odporúčané hodnoty zastúpenia podľa dohovoru výrobcov ktoré uvádzame ako dovolená hranica v tab. 2.

Tabuľka 2 Percentuálne zastúpenie semien osiva cukrovej repy v jednotlivých rozmerových triedach pri kalibrácii 3,5–4,75 mm (podľa neoficiálneho dohovoru výrobcov osív)

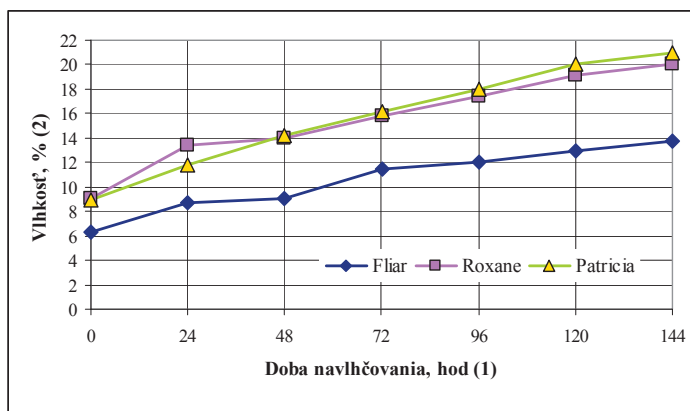
Table 2 Percentage of the sugar beet seeds in different size groups for calibration 3,5–4,75 mm (according to the unofficial agreement of the sugar beet seed manufacturers)

Šírka osiva (1) mm	Dovolená hranica (2) %	Osivo Patricia (3) %		Osivo Roxane (4) %		Osivo Fliar (5) %	
3,5–4,75	88	96,5		94,5		93,5	
<3,5	6	3,5		5,5		6	
3,25–3,49	<3,25	4,5	1,5	3,5	0	4	1,5
>4,75		0		0		0,5	
4,75–4,99	>4,99	4,5	1,5	0	0	0	0

(1) – seed width, (2) – required size limit, (3) – seed Patricia, (4) – seed Roxane, (5) – seed Fliar

### Hygroskopickosť osiva

Hygroskopickosť je schopnosť osiva pohlcovať vodné pary, čo je významná vlastnosť u obalovaného osiva repy. Vplyv vlhkosti na osivo napríklad pri sejbe môže spôsobiť jeho zmeny s dopadom na kvalitu sejby a poškodzovanie pri výseve.



Obrázok 1 Priebeh navlhčovania osív cukrovej repy Fliar, Roxane, Patricia v závislosti od doby navlhčovania

Figure 1 Course of moisturising of sugar beet seed varieties Fliar, Roxane, Patricia depending on moisturising time (1) – moisturising time, hours, (2) – moisture, %

Priebehy navlhčovania u osív Fliar, Roxane a Patricia sú znázornené na obr. 1. Najnižšie a teda najpriaznivejšie prijímanie vlhkosti vykazovalo osivo Fliar, kde v priebehu prvého dňa navlhčovania sa výrazne nemenila vlhkosť, tzn., že si zachovalo vlhkosť pod 10% a teda tu nedošlo k výraznej zmene rozmerov a pevnosti osiva. Naopak osivá Roxane a Patricia sa vyznačovali podstatne vyššou hygroskopickosťou, kde vplyv vlhkosti vzduchu ohrozuje kvalitu osiva pri jeho otvorenom skladovaní. Rozdiely medzi osivami Roxane, Patricia a osivom Fliar boli pravdepodobne spôsobené úpravou obalovacej hmoty resp. zmenou technologického procesu obalovania.

### Trecie vlastnosti osiva

Proces premiestňovania osiva zo zásobníka k výsevným orgánom a tým aj proces naberania semien ovplyvňujú predovšetkým trecie vlastnosti osiva. Uvedené vlastnosti sú charakterizované súčiniteľom šmykového trenia ( $\mu$ ) a sypným uhlom ( $\alpha$ ).

Na základe získaných výsledkov môžeme konštatovať, že boli zistené malé rozdiely trecích vlastností medzi jednotlivými výrobcami. Najnižšiu hodnotu súčiniteľa trenia vykazovalo osivo Fliar, čo by mohlo priaznivo ovplyvňovať naberací proces vo výsevnom ústrojenstve s priamym dopadom na poškodenie osiva pri výseve. Čo sa týka hodnôt sypného uhla pohybovali sa v hraniciach  $21,33^{\circ}$ – $25,16^{\circ}$  vid'. tab. 3.

Tabuľka 3 Namerané hodnoty súčiniteľa šmykového trenia a sypného uhla pri jednotlivých druhoch osiva cukrovej repy

Table 3 Measured out values of coefficient of friction and shoot angle for individual sugar beet seed varieties

Osivo (1)	Kalibrácia (2)	Súčiniteľ šmykového trenia $\mu$ (3)	Sypný uhol $\alpha$ (4)
Fliar	3,5–4,75	0,48	25,16
Patricia	3,5–4,76	0,55	24,78
Roxane	3,5–4,77	0,58	21,33

(1) – seed, (2) – calibration, (3) – coefficient of friction, (4) – shoot angle

### Poškodzovanie osiva výsevnými ústrojenstvami

V procese sejby pri manipulácii s osivom u mechanických či pneumatických sejačiek dochádza vplyvom hygroskopickosti, rozmerových, trecích, pevnostných a ďalších vlastností osiva k rôznym výsledkom poškodzovania osiva, čo má veľký vplyv na kvalitu sejby.

Tabuľka 4 Poškodenie semien výsevnými ústrojenstvami v závislosti od pracovnej rýchlosti, osiva a vlhkosti

Table 4 Injury of seeds by seeding mechanism depending on working speed, seed and moisture

Sejačka (1)	Pracovná rýchlosť, m/s (2)	Poškodzovanie semien pri vlhkosti (3) 7,9 %									Poškodzovanie semien pri vlhkosti 11,8 %								
		Fliar			Roxane			Patricia			Fliar			Roxane			Patricia		
		L	S	T	L	S	T	L	S	T	L	S	T	L	S	T	L	S	T
Kuhn Planter	1,0	1,2	0,0	0,2	3,1	0,3	0,0	1,6	0,0	0,0	3,1	1,2	0	4,1	3,5	1,0	4,0	3,3	0,9
	1,5	3,5	0,4	0,5	3,9	0,3	0,5	2,4	0,8	0,0	4,9	2,6	1,8	4,9	4,3	0,4	6,5	3,5	1,1
	2,0	5,4	0,4	0,3	4,2	0,5	0,0	3,8	1,1	0,2	8,7	2,8	1,8	13,7	6,1	2,8	14,7	6,1	1,9
Meca 2000	1,0	1,4	0,0	0,0	1,4	0,6	2,0	0,3	0,1	0,0	3,1	0,6	0,4	3,5	2,2	2,1	1,5	0,6	2,0
	1,5	0,7	0,0	0,0	1,8	0,0	0,8	0,3	0,0	0,0	1,6	0,0	0,2	3,1	1,2	0,9	0,6	0,2	0,6
	2,0	0,6	0,0	0,0	0,8	0,2	0,0	0,1	0,0	0,0	0,2	0,2	0,0	1,6	0,4	0,1	0,7	0,0	0,1

(1) – seeding machine, (2) – working speed, (3) – injury of seed

Na základe výsledkov z tab. 4 môžeme povedať, že sejačka Kuhn Planter zastupujúca pneumatické podtlakové systémy naberania semien vykazovala väčšie poškodenie osív pri vyšších pracovných rýchlostiach. Naopak sejačka mechanická s vnútorným plnením výsevných otvorov- Meca 2000 dosahovala vyššie poškodenie osiva skôr pri rýchlostiach

1–1,5 m/s, čo sa dá zdôvodniť jej konštrukciou. Uvedená sejačka vyžaduje pre dosiahnutie jednozrnkového náberu vyššiu frekvenciu otáčania výsevného kotúča.

U osív všetkých troch výrobcov bol zaznamenaný zvýšený trend poškodzovania obaľu osiva pri zvýšenej vlhkosti a to nielen v kategórii ľahkého poškodenia (L), ale aj stredného (S) a ťažkého poškodenia (T). Najvyššiu hodnotu ľahkého poškodenia osiva 14,7% dosiahlo osivo Patrícia. Zvýšený trend poškodenia osiva Roxana môžeme zdôvodniť väčším percentuálnym zastúpením osiva blízko hranice 3,5 mm, pričom hodnoty poškodenia u tohto osiva sa pohybovali v rozsahu 0–4,2% pri vlhkosti osiva 7,9% a 0,1–13,7% pri zvýšenej vlhkosti osiva na 11,8%.

## ZÁVER

Z dosiahnutých výsledkov experimentálnych meraní vlastností použitých osív a ich vplyvu na poškodzovanie osiva výsevnými ústrojenstvami vyplývajú nasledujúce závery:

- Na kvalitu sejby z hľadiska poškodzovania osiva výsevnými ústrojenstvami pôsobí nielen základná kalibrácia, ale aj zastúpenie rozmerov semien v jednotlivých rozmerových triedach,
- U osív rovnakej kalibrácie 3,5–4,75 mm môžu vznikať značné rozdiely v oblasti rozmerov semien a hmotnosti tisíc semien HTS (porovnanie osiva Roxane a Fliar),
- Pri vzájomnom porovnávaní osív z pohľadu hygroskopickosti dosiahlo najlepšie výsledky osivo Fliar, kde po 24 hodinách navlhčovania si osivo zachovalo vlhkosť do 10%, pri tejto hladine vlhkosti ešte nedochádza k významnej zmene pevnostných vlastností osiva,
- Pneumatické sejačky zastúpené sejačkou Kuhn Planter vykazujú zvýšenú mieru poškodenia osiva pri vyšších pracovných rýchlostiach. U mechanických sejačiek bol zaznamenaný opačný trend poškodzovania osiva,
- U osív Patrícia, Fliar a Roxane bol v celom rozsahu pracovných rýchlostí zaznamenaný trend vyššieho poškodzovania osiva (pri ľahkom, strednom a ťažkom poškodení osiva) pri zvýšenej vlhkosti 11,8%.

## LITERATÚRA

- Baníková, M. 1998. Agrofyzikálne vlastnosti zrnín. In: Diplomová práca, SPU Nitra, 1993, s. 63
- Bartoš, V. 1981. K problematike hodnotenia granulovaných hnojív. In: *Agrochémia* 21, 8, 1981, s. 238–240
- Frankovičová, M. 1998. Fyzikálno-mechanické vlastnosti poľnohospodárskych materiálov. In: Diplomová práca, SPU Nitra, 1998, s. 69
- Ladewig, E. 1999. Saatgutprobenahme – Grundlage der Sortenversuche. In: *Zuckerrube*, 48 Jg. (3), 1999, s. 138
- Rataj, V. 1994. Determination of strenght of agricultural materials by loading. In: *Zemědělská technika*, 1994, s. 87–93



**Kontaktná adresa:**

**Ing. Pavol Findura, PhD., Ing. Ján Jobbágy, PhD.**

Katedra strojov a výrobných systémov

Mechanizačná fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre

Tr. A. Hlinku 2

949 76 Nitra

e-mail: pavol.findura@uniag.sk, Jan.Jobbagy@uniag.sk

**Ing. Marián Kučera, PhD.**

Katedra lesnej a mobilnej techniky

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen

e-mail: kucera@vsld.tuzvo.sk



## **ANALÝZA MOTIVAČNÝCH FAKTOROV ROBOTNÍKOV V PPS GROUP A. S. DETVA**

### **ANALYSIS OF MOTIVATION FACTORS FOR WORKERS IN THE COMPANY PPS GROUP, A. S. DETVA**

**Miloš HITKA – Petra IŠTOKOVIČOVÁ**

**ABSTRACT:** Establishment of so-called employees positive moral belongs to main responsibilities of human potential management. This effective behavior of employees predicts their systematic motivation and from that motivating process. Incorrect planned and applied motivation programs have a negative impact for employees, they don't motivate employees to maximum performance. The main goal of paper is to group together the workers in the company PPS Group, a.s. Detva upon their motivation needs extracted from the questionnaire and consequently to compile similar motivate oriented workers groups.

**Key words:** Motivation analysis, motivation factors, human resources, cluster analysis

**ABSTRAKT:** K základným úlohám riadenia ľudského potenciálu patrí zabezpečenie tzv. pozitívneho správania zamestnancov. Takéto efektívne fungovanie zamestnancov predpokladá ich systematické motivovanie a z toho sa odvíjajúce motivačné procesy. Nesprávne navrhnuté a aplikované motivačné programy pôsobia na zamestnancov negatívne a nemotivujú ich k maximálnym výkonom. Hlavným cieľom práce je zoskupenie robotníkov firmy PPS Group, a.s., Detva na základe ich motivačných potrieb získaných z dotazníka a následne zostaviť podobne motivačne orientované skupiny zamestnancov.

**Kľúčové slová:** Analýza motivácie, motivačné faktory, ľudské zdroje, zhluková analýza

## **1. ÚVOD**

Ľudia sú spoločným prvkom každého podniku. Navrhujú a vyrábajú tovary, poskytujú služby, kontrolujú kvalitu, starajú sa o uplatnenie produktov na trhu, rozdeľujú finančné zdroje a stanovujú celkovú stratégiu a ciele firmy. Keď sa na to pozeráme z hľadiska organizácie, ľudia sú zdroje – nie neživé zdroje ako je pôda alebo kapitál, ale ľudské zdroje. Hoci sú budovy, zariadenie a finančné prostriedky pre podnik veľmi dôležité, potom zamestnanci – ľudské zdroje, sú zvlášť dôležité. Ľudské zdroje totiž uvádzajú do pohybu ostatné zdroje a determinujú ich využívanie a preto sú považované za najcennejší a zároveň i najdrahší zdroj podniku. Využívanie prvkov personálneho manažmentu je nevyhnutnou

súčasťou každej firmy, ktorá má ambície stať sa viac ako priemernou. Ich súčasťou je tiež motivovanie zamestnancov, rozvoj ktorých bol v minulosti často prehliadnutý alebo obmedzovaný. Ak hovoríme o ľudskom zdroji v podniku, rozumieme tým celý ľudský potenciál. Tvoria ho nielen počet a štruktúra zamestnancov, ale aj také aspekty, ako sú vzdelanosť a kultúra, medziľudské vzťahy, schopnosť spolupráce, vnímanie sociálnych a ekologických faktorov prostredia, kvalita a pod. (Gejdoš, 2004) Cieľavedomé vytváranie a využívanie ľudského potenciálu je predpokladom budovania a rozvíjania silných stránok a konkurenčných výhod podniku.

Ak chceme pochopiť podstatu motivácie zamestnancov, musíme pri jej riešení vychádzať z najelementárnejšieho článku a tým je človek sám. Človek je teda nielen rozhodujúcim činiteľom pri tvorbe, zabezpečovaní, fungovaní, resp. transformácii organizácie, ale súčasne aj adresátom jej výstupov. Celý proces je orientovaný na človeka a preto úvodom musíme zdôrazniť význam a úlohu ľudských zdrojov v kontexte témy predkladanej práce. Na motivovanie zamestnancov majú veľký vplyv rôzne motivačné faktory. V bežnej praxi je problematika motivácie zamestnancov v mnohých firmách často podceňovaná a vnímaná len ako čosi všeobecne platné, pre prax nepotrebné. Nie je pritom rešpektovaná jej vnútorná podstata a hĺbka na strane jednej a veľmi často efektívna aplikovateľnosť na strane druhej. Riadenie ľudských zdrojov je súčasťou vnútro podnikového controllingu a je procesom prijímania rozhodnutí v oblasti zamestnaneckých vzťahov, ktorý ovplyvňuje výkonnosť zamestnancov aj organizácie (Potkány, 2004). Pritom motivácia zamestnancov je jedna z najdôležitejších úloh pri usmerňovaní správania sa zamestnanca. Základom pracovnej motivácie sú správne stanovené ciele a ich rozpracovanie do úloh pracovnej skupiny a jej členov. Najlepšia motivácia sa docielí, ak sa zamestnanci stotožnia s pracovnými úlohami a sú presvedčení o ich význame.

## 2. MATERIÁL A METÓDY

K základným úlohám riadenia ľudského potenciálu patrí zabezpečenie tzv. pozitívneho správania zamestnancov. Myslí sa tým také správanie zamestnancov, ktoré povedie k uskutočneniu stratégie podniku a efektívnemu splneniu jeho cieľov. Takéto efektívne fungovanie zamestnancov predpokladá ich systematické motivovanie a z toho sa odvíjajúce motivačné procesy. Nesprávne navrhnuté a aplikované motivačné programy pôsobia na zamestnancov negatívne a nemotivujú ich k maximálnym výkonom. V súčasnosti motivovanie zamestnancov vo väčšine výrobných podnikov nepokrýva všetky potreby zamestnancov. Hlavným cieľom práce je zoskupenie robotníkov firmy PPS Group, a. s., Detva na základe ich motivačných potrieb získaných z dotazníka a následne zostaviť podobne motivačne orientované skupiny zamestnancov.

### 2.1 Zhluková analýza

Vzhľadom na to, že systém motivácie zamestnancov je založený na rozdelení kritérií do disjunktných skupín podľa rovnorodých charakteristík, na konečné posúdenie skupín zamestnancov použijeme zhlukovú analýzu (cluster analysis – CLUA), kde sa použitím vhodných algoritmov môžeme dopracovať k vytvoreniu jednotlivých skupín, do ktorých

je možné jednotlivých zamestnancov zaradiť. Na vytvorenie skupín podobne motivačne orientovaných zamestnancov je možné použiť zhlukovú analýzu (cluster analysis), ktorá predstavuje súbor matematických a štatistických techník na identifikáciu podobných skupín. Jej úlohou je spojiť objekty (v našom prípade zamestnancov) pozorovania do zhlukov (skupín, clusterov) tak, aby ich vnútroskupinová homogenita bola čo najväčšia a rozdiely medzi objektami z rozdielnych zhlukov boli čo najväčšie. Medzi najznámejšie metódy hierarchickej zhlukovej analýzy patria (Klein, Bahýľ, Vacek, 1997, Lukasová, 1985):

1. **Single linkage (Nearest Neighbour)** – jednoduché spájanie (najbližší sused). Vzdialenosť medzi dvoma zhlukmi je definovaná ako vzdialenosť dvoch najbližších členov.
2. **Complete linkage (Furthest Neighbour)** – kompletne spájanie (najvzdialenejší sused). Vzdialenosť medzi dvoma zhlukmi je definovaná ako vzdialenosť dvoch najvzdialenejších členov.
3. **Unweighted pair-group average (Group Average)** – nevážený párový priemer (priemer skupín). Vzdialenosť medzi zhlukmi je definovaná ako priemerná vzdialenosť medzi všetkými párami, pričom 1. člen je z 1. zhluku a 2. člen z 2. zhluku.
4. **Weighted pair-group average (Simple Average)** – vážený párový priemer (jednoduchý priemer). Podobná ako predošlá s tým rozdielom, že veľkosti zhlukov (počty objektov) sa berú ako váhy.
5. **Unweighted pair-group centroid (Centroid)** – nevážený centroid (centroid). Vzdialenosť medzi dvoma zhlukmi je definovaná ako vzdialenosť centroidov týchto dvoch zhlukov. Centroid je vektor priemerov (každá súradnica je priemer príslušných súradníc objektov v zhluku).
6. **Weighted pair-group centroid (Median)** – vážený centroid (medián). Podobná ako predošlá s tým rozdielom, že veľkosti zhlukov (počty objektov) sa berú ako váhy.
7. **Wardova metóda.** Táto metóda sa zreteľne odlišuje od všetkých ostatných, pretože na určenie vzdialenosti medzi zhlukmi využíva prístup analýza rozptylu. S touto metódou sa zhluky vytvárajú tak, aby sa vnútrozhlukový súčet štvorcov minimalizoval.

Najčastejšie sa používa Wardova metóda, ktorá je použitá aj v tejto práci. Je založená na tvorbe maximalizácie medzizhlukovej homogenity, pričom na jej zistenie sa používa medziskupinová hodnota súčtu štvorcov. To znamená, že Wardova metóda sa snaží nájsť čo najmenšiu celkovú hodnotu súčtu štvorcov medzi skupinami, resp. zhlukmi. Zhluky sú tvorené v každom kroku, čo vedie k čoraz menšej hodnote súčtu štvorcov.

V konečnom zhluku je súčet štvorcov minimálny a nazýva sa aj chyba súčtu štvorcov, resp. error sums of squares, z čoho vznikla skratka ESS. Aplikácia zhlukovej analýzy pozostáva z nasledovných etáp:

- a) rozčlenenie – vyselektovanie skupín,
- b) interpretácia – pomenovanie skupín,
- c) profilácia – opis skupín.

Prvá etapa – **rozčlenenie** – rieši tri základné otázky: ako sa môže zmerať podobnosť skupín zamestnancov z pohľadu výkonnosti (objektov), aký algoritmus má byť použitý pre zavedenie objektu do skupiny a koľko skupín má byť vytvorených. V prípade, že je k dispozícii dátová matica  $\mathbf{X}$  typu  $\mathbf{n} \times \mathbf{p}$ , kde  $\mathbf{n}$  je počet objektov (hodnotení zamestnancov) a  $\mathbf{p}$  je počet premenných (kritériá hodnotenia), úlohou bude dosiahnuť stav čo najvyššej podobnosti objektov v množine. K tomu je potrebné uvažovať s rôznymi rozkladmi  $\mathbf{S}^{(k)}$  množiny  $\mathbf{n}$  objektov do  $\mathbf{k}$  zhlukov a hľadať taký rozklad, ktorý by bol najvýhodnejší.

Ďalším hľadiskom, podľa ktorého je možné klasifikovať zhlukovacie algoritmy, je spôsob posudzovania podobnosti. Závažnou otázkou je posúdenie, do akej miery sa dosiahol cieľ zhlukovej analýzy. Pre tento účel bolo navrhnutých niekoľko spôsobov merania vzdialenosti. Najčastejšie sa používajú:

- **Euklidova vzdialenosť**, teda geometrická vzdialenosť v multidimenzionálnom priestore, ktorá je daná:

$$(x_1, x_2) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (x_{1i} - x_{2i})^2} \quad (1)$$

kde  $x_1$  – objekt 1  
 $x_2$  – objekt 2  
 $i$  – i-tá premenná  
 $n$  – počet premenných

- Umocnená **Euklidova vzdialenosť**,

$$(x_1, x_2) = \sum_i (x_{1i} - x_{2i})^2 \quad (2)$$

ktorá nemení vzdialenosť medzi jednotlivými bodmi, ale pridáva progresívne sa zväčšujúcu váhu vzdialenejším objektom.

- Meranie **podobnosti objektov** na základe korelačných koeficientov medzi viacerými premennými dvoch objektov, kde sa namiesto korelovania dvoch sád premenných vytvorí transponovaná matica, takže stĺpce reprezentujú objekty a riadky premenné. Takto získaný korelačný koeficient medzi stĺpcami vyjadruje koreláciu medzi objektami. Vysoká korelácia indikuje podobnosť objektov.
- Vo viacrozmernom priestore sa používa **meranie vzdialenosti medzi dvoma objektami** analogické ako v dvojrozmernom vyjadrení. Tento spôsob je však veľmi citlivý na extrémne objekty (objekty veľmi odlišné od ostatných). Tie je potrebné identifikovať vykreslením do grafu, čo sa dá normovať odčítaním priemeru a vydelením smerodajnou odchýlkou pre každú premennú. Následne sa vytvorí profilový diagram – na osi x premenné a na osi y štandardizované hodnoty. Body pre jeden objekt sa pospájajú, čím sa získajú profily pre jednotlivé objekty, na základe ktorých možno identifikovať extrémne objekty. Pri veľkom počte objektov sa však tento diagram stáva menej prehľadný.
- **Absolútna vzdialenosť** – jej použitie predpokladá, že premenné nie sú medzi sebou korelované. Ak sú veličiny merané v rozličných jednotkách, je potrebné použiť normovanú vzdialenosť.

Pri výbere konkrétnej metódy merania vzdialenosti nemožno zabúdať na to, že rôzne metódy vedú k rozdielnym výsledkom zhlukovania. Preto sa odporúča použiť viac metód a porovnať výsledky. Takisto je potrebné pri rozdielných jednotkách realizovať normovanie dát.

Druhá etapa – **interpretácia** – pomenováva podstatu vytvorených zhlukov. Pri hľadaní a opise povahy, podstaty zhlukov sa často používajú zhlukové centroidy (aritmetické priemery znakov meraných na objektoch zaradených do daného zhluku). Tento postup sa vykonáva pri zhlukovaní na pôvodných nameraných hodnotách znakov.

Tretia etapa – **profilácia** – zahŕňa opis charakteristík každého zhluku v snahe vysvetliť ako a čím sa medzi sebou podstatne líšia. Proces profilácie začína názvami zhlukov a snaží sa opísať aspekty nepriamo súvisiace s vytvorenými zhlukmi, ktoré priamo nedeterminuje, teda priraduje k zhlukom dodatkové informácie, ktoré neboli analyzované v rámci zhlukovania.

## 2.2 Dotazník

Pre zber informácií potrebných k riešeniu danej problematiky bola zvolená dotazníková metóda, ktorá umožňuje zozbierať za krátky čas veľké množstvo informácií. Jej výhodou je tiež anonymita respondentov. Dotazníková metóda má oproti ostatným analytickým metódam aj rad iných výhod. Medzi najväčšie výhody patrí väčšia otvorenosť a voľnosť vo vyjadrovaní respondentov. Oproti osobnému rozhovoru je dotazník menej stresujúci, odpovede nie sú do veľkej miery ovplyvňované atmosférou a prostredím. Dotazník patrí k špecifickým metódam, používaných v spoločenských vedách. Je to metóda, ktorá zhromažďovanie údajov zakladá na dotazovaní osôb. Charakterizuje sa tým, že je určená pre hromadné získavanie údajov pre štatistické spracovanie. Takto je možné zachytiť všetky názory, postoje, ich záujmy a pod.

Začiatky tejto metódy sú spojené s menom amerického psychológa a pedagóga G. S. Halla, ktorý skúmal dotazníkom psychiku detí a mládeže. Správne použitie metódy dotazníka vyžaduje náležitú teoretickú prípravu. Základnou podmienkou účelného koncipovania dotazníka je presná formulácia konkrétneho cieľa a úloh dotazníka vo vzťahu k zvolenému problému. Spôsob kladenia otázok navodzuje zároveň odpovede. Z tohto hľadiska sa rozlišujú dva základné typy položiek v dotazníku:

- a) **otvorené (neštruktúrované)** – dávajú respondentom vzťahový rámec, ale neurčujú podrobnejšie ani obsah, ani formu jeho odpovede. Respondent volí dĺžku odpovede a konkrétne informácie, lebo sám rozhoduje, čo povedať a čo nie. Otvorené otázky umožňujú hlbšie prenikať k sledovaným javom, lepšie odhaľujú skutočné postoje respondentov, často poskytujú obsažnejšie informácie. Ich úroveň závisí aj na schopnosti respondentov vyjadrovať sa písomne, aj na ich ochote k pomerne náročnej spolupráci. Spracovanie týchto položiek je pracné a časovo náročné,
- b) **uzavreté (štruktúrované)** – ponúkajú respondentovi voľbu medzi dvoma alebo viacerými alternatívami. Skúmaná osoba odpovedá na otázky, ktoré sú v dotazníku uvedené za otázkou tak, že ich podčiarkne, zakrúžkuje, označí a pod. Môžu byť úplne uzavreté (napr. vyžadujúce odpoveď áno-nie) alebo položky s viacerými voľbami.

## 2.3 Charakteristika motivačných faktorov

Dotazník pre analýzu motivačných faktorov obsahoval 25 motivačných faktorov, ktoré boli vybrané na základe štúdia odbornej literatúry. Ich stručnú charakteristiku uvádzame.

### Plat

Plat je jedným z najdôležitejších prostriedkov, ktorými môžu zamestnávateľia získavať, stabilizovať a motivovať zamestnanca. Je zároveň významným podnikateľským

nákladom, takže vyžaduje pozorné riadenie. Plat sa v súčasnosti už nepovažuje za najsilnejší motív pracovného výkonu. Aj tak však výška platu nestratila úplne motivačné účinky, lebo peniaze zabezpečujú a uspokojujú záujmy a celý rad potrieb osobného rastu. Peniaze ľudia potrebujú k zabezpečeniu pohodlia, komfortu, často aj zdravia, k uspokojovaniu náročných záujmov a koníčkov, a preto majú peniaze stále povahu univerzálneho prostriedku k dosahovaniu veľkého množstva životných cieľov.

### **13. plat a odmeny**

Za účelom zlepšovania väzby zamestnancov na podnik a zvyšovania ich záujmu na kolektívnom výkone podniku možno použiť i podiel na výsledkoch hospodárenia podniku. Najčastejšie sa používa podiel na zisku, kedy sa medzi zamestnancov rozdeľuje určité pevné percento zisku. Rozdeľovanie je zvyčajne závislé na veľkosti základnej mzdy alebo platu alebo na postavení pracovného miesta v hierarchickej štruktúre podniku. Percento podielu na zisku môže byť pre všetkých zamestnancov rovnaké, ale môže byť i diferencované podľa seniority, významu pracovného miesta pre podnik a individuálneho výkonu. Určitou slabinou tejto formy je to, že bežný zamestnanec si nemusí uvedomovať priamy vzťah medzi individuálnym výkonom a výkonom celej organizácie a potom postrádanie tejto formy nie je práve najlepšie.

#### **Pracovná doba**

Ďalším motivačným faktorom, ktorý motivuje zamestnancov, je aj vhodné usporiadanie pracovnej doby, ktoré by malo rešpektovať prirodzený biologický cyklus organizmu, jeho potreby a požiadavky. Časové podmienky práce vychádzajú hlavne zo zákonných predpisov a organizácie pracovného času, z technicko-organizačných a ekonomických podmienok výroby, z požiadaviek na hygienu a bezpečnosť práce, z individuálnych možností a záujmov, ako aj zo špecifických územných požiadaviek. Podnik by si mal uvedomiť, že zamestnanci sú ľudské bytosti, ktoré majú svoje potreby, a preto by sa mal v čo najväčšej miere snažiť prispôbovať časové podmienky ich požiadavkám.

#### **Príspevok na dôchodkové, životné a úrazové poistenie**

Ďalšou zo služieb, ktoré môže podnik poskytovať svojim zamestnancom, je doplnkové dôchodkové poistenie, na ktorom zamestnancovi prispieva v minimálnej výške 2% z hrubých miezd.

#### **Možnosť pracovného postupu**

Pracovný postup je ďalším významným motivačným faktorom, ktorý ovplyvňuje správanie zamestnanca voči organizácii. Pracovným postupom sú všetky zamestnania, ktoré človek za svoj život vykonáva. Pre niektorých ľudí sú tieto zamestnania súčasťou dokonale pripraveného plánu, u iných je to iba otázka šťastia. Úspešní ľudia si preto určujú svoje pracovné ciele a plány a snažia sa ich uskutočňovať.

#### **Istota zamestnania**

I keď úplná istota zamestnania je už minulosťou, zamestnanci by mali vedieť, že ich zamestnanie je do určitej miery isté, ak svoje povinnosti dobre plnia. Mali by tiež veriť, že nebudú vydaní na milosť a nemilosť náladovému a nekompetentnému manažmentu a tým vystavení strate zamestnania. Problém istoty práce teda zahrňuje otázku celkovej slušnosti a spravodlivosti organizácie.



### **Vzťahy na pracovisku**

Vzťahy na pracovisku (v skupine alebo tíme) ovplyvňujú v pozitívnom či negatívnom zmysle efektívnosť výkonu pracovnej skupiny. Je veľmi rozdielne pracovať v ovzduší kolegiality, tvorivej atmosféry, otvorenej spolupráce a ochoty, než v ovzduší konfliktov a napätia medzi spoluzamestnancami (kolegami). Je preto nevyhnutné vedome formovať súdržnosť skupiny, a to i formou rozvíjania neformálnych vzťahov v skupine, ktoré potom odrážajú priateľstvo a spolaľhnutie sa členov skupiny na seba a ostatných.

### **Spolupráca s nadriadenými**

Vedúci zamestnanec ovplyvňuje nielen efektívnosť zamestnancov, ale aj ich postoje k firme, k práci a ich spokojnosť. Mal by si všímať ich potreby a postoj, byť spravodlivý a v prvom rade s nimi komunikovať.

### **Štýl vedenia nadriadených**

Na spokojnosť zamestnancov vplýva tiež štýl vedenia nadriadených. Nadriadený, ktorý predstavuje pre svojich podriadených silu a autoritu a za jeho slovami nasledujú skutky, ktorý je svojim podriadeným vždy k dispozícii, keď sa potrebujú poradiť, za ktorým sa nemusia báť prísť s problémami, a ktorému sa neboja priznať, že niečo neporozumeli alebo nevedia, je tá správna osoba, na ktorú zamestnanci čakajú. Šéf musí nielen stanovovať ciele a pracovné úlohy, kontrolovať a hodnotiť svojich podriadených, ale mal by tiež zamestnancov podporovať, rozvíjať a vytvárať podmienky pre zlepšovanie ich výkonov, teda mal by sa o svojich podriadených starať.

### **Vzdelávanie**

Meniace požiadavky na pracovné miesta (napr. vplyvom vedecko-technického rozvoja) nastoľujú potrebu uplatňovania vždy nových zručností a vedomostí, čo si vyžaduje vzdelávanie zamestnancov. Podnik by si mal uvedomiť, že vzdelávanie je vysokonávratnou investíciou.

### **Úspech a uznanie**

Značným motivačným faktorom pre každého je úspech. Vedomie úspechu povzbudzuje, nalieva novú chuť a elán. „Stálo to za všetku tú námahu...“, tak a inak ľudia oceňujú dobre vykonané dielo a spätne hodnotia svoje výkony. Podmienkou je, aby poznali ich hodnotenie. Teda spätná informačná väzba od manažéra, a efekt, aký ich práca mala. Inak sa môže stať, že ani nevedia, čo urobili dobre a čo nie. Motiváciu zamestnancov možno zvýšiť, ak zamestnanci budú cítiť, že si ich firma váži a cení si ich. Znamená to investovať do ich úspechu, dôverovať im, poskytovať im príležitosť podieľať sa na záležitostiach, ktoré sa ich týkajú, zachádzať s nimi slušne a skôr ako s ľudskými bytosťami, nie ako so „zdrojmi“, ktoré sú využívané, či dokonca zneužívané a poskytovať im odmeny (peňažné i nepeňažné). Dôležitá je pochvala za vykonanú prácu, pravidelné uznanie a odmeňovanie dobrých pracovných výkonov.

### **Obtiažnosť práce**

Miera obtiažnosti práce môže tiež ovplyvňovať vzťah zamestnanca k práci.

### **Kontrola plnenia stanovených úloh**

Manažér by nemal zabúdať kontrolovať. Ak nekontroluje plnenie stanovených úloh, ľudia nebudú mať dojem, že to myslí skutočne vážne. Bez kontroly a sústavného záujmu o priebežné výsledky majú podriadení tendenciu silne poľaviť.

### **Reálnosť a splniteľnosť pracovných úloh**

Riadiaci zamestnanec by mal byť pri stanovovaní pracovných úloh pre svojich zamestnancov veľmi obozretný, pretože obtiažnosť úloh pôsobí na každého iným spôsobom. Niektorých zamestnancov môže náročná úloha motivovať k podaniu vysokého výkonu, pretože túto úlohu považujú za vnútornú výzvu, u iných môže náročný cieľ prispievať k stresu, sklamaniu a frustrácii, pretože sa obávajú, že tieto ciele nezvládnu.

### **Hodnotenie**

Hodnotenie zamestnancov vedie k tomu, aby sa zložitosť, zodpovednosť a namáhavosť práce na pracovnom mieste prejavili v diferenciácii odmeny zamestnanca. Hodnotenie by malo byť objektívne a spravodlivé.

### **Vybavenia pracoviska**

V záujme každého podniku by malo byť vytváranie lepších podmienok pre prácu zamestnancov. To sa prejaví v zlepšení pracovného výkonu (v dôsledku zníženia pocitu únavy a zlepšenia pracovnej pohody) a tiež v zlepšení vzťahov medzi podnikom a zamestnancami, pretože starostlivosťou o pracovné podmienky dáva podnik najavo, že si váži prácu svojich zamestnancov a že mu na nich záleží.

### **Bezpečnosť na pracovisku**

Úroveň zabezpečenia a realizácie opatrení na odstránenie príčin ohrozenia života a zdravia zamestnanca výrazne vplýva na jeho psychiku a tým aj jeho výkon.

### **Poskytované informácie pre plnenie pracovných úloh**

Nedostatok informácií negatívne ovplyvňuje výkon zamestnancov, pretože nemajú dostatok podkladov pre svoju prácu. Zamestnanec pociťuje potrebu informácií preto, aby sa cítil pri výkone svojej práce istý, aby nebol prekvapený zmenami a novými skutočnosťami, mohol nadviazať a udržiavať kontakt s ostatnými, pretože potreba vzájomného kontaktu je dôležitá v oblasti sociálnych potrieb.

### **Kvalita pracovného prostredia**

Kvalita (úroveň) pracovného prostredia vplýva na výkon zamestnanca a jeho pracovnú pohodu. Nepriaznivé pracovné prostredie stupňuje záťaž človeka a ohrozuje jeho zdravotný stav. Ide najmä o vplyv fyzikálnych faktorov: osvetlenie, farebná úprava, hluk, mikroklimatické podmienky (teplota, vlhkosť, prúdenie vzduchu), čistota ovzdušia a žiarenie.

### **Možnosť rozhodovať o vlastnej práci**

Spolurozhodovanie o pracovných úlohách prináša zamestnancovi uspokojenie, pretože môže vyjadriť svoj názor a ovplyvniť priebeh práce.

### **Informácie o dianí v podniku**

Informácie o hospodárení a činnosti firmy sú dôležité a sú sledované s veľkou pozornosťou.

### **Postavenie firmy na verejnosti**

To znamená, akým dojmom pôsobí a akú povesť má organizácia vo svojom okolí. Zamestnancov motivuje práve skutočnosť, že by chceli pracovať v dobre zavedenej a solídnej organizácii s dlhoročnou tradíciou.

### **Zamestnanecké výhody**

Predstavujú pre firmu formu odmeňovania, a to peňažnú i nepeňažnú. Ich skladba musí byť v súlade s celkovou stratégiou odmeňovania a podporovať dosiahnutie jej cieľov. Ak je tento predpoklad splnený, môžu zamestnanecké výhody pomôcť uspokojovať nielen záujmy zamestnancov, ale aj podnikové a spoločenské záujmy. Cieľom zamestnaneckých výhod je prostredníctvom uspokojovania osobných potrieb zamestnancov ovplyvňovať získavanie kvalitných zamestnancov a posilňovanie ich angažovanosti a lojality voči podniku, čo napokon môže viesť aj k zvyšovaniu výkonov podniku.

## **3. VÝSLEDKY**

PPS Group a.s. ako nástupnícka firma PPS Detva Holding a.s. sa orientuje na vývoj a výrobu komponentov pre nadnárodné spoločnosti, podnikajúce v oblasti stavebných, cestných, banských strojov atď. Takmer 50-ročná tradícia vo výrobe stavených a zemných strojov sa spája so zručnosťou kvalifikovaných pracovníkov v rozsiahlom sortimente výrobkov, ktoré sú zárukou spokojnosti zákazníkov. V súčasnosti sa podnik snaží motivovať svojich zamestnancov rôznymi formami. Za najdôležitejší motivačný faktor je možné považovať finančné odmeňovanie zamestnancov. Okrem peňažného odmeňovania sa PPS Group, a. s., snaží motivovať svojich zamestnancov prostredníctvom celkového odmeňovania a sociálnej politiky. Poskytuje zamestnancom rôzne výhody, ktoré sú poskytované, buď ako povinné zo zákona alebo ako dobrovoľné.

### **3.1 Štatistická verifikácia motivačných faktorov**

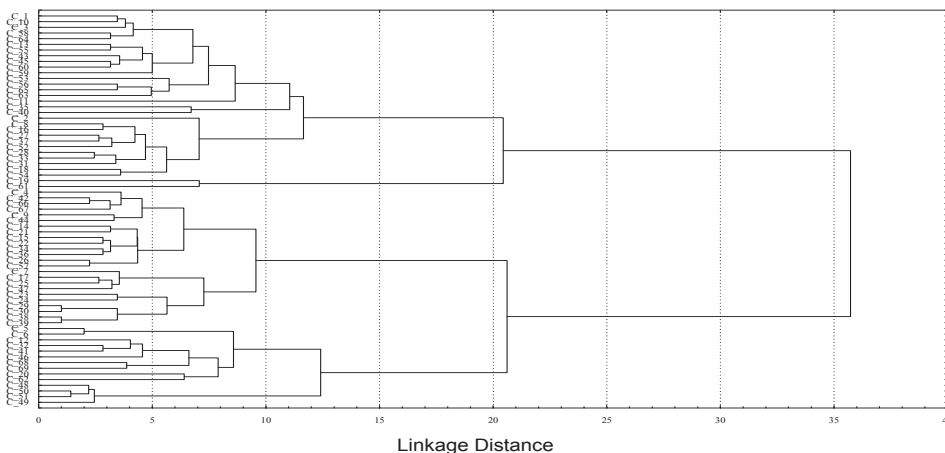
Výber vhodných motivačných faktorov do dotazníka je dôležitý, pretože musí zohľadňovať všetky podstatné podmienky a charakter práce, ktoré podmieňujú motiváciu zamestnancov. Určenie poradia jednotlivých motivačtorov nebýva spravidla založené na objektívnom rozhodnutí. Toto je ovplyvnené momentálnou situáciou respondenta, ktorá je závislá od jeho psychického rozpoloženia, od ekonomiky a atmosféry v podniku, v ktorom vykonáva pracovnú činnosť.

Štatistickú verifikáciu motivačných faktorov sme uskutočnili pomocou zhlukovej analýzy. Na analýzu príbuznosti motivačných profilov jednotlivých robotníkov a technicko-hospodárskych pracovníkov sme využili metódu aglomeratívneho hierarchického zhlukovania. Spočíva v postupnom zhlukovaní skupín prvkov, a to najskôr najbližších a v ďalších krokoch stále vzdialenejších. Po spracovaní údajov z dotazníkov sme vytvorili grafy (dendrogramy), ktoré rozdelili zamestnancov do skupín – zhlukov podľa toho akú váhu dôležitosti priradili zamestnanci jednotlivým motivačným faktorom. Inak povedané, členovia jednej skupiny sú motivovaní podobnými motivačnými faktormi, odlišnými od členov inej skupiny.

Tree Diagram for 69 Cases

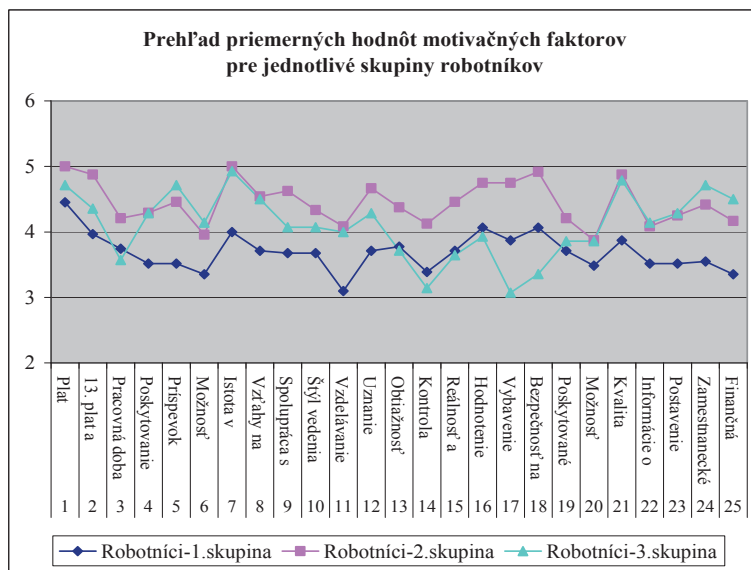
Ward's method

Euclidean distances



Graf č. 1 Hierarchická zhluková analýza motivačných profilov robotníkov v PPS Group, a. s., Detva

Graf č. 1 zobrazuje podobnosť odpovedí jednotlivých respondentov. Vertikálna os popisuje jednotlivých respondentov. Horizontálna os reprezentuje veľkosť odchýlky ich odpovedí. Hodnoty C-1 až C-69 zobrazujú jednotlivých robotníkov. Je viditeľné, že v podniku môžeme celkovo rozlíšiť tri základné skupiny podobne motivačne orientovaných respondentov.



Graf č. 2 Prehľad motivačných faktorov pre jednotlivé skupiny robotníkov

Napriek tomu, že ide o tri rozdielne skupiny robotníkov, môžeme u nich sledovať niektoré spoločné črty. V každej z nich figuruje ako významná hnacia sila práve *plat, 13. plat a odmeny, kvalita pracovného prostredia a istota v zamestnaní*. V poslednej skupine sa vyskytuje ako dôležitý faktor plat, pričom v prvých dvoch skupinách je tento motív na prvom mieste.

Prvú skupinu tvorí 31 robotníkov, ktorých najviac motivuje *plat, hodnotenie pracovných výkonov, bezpečnosť na pracovisku, istota v zamestnaní, 13. plat a odmeny, vybavenie pracoviska, kvalita pracovného prostredia a pracovná doba*. Najvyššiu priemernú hodnotu dosiahol plat, a to 4,45. Sú to zamestnanci č. 1, 10, 3, 58, 64, 13, 55, 43, 45, 60, 59, 53, 56, 65, 63, 11, 35, 40, 2, 8, 16, 27, 37, 52, 28, 33, 31, 18, 54, 19 a 61.

Ďalšia skupina sa skladá z 24 robotníkov: č. 4, 42, 66, 67, 9, 44, 14, 21, 15, 22, 34, 36, 26, 57, 7, 17, 25, 47, 23, 24, 29, 30, 38 a 39. Dôležitými motivačnými faktormi pre týchto robotníkov sú podobne ako pri prvej skupine *plat, istota v zamestnaní, 13. plat a odmeny, bezpečnosť na pracovisku, kvalita pracovného prostredia, hodnotenie pracovných výkonov, vybavenie pracoviska, uznanie pracovných výkonov, spolupráca s nadriadenými, vzťahy na pracovisku a príspevok firmy na dôchodkové, životné a úrazové poistenie*. Všetci pracovníci tvoriaci túto skupinu priradili k platu a k istote v zamestnaní rovnakú najvyššiu dôležitosť ( $\sigma = 5,00$ ).

Tretia skupina je najmenej početnou skupinou zloženou len zo 14 robotníkov: 5, 6, 12, 32, 41, 46, 68, 69, 20, 62, 48, 50, 51 a 49. Najväčšiu motivačnú silu má pre nich na prvom mieste istota v zamestnaní a ďalej nasledujú tieto motivačné faktory: *kvalita pracovného prostredia, zamestnanecké výhody, plat, príspevok firmy na dôchodkové, životné a úrazové poistenie, vzťahy na pracovisku, 13. plat a odmeny, finančná výpomoc a poskytovanie dovolenky*. V prvých dvoch skupinách bol plat uvádzaný na prvom mieste, ale v tejto tretej skupine robotníci pridelili platu priemernú hodnotu 4,71 a spolu so zamestnaneckými výhodami bolo jeho umiestnenie až na štvrtom mieste.

Tabuľka č. 1 Prehľad najviac motivujúcich faktorov pre 1. skupinu robotníkov

P. č.	Motivačný faktor	$\sigma$	P. č.	Motivačný faktor	$\sigma$
1.	Plat	4,45	5.	13. plat a odmeny	3,97
2.	Bezpečnosť	4,06	6.	Vybavenie pracoviska	3,87
3.	Hodnotenie výkonov	4,06	7.	Kvalita prac. prostredia	3,87
4.	Istota v zamestnaní	4,00	8.	Obtiažnosť	3,77

Tabuľka č. 2 Prehľad najviac motivujúcich faktorov pre 2. skupinu robotníkov

P. č.	Motivačný faktor	$\sigma$	P. č.	Motivačný faktor	$\sigma$
1.	Plat	5,00	5.	13. plat a odmeny	4,88
2.	Istota v zamestnaní	5,00	6.	Vybavenie pracoviska	4,75
3.	Bezpečnosť	4,92	7.	Hodnotenie prac. výkonov	4,75
4.	Kvalita prac. prostredia	4,88	8.	Uznanie prac. výkonov	4,67

Tabuľka č. 3 Prehľad najviac motivujúcich faktorov pre 3. skupinu robotníkov

P. č.	Motivačný faktor	o	P. č.	Motivačný faktor	o
1.	Istota v zamestnaní	4,93	5.	Príspevok na dôchodkové, Životné poistenie	4,71
2.	Kvalita prac. prostredia	4,79	6.	Vzťahy na pracovisku	4,50
3.	Zamestnanecké výhody	4,71	7.	Finančná výpomoc	4,50
4.	Plat	4,71	8.	13. plat a odmeny	4,36

#### 4. DISKUSIA A ZÁVER

Cieľom motivačnej analýzy v PPS Group, a. s., Detva, bolo zistiť požiadavky a skutočnú úroveň motivácie pracovníkov pri vybraných motivačných faktoroch.

Vzhľadom na to, že vývoj motivácie závisí od mikro a makroekonomických podmienok, v ktorých sa firma nachádza, je pomerne náročné predpokladať vývoj motivácie aj za dobrého poznania vonkajších a vnútorných ekonomických podmienok. Na základe analýzy úrovne motivácie sme identifikovali problémové oblasti, to znamená motivačné faktory, ktoré majú na motiváciu jednotlivých vyselektovaných skupín značný vplyv.

Investovným do motivácie získa podnik zdravo motivovaný a spokojný personál, ktorý mu zabezpečí napĺňanie ekonomických cieľov. Motiváciou sa zníži fluktuácia pracovníkov, pretože pracovníci nebudú chcieť opustiť zamestnanie, ktoré nielenže uspokojuje ich základné existenčné potreby, ale navyše im poskytuje priestor pre sebarealizáciu a ďalší osobný rozvoj. Tým, že sa zníži fluktuácia, ušetrí podnik náklady, ktoré by musel vynaložiť na prijímanie a vzdelávanie nových pracovníkov. Motivácia ďalej prispieva k vyššej výkonnosti pracovníkov, pretože pracovník v snahe udržať si dobré pracovné miesto sa bude usilovať a pracovať viac a kvalitnejšie. Tým prispeje motivácia nielen k zvýšeniu produktivity práce, ale aj ku kvalite práce. Investície do motivácie v podobe zvýšenia kvality pracovného prostredia budú mať tiež za následok vyššiu bezpečnosť a nižšiu úrazovosť na pracoviskách a tým aj nižší počet absencií.

Náklady vložené do zvýšenia úrovne motivácie by sa dali porovnať s prínosom, ktorým by v tomto prípade boli ušetrené náklady. Na základe tohto porovnania by si mal podnik uvedomiť, že sa viac oplatí investovať do zvyšovania motivácie pracovníkov, než hradiť náklady na riešenie nekvalitnej produkcie a riskovať tak stratu dobrého mena a s tým spojenú stratu zákazníkov a trhu.

V súčasnej dobe podnik motivuje všetkých zamestnancov rovnako a využíva na to len tri základné motivátory: *odmeňovanie, sociálna starostlivosť a vzdelávanie*. Našou analýzou sme zistili, že nie všetci zamestnanci majú rovnaké potreby a nie pre všetkých sú dôležité uvedené tri motivačné faktory. Pre zamestnancov sú dôležité i ďalšie motivátory ako sú *istota v zamestnaní, bezpečnosť na pracovisku, hodnotenie pracovných výkonov, 13. plat a odmeny, vybavenie pracoviska, kvalita pracovného prostredia* a preto by malo vedenie podniku k zamestnancov pristupovať diferencovane a vytvárať pre nich odlišné motivačné programy. Taktiež je potrebné uvedomiť si, že hodnotová orientácia, ale i štruktúra zamestnancov sa mení a preto je potrebná priebežná modifikácia motivačných programov. Takto navrhnutý motivačný program v podniku by mal navodiť zamestnancov k vyššej výkonnosti, tvorivosti, obetavosti, disciplinovanosti a zosúladiť ich hodnotovú orientáciu s cieľmi podniku.

Robotníkov tvoriacich prvú skupinu navyiac motivuje *plat, hodnotenie pracovných výkonov, bezpečnosť na pracovisku, vybavenie pracoviska, kvalita pracovného prostredia, istota v zamestnaní*. V tejto skupine ide prevažne o zamestnancov, ktorí pracujú v podniku veľmi dlho a sú pre nich dôležité hlavne faktory prostredia a výška platu. Dobre zabezpečené pracovisko s primeraným ohodnotením im poskytuje dostatok priestoru pre ich realizáciu zručností a vedomostí.

Druhá skupina robotníkov má prioritu pri faktoroch: *plat, istota v zamestnaní, bezpečnosť, kvalita pracovného prostredia, vzťahy na pracovisku a štýl vedenia nadriadených*. Oproti prvej skupine sa táto líši v medziľudských vzťahoch. Môže ísť o skupinu zamestnancov, ktorí majú svoju vlastnú predstavu o štýle vedenia a zakladajú si na dobrých vzťahoch medzi kolegami a nadriadenými.

Posledná skupina v kategórii robotníkov je zameraná na motivačné faktory ako sú *istota v zamestnaní, plat, kvalita pracovného prostredia, príspevok firmy na poistenie, zamestnanecké výhody, finančná výpomoc a vzťahy na pracovisku*.

Vo všeobecnosti možno celú kategóriu robotníkov vyhodnotiť ako podobne motivovaných. Sú pri nich len minimálne rozdiely, ale práve tie majú veľký vplyv na celkovú motiváciu daného zamestnanca.

Výrazné výkyvy v motivácii je možné pripísať aj reštrukturalizácii firmy, ktorá doznieva aj v posledných rokoch. Zamestnanci nemajú vybudovanú dostatočnú dôveru voči novým akcionárom, čo môže viesť k priveľkému pesimizmu. A preto by sa v identifikovaných problémových oblastiach mala firma usilovať o zlepšenie. V snahe zvýšiť prípadne priblížiť úroveň motivácie u problémových motivačných faktorov k požiadavkám zamestnancov navrhujeme u vybraných motivačných faktorov opatrenia na zlepšenie.

Mzda – zabezpečiť pravidelné vyplácanie miezd, pri mzdách zohľadniť náročnosť podmienok, v ktorých sa práca vykonáva, vzdelanie, dlhodobo dosahované výsledky na pracovisku, každoročne zabezpečiť minimálne 2% rast miezd, vyplácať 13. plat a odmeny.

Pracovná istota – dosiahnuť dobrý hospodársky výsledok, vytvoriť dobrú pozíciu na trhu, vytvoriť pocit stability pracovného miesta, zabezpečiť pravidelné odmeňovanie.

Spravodlivé hodnotenie – vytvoriť primeranú hodnotiacu stupnicu, prístupnú a pochopiteľnú pre všetkých zamestnancov.

Kvalita pracovného prostredia – zlepšiť vykurovanie v zimných mesiacoch, vybudovať pracoviská s dostatočným osvetlením.

Prieskumom motivačných faktorov, ktorý bol realizovaný vo firme PPS Group, a. s., Detva bolo zistené, že problematike motivácie zamestnancov nie je v podniku venovaná dostatočná pozornosť. V súčasnosti firma nemá vypracovaný žiadny účinný motivačný program, na základe ktorého by dochádzalo k postupnému zvyšovaniu motivácie. Súčasťou navrhovaných zmien je pomocou štatistických metód poukázať na skupiny zamestnancov s podobným motivačným profilom a následne vytvoriť vhodný motivačný program pre podobne motivačne orientované skupiny zamestnancov. Každý jeden zamestnanec totiž pracuje na základe jedinečného súboru motivačných faktorov, reagujúc na niektoré pozitívne a na iné zas negatívne, ba dokonca s odporom. Ľudia pracujúci v tíme sú odlišní. Je na každej spoločnosti, aby zistila, čo prinúti každého člena tímu k maximálnemu výkonu. Vyžaduje si to nejaký čas, ale silné motivátory, ktoré „ťahajú“ ľudí k čo najväčšiemu výkonu, budú najdôležitejším krokom, ktorý spoločnosť môže urobiť. Dôležité je vypočuť svojich zamestnancov. Uznať a použiť práve tie motivačné faktory, ktoré oni považujú za podstatné.

## POUŽITÁ LITERATÚRA

1. ARMSTRONG, M.: Řízení lidských zdrojů. Praha, Grada Publishing, 2002. 856 s. ISBN 80-247-0469-2
2. BULÁK, J.: Motivácia k práci a riadenie. Bratislava, Vydavateľstvo a nakladateľstvo ROH, 1980. 208 s. MDT 74-009-80-07
3. GALAJDOVÁ, V., HITKA, M.: Metódy personálnej práce. Zvolen: ES TU Zvolen, 2003. 90 s. ISBN 80-228-1240-0
4. GEJDOŠ, P.: Ľudský faktor v manažérstve kvality. In: Manažment ľudského potenciálu v podniku, zborník z medzinárodnej vedeckej konferencie, Zvolen: TU Zvolen, 2004, s. 179-183, ISBN 80-228-1330-3.
5. HELLER, R.: Úspešná motivácia. In: Základy manažmentu, Bratislava: Slovart, 2001. 72 s. ISBN 80-7145-556-3
6. HITKA, M.: Metodika analýzy motivátorov v podnikoch DSP. Zvolen, ES TU Zvolen, 2004. 62 s. ISBN 80-228-1331-1
7. KLEIN, T., BAHÝL, V., VACEK, V.: Základy pravdepodobnosti a matematickej štatistiky. Zvolen, ES TU Zvolen, 1997. 236 s. ISBN 80-228-1126-2
8. KOUBEK, J.: Personální práce v malých podnicích. Praha, Grada, 1996. 225 s. ISBN 80-247-0602-4
9. LUKASOVÁ, A., ŠARMANOVÁ, J.: Metódy shlukové analýzy. Praha, STNL – Nakladateľství technické literatury, 1985. 212 s.
10. MIKULÁŠTÍK, M.: Závislost motivace na osobnostních rysech manažerů a význam motivace v jejích aktivitách. In: Ekonomie a management, Liberec, 2000. ISBN 1212-3609
11. NEIRMEGER, R., SEYFFERT, M.: Jak motivovat seba a své spolupracovníky. Praha, Grada Publishing, 2005. 109 s. ISBN 80-247-1223-7
12. POTKÁNY, M.: Uplatnenie controllingu vo vnútro podnikovom riadení, personálnom manažmente a manažérstve kvality podnikov DSP. In: Vedecká štúdia 7/2004/B, Zvolen: TU vo Zvolene, 2004, 92 s. ISBN 80-228-1427-X.
13. STÝBLO, J.: Personální management. Praha, Grada Publishing, 1993. 336 s. ISBN 80-85424-92-4
14. Moderní řízení, článok: Motivace v procesu realizace změn, s. 58–62, číslo 3/2002

### Adresa autorov:

#### Ing. Miloš Hitka, PhD.

Katedra podnikového hospodárstva, Drevárska fakulta  
Technická univerzita Zvolen  
T. G. Masaryka 24  
960 53 Zvolen  
tel./fax: 00421-45-5206433  
e-mail: hitka@vsld.tuzvo.sk, www.miloshitka.szm.sk

#### Ing. Petra Ištokovičová

Záhonok 2448/41  
960 01 Zvolen  
e-mail: istokovicka@centrum.sk



## PRECÍZNE ZAVLAŽOVANIE PÁSOVÝMI ZAVLAŽOVAČMI BAUER 90/300

### PRECISION IRRIGATION WITH BAUER 90/300 MOBIL IRRIGATORS

Ján JOBBÁGY – Pavol FINDURA – Marián KUČERA

**ABSTRACT:** Conventional form of irrigation is used for today. Precision agriculture gets to front of world interest. For it is important to focus for area of reflected irrigation form and to apply principles of precision agriculture. The single inputs steps and also experiment of so called precision irrigation are introduced in this article. As inputs values was determined limit of field, position and number of monitoring points. Field area was 62.5 ha and number of monitoring points was 30. Soil moisture content was determined gravimetrically 8. 7. 2004. Soil moisture was in interval (4.86–20.92)% vol. This interval was divided to 5 sorts. From statistic evaluation was determined average value (11.4% vol.) and variation coefficient (33.7%). Results were processed with software ArcView 3.2. After determination of parameters as filling station, number of irrigators, field area and irrigators parameters was acceded to irrigation. Irrigation rate was in interval 0–35 mm applied on the area 54.86 ha (92.81% from area 59.1 ha). Maximal irrigation rate was 35 mm and applied was on the area 29.25 ha. Water consumption was 15 595 m<sup>3</sup>. Electric energy consumption, which was used for pump drive did 7 557.9 kWh. In the case of not realization of ours experiments would be used constant irrigation rate for all area and it was 30 mm with water consumption 17 730 m<sup>3</sup> (on the area 59.1 ha, i.e. without position 19) and with electric energy consumption 9 530.5 kWh. Achieved was saving of water (2 135 m<sup>3</sup>) or also energy saving (1 972.6 kWh) what represent financial items savings too.

**Key words:** precision irrigation, Global Position System, variability, soil moisture content

**ABSTRAKT:** Doposiaľ sa na Slovensku využíva konvenčný spôsob zavlažovania. Do popredia svetového záujmu sa však dostáva precízne poľnohospodárstvo. Preto sa treba zamerať na oblasť spomínaného zavlažovania a aplikovať v ňom zásady precízneho poľnohospodárstva. V danom príspevku sa spomínajú jednotlivé vstupné kroky aj samotný experiment tzv. precízneho zavlažovania. Ako vstupné hodnoty sa stanovili hranica pozemku, poloha a počet monitorovacích bodov. Rozloha pozemku bola 62,5 ha a počet monitorovacích bodov bol 30. Vlhkosť pôdy sa stanovila 8. 7. 2004 gravimetricky. Vlhkosť pôdy sa pohybovala v intervale (4,86–20,92)% objemových. Toto rozpätie sa rozdelilo do 5. tried. Zo štatistického zhodnotenia sa zistili jej stredná hodnota (11,4% objemových) a variačný koeficient (33,7%). Výsledky sa ďalej spracovali programom ArcView 3.2. Po stanovení parametrov ako parametre čerpacej stanice, počet zavlažovačov, rozloha pozemku a parametre zavlažovača sa pristúpilo k zavlažovaniu. Závlahová dávka sa pohybovala v rozmedzí 0–35 mm a aplikovala sa na plochu 54,86 ha (92,81% z plochy 59,1 ha). Maximálna závlahová dávka bola 35 mm a aplikovala sa plochu 29,25 ha. Spotreba vody činila 15 595 m<sup>3</sup>. Spotreba elektrickej

energie, ktorá sa využila na pohon čerpadla, činila 7 557,9 kWh. V prípade neuskutočnenia našich experimentov by sa použila konštantná závlahová dávka na celý pozemok a to 30 mm so spotrebou vody 17 730 m<sup>3</sup> (na ploche 59,1 ha, t. j. bez pozície 19) a spotrebou elektrickej energie 9530,5 kWh. Dosiahla sa úspora či už vody (2 135 m<sup>3</sup>) alebo energie (1 972,6 kWh), čo samozrejme predstavuje aj úsporu finančných položiek.

**Kľúčové slová:** presné zavlažovanie, globálny družicový systém na určovanie polohy, variabilita, vlhkosť pôdy.

## 1. ÚVOD

Na Slovensku, ktoré má obmedzené nerastné zdroje, najväčším bohatstvom je voda a pôda. Vidiecke osídlenie tvorí viac ako 43 % jeho obyvateľov, ktorí sú veľkou mierou existenčne závislí na hospodárskom využívaní potenciálu poľnohospodársky využívanej krajiny (Baker, Simoník, 1989).

Pod závlahou v poľnohospodárstve rozumieme melioračné opatrenie, ktorým sa uskutočňuje navlaženie pôdy, porastu, alebo prízemnej vrstvy vzduchu, aby sa dosiahla optimalizácia produkčného systému pri získaní vysokých a stálych hektárových úrod v rastlinnej výrobe (Baker, Simoník, 1989).

Rozdiel medzi konvenčným a presným poľnohospodárstvom, ako ho definujú *Nozdrovický – Rataj – Mihal’ (1997)*, spočíva v tom, že konvenčné poľnohospodárstvo sa opiera o predpoklad, že pole po celej svojej ploche predstavuje uniformné a homogénne prostredie, takže priemyselné hnojivá, chemické prostriedky a osivo sú dávkované jednotne po celej ploche, pričom presné poľnohospodárstvo zohľadňuje skutočnosť, že pole ako celok, ako aj pôda svojimi vlastnosťami, zásobami živín, vlhkosťou a pod. predstavujú priestorovo diferencované prostredie a tejto skutočnosti je prispôsobovaný systém hnojenia, aplikácie osiva a chemických prostriedkov.

Kolísanie vstupnej informácie pozdĺž poľa, známe ako **priestorová variabilita**, je podstatou efektívneho využívania technológií precízneho poľnohospodárstva. Znalosti o priestorovej variabilite pôdy na pozemku sú cennou informáciou. Tieto informácie sú základom pre aplikovanie zásad precízneho poľnohospodárstva (Evans et al., 1996; Evans and Harting al., 1999).

Pretože pôda na zavlažovaných pozemkoch nie je homogénna, veľmi výrazne sa menia merané hodnoty vlhkosti pôdy. Pri realizácii zásad precízneho poľnohospodárstva a pri aplikácii závlahových dávok podľa skutočnej potreby je treba zabezpečiť časté merania vlhkosti. S tým súvisia vyššie náklady ako napríklad časté merania v priebehu dňa s diaľkovým prenosom informácií. Treba však zohľadniť to, či náklady na prístrojové vybavenie pokrývajú dosiahnuté úspory vody a energie (Lüttger, Dittmann, Sourell, 2005).

Závlahové poľnohospodárstvo je videné ako odvetvie, ktoré prispieva k nadmernej degradácii povrchovej a podzemnej vody, spôsobenej neefektívnym manažmentom (Sanders et al., 2000; King et al., 1999). Potreba vody sa mení priestorovo vzhľadom na priestorovú pôdnu variabilitu (Sourell, 2005).

Použitie presného poľnohospodárstva pre plánovanie závlah, známe ako **precízne zavlažovanie**, ktorého cieľom je aplikovanie vody na správnom mieste, v správnom

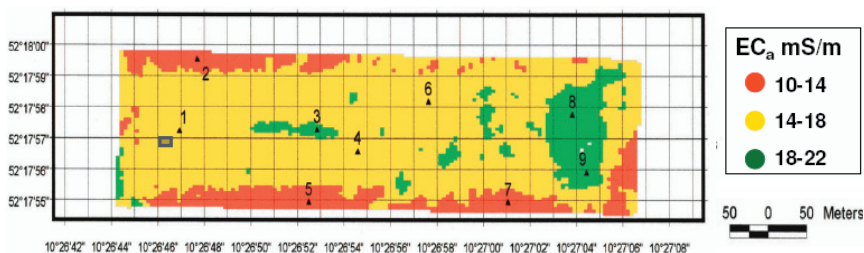
množstve a v správnom čase, sa nachádza v štádiu rozvoja. Vyžaduje si však väčšie množstvo experimentálnej práce (Al-Karadsheh, 2003).

Závlahové systémy aplikujú vodu s konštantnou dávkou. V tomto prípade dochádza k situácii, keď sa na niektorých zónach pozemku aplikuje nadmerné množstvo vody, pokiaľ na iných zónach množstvo nedostatočné (Sourell and Al-Karadsheh, 2003).

V štádiu pokusu sú dve rozdielne metódy nastavenia zavlažovacieho stroja:

- v prvom prípade na zavlažovači bude diferenciálna pojazďová rýchlosť,
- v druhom prípade na pivotovom stroji bude diferenciálne nastavenie každej dýzy. (Al-Karadsheh, Sourell, Sommer, 2003).

Ako vstupnú vlastnosť pre stanovenie závlahovej dávky sa môže zobrať prvotná informácia (napr. vlhkosť pôdy), alebo vlastnosť druhotná (napr. pôdna elektrická vodivosť (EC). Tieto hodnoty je však treba dať do korelácie s odobranými vzorkami pre stanovenie vlhkosti pôdy. Na získanie máp elektrickej vodivosti bol použitý program ArcView (obr. 1). Mapa slúžila ako podklad pre závlahovú dávku (Sourell, Al-Karadsheh, 2003).



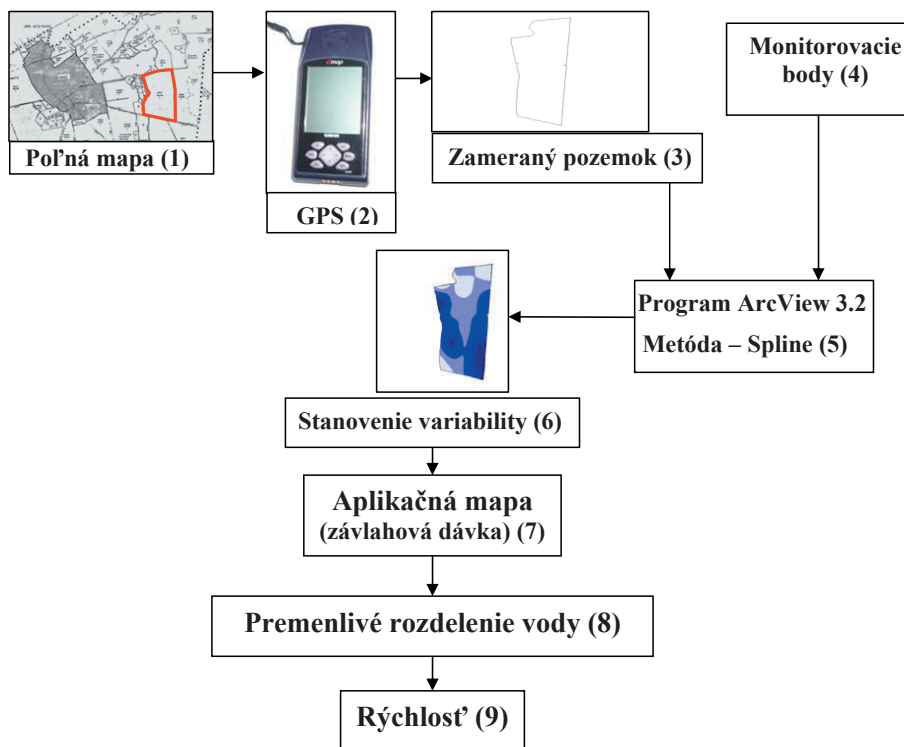
Obrázok 1 Mapa elektrickej vodivosti z prístroja EM38 a stanovišťa vzorkovania (Sourell, Al-Karadsheh, 2003, s. 5)

## 2. MATERIÁL A METÓDY

Na základe získaných poznatkov sa zvolila metodika, ktorá sa zobrazila na obr. 2.

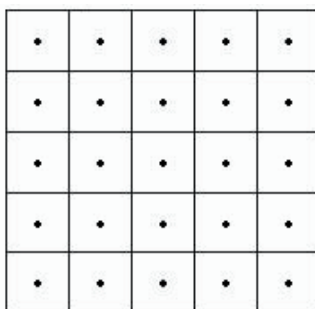
Z metodiky je zrejmé, že prvé informácie je treba hľadať na poľnohospodárskom podniku (poľná mapa). Tieto informácie však nie sú vhodné na použitie pri presnom zavlažovaní. Prvým krokom je zamerať si hranice pozemku a potom tieto údaje pretransformovať do počítača. Pre túto operáciu sa použije ručný satelitný navigačný prístroj GPS eMap, výrobcu Garmin. Teraz sa treba rozhodnúť, aký spôsob stanovenia variability sa zvolí. Jedna z možností stanovenia variability vstupnej informácie na danom pozemku je odber vzoriek z monitorovacích bodov. Preto druhým krokom je stanoviť ich počet a rozmiestnenie. Uskutoční sa to kombináciou dvoch metód:

**Metóda prvá:** určuje odberné miesta a ich počet podľa pedologických noriem, tak ako uvádza STN 46 5331, ktorá vychádza z princípu vytýčených uhlopriečok. Uvedená metóda predpokladá zachytenie čo najväčšieho rozsahu pôdnych typov, ktoré cez sledovanú parcelu prechádzajú.



Obrázok 2 Uznávaná stratégia pre precízne poľnohospodárstvo  
 (1) field map, (2) GPS, (3) Localized field, (4) Monitoring points, (5) ArcView 3.2, Spline Method,  
 (6) variability representation, (7) application map (irrigation rate), (8) variable water distribution,  
 (9) speed

**Metóda druhá:** vzorka sa odoberá zo stredu políčka, pričom tento spôsob sa označuje ako bodový odber vzoriek v rámci mriežky. Ustálil sa názov systematicky rozložená vzorkovanie (obr. 3).



Obrázok 3 Metóda mriežkového bodového odberu (systematicky rozložená štvorcová mriežka)  
 (Site-Specific Handbook, 1997)

Tretím krokom je zvoliť si tú správnu vstupnú informáciu. Pre stanovenie závlahovej dávky je podstatná vlastnosť momentálna vlhkosť pôdy. Stanoví sa **gravimetrickou metódou** podľa normy ON 46 5321.

Vážením pôdnej vzorky pred a po jej vysušení sa stanoví podiel vody vo vzorke k tuhej fáze pôdy (hmotnostná vlhkosť) alebo k celkovému objemu pôdy (objemová vlhkosť; Antal, Igaz, 2006).

Ďalším krokom bude tieto informácie spracovať na PC. Využije sa k tomu program ArcView 3.2 s nadstavbou Spatial Analyst 1.1. Interpolačná metóda, ktorá sa použije, sa nazýva *Spline*. Následne sa zostrojí aplikačná mapa a k nej prislúchajúca pomocná tabuľka. Jednoznačne sa použijú pásové zavlažovače s postrekovačom. Plynulá zmena závlahovej dávky sa uskutoční plynulou zmenou rýchlosti.

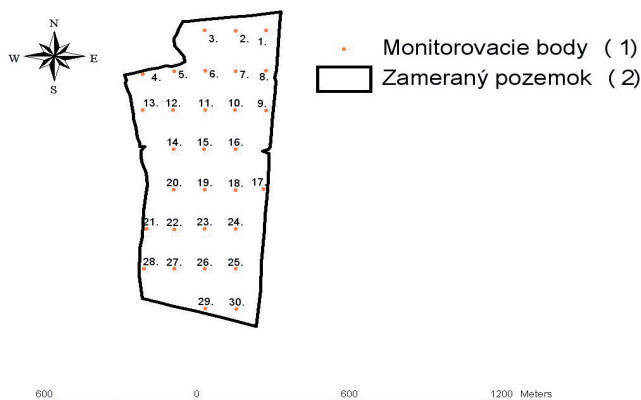
### 3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Experimenty sa uskutočnili na pozemku poľnohospodárskeho podniku Agrocoop a. s. Imeľ. Uvedený podnik sa nachádza na juhozápadnom Slovensku v okrese Komárno. Záujmové územie Poľnohospodárskeho podniku Agrocoop a. s. Imeľ je súčasťou Podunajskej nížiny na nive medzi riekami Nitra a Žitava, konkrétne je na Podunajskej rovine. Celé územie poľnohospodárskeho podniku zaberá prakticky súvislý celok v juhozápadnej nížine. Terén územia poľnohospodárskeho podniku je rovinný, so svahovitosťou v rozmedzí 0–2°. Podľa pôdno-klimatických pomerov patrí podnik do kukuričnej výrobnjej oblasti. Pôdotvorný proces vytvoril pôdy černoziemného typu – v prevažnej miere černozem karbonátový a z časti sú tu i černice černozemné a černozem arenická. Sú to pôdy hlboké s hlbokým humusovým horizontom. Sú to hlinito-piesočnaté až hlinité pôdy so striedaním zrnitosti v horizontoch pôdneho profilu. Obsah humusu v ornici je 1,3–3%. Pôdna reakcia v ornici je pH 7,1–7,6.

Zrážkou možno územie zaradiť do aridnej, silne suchej oblasti s priemerným dlhodobým ročným úhrnom zrážok 547 mm (za obdobie 1951–1980), pričom zrážky sú nerovnomerne rozložené (Zborník prác SHMÚ, 1991).

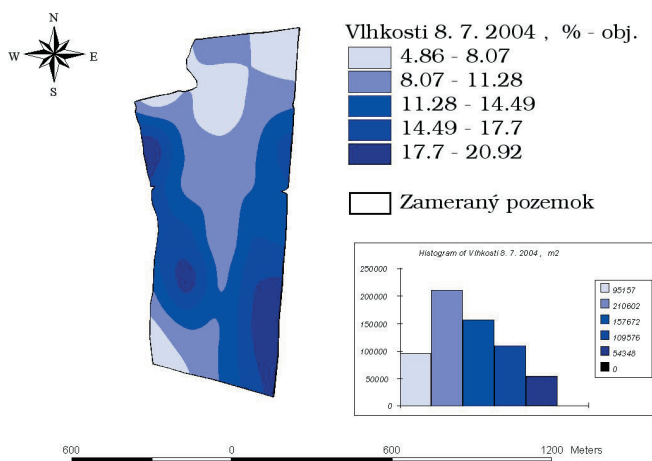
Teplota dosahuje najvyšší stupeň v júli, najnižší v januári a vo februári. Priemerná ročná teplota je 9,9°C a priemerná teplota za vegetačné obdobie je 16,6°C, zrážky za vegetačné obdobie sú 355 mm (roky 1951–1980). Nadmorská výška územia sa pohybuje okolo 107–110 m n. m. Presnejšie môžeme povedať, že patrí do agroklimatickej makrooblasti tepelnej, podoblasti veľmi suchej, okrsku prevažne miernej zimy. Priemerný počet dní so snehovou prikrývkou je 37 dní. Výsledky sú z hydrometeorologickej stanice v Hurbanove (Zborník prác SHMÚ, 1991).

Podľa danej metodiky sa stanovili hranice pozemku a sú zobrazené na obr. 4. Tieto údaje sa z GPS preniesli pomocou datového kábla do PC. Až potom bolo možné stanoviť polohu jednotlivých monitorovacích bodov. Rozmiestnenie jednotlivých monitorovacích bodov sa vykonávalo programom „Geometric v 1.0 (kombinácia metód uvádzaných v metodike)“. Tento program pracuje v súradnicovom systéme S-JTSK. Výstup z programu (rozmiestnenie bodov) je znázornený na obr. 4.



Obrázok 4 Rozmiestnenie monitorovacích bodov

Po získaní hraníc pozemku a polohy monitorovacích bodov sa mohlo pristúpiť k samotnému stanoveniu momentálnej vlhkosti pôdy. Tieto merania vlhkosti pôdy sa uskutočnili 8. 7. 2004 (obr. 5). Na obr. 5 sa zobrazila priestorová variabilita momentálnej vlhkosti pôdy na zameranom pozemku. Vlhkosť pôdy sa pohybovala v intervale (4,86–20,92)% objemových. Toto rozpätie sa rozdelilo do 5 tried. Najväčšie zastúpenie mal interval (8,07–11,28)% objemových a to na ploche 21,06 ha. Najmenšie zastúpenie na ploche 5,44 ha mal interval momentálnej vlhkosti pôdy (17,7–20,92) ha. Štatistické zhodnotenie sa uviedlo v tabuľke 1. Z týchto hodnôt vyplýva, že stredná hodnota bola 11,4% objemových. Variačné rozpätie bolo 13,88%-objemových. Variačný koeficient bol 33,7%. V oblasti zavlažovania je to pre meraní vlhkosť dosť vysoká hodnota. Je jasné, že použitie presného zavlažovania sa bude javiť ako výhodné.



Obrázok 5 Mapa vlhkosti 8. 7. 2004

Keďže sa už získala mapa variability vlhkosti pôdy je treba pristúpiť k samotnému naplánovaniu a uskutočneniu experimentu. Ako prvé je treba naplánovať rozmiestnenie zavlažovačov (obr. 7). Pri zavlažovaní sa použili zavlažovače firmy Bauer Rainstar 90/300 (obr. 6). Tento obrázok ďalej poukazuje na panel ovládania zavlažovača (ECOSTAR 4000S), pripojenie zavlažovača a použitý koncový úderový postrekovač. Keďže tento zavlažovač nemal palubný počítač vybavený funkciou „plynulá zmena závlahovej dávky“, bolo treba zmenu vykonávať manuálne. Plynulá zmena dávky prebiehala plynulou zmenou rýchlosti navíjania. Rýchlosť navíjania (tým pádom aj veľkosť závlahovej dávky) sa menila pomocou tlačidiel na zvyšovanie rýchlosti (↑) a na znižovanie rýchlosti (↓) (obr. 6). Výhoda bola v tom, že sa mohla meniť počas zavlažovania.

Tabuľka 1 Štatistické zhodnotenie výsledkov vlhkosti pôdy

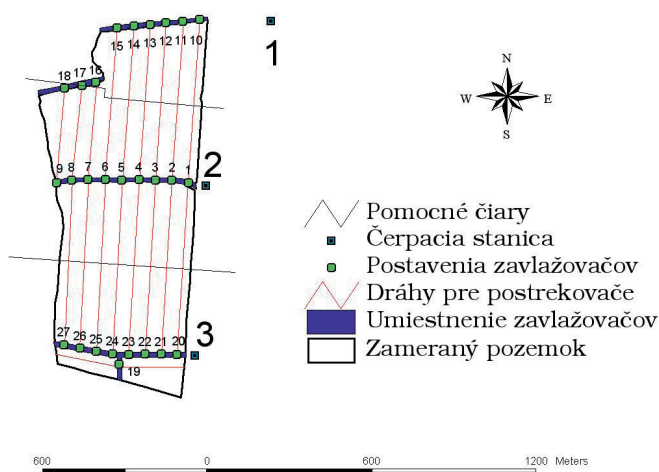
Štatistická hodnota	Vlhkosť pôdy
	8. 7. 2004
<b>Stredná hodnota</b>	11,40
<b>Rozdiel max – min</b>	13,88
<b>Minimum</b>	5,26
<b>Maximum</b>	19,14
<b>Počet</b>	28,00
<b>Variačný koeficient, %</b>	33,70



Obrázok 6 Pripojenie zavlažovača

Ako prvé bolo treba zabezpečiť prívod vody. Podnik disponoval vlastným zdrojom vody. Ten sa uskutočnil pomocou čerpacích staníc (obr. 7). Na týchto staniciach sa nachádzal elektromotor s čerpadlom. Ako vyplýva z obr. 7, na pozemku boli tri čerpacie stanice

– studne. Čerpacia stanica č. 3 bola nefunkčná. To znamená, že zavlažovače sa museli napájať z čerpacích staníc č. 1 a 2. Ďalší problém bol v tom, že naraz mohli byť na jednu čerpaciu stanicu napojené len 3 zavlažovače pre dosiahnutie požadovaného výkonu, pretože ich výkon bol limitovaný. Použitý elektromotor mal výkon 35 kW. Ním poháňané čerpadlo malo objemovú výkonnosť  $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Podľa tabuľkovo udávaných hodnôt od firmy Bauer pre zavlažovač (výkonové parametre) sa pri použití priemeru dýzy 20,0 mm, a tlaku na dýze 0,3 MPa určila spotreba vody  $26,6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . To znamená, že súčasne mohlo pracovať maximálne šesť zavlažovačov. Na obr. 7 sa znázornilo možné umiestnenie zavlažovačov a dráhy pre pohyb koncového postrekovača. Rozstup medzi susednými dráhami bol 60 m. Ďalej sa znázornilo číselné postavenie zavlažovačov. Vzďialenosť medzi postaveniami zavlažovačov 1 a 10 bola 590 m ( $290 + 300$ ). Medzi postaveniami zavlažovačov 1 a 20 bola dĺžka 620 m ( $310 + 310$ ). Maximálny počet pozícií pre pásové zavlažovače bol 27. Z týchto 27 pozícií bolo pre zavlažovanie celého pozemku potrebných 24, a to (1–15, 19–27). Pozície 16, 17 a 18 sa nepoužili.



Obrázok 7 Prívod vody a postavenie zavlažovačov

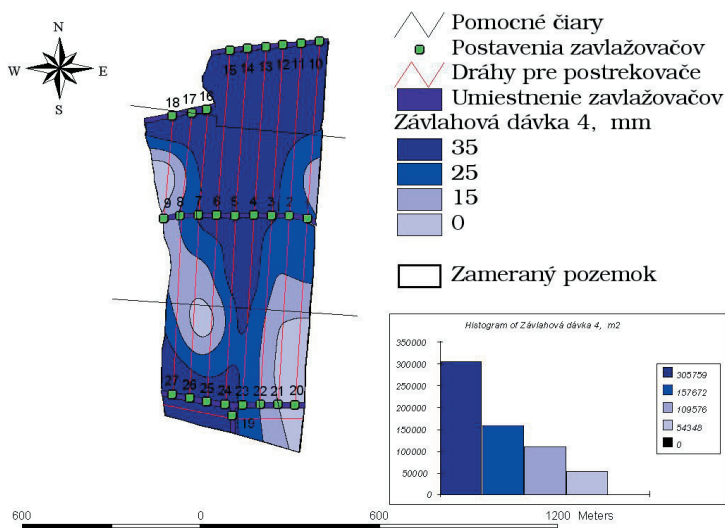
Závlahová dávka sa pohybovala v rozmedzí 0–35 mm (obr. 8) a stanovila sa podľa normy ON 83 0635. Aplikovala sa na rozlohe pozemku 54,86 ha (92,81 % z plochy 59,1 ha). Pri nastavení zavlažovača podľa tabuľky udávanej výrobcom pre priemer dýzy 20 mm, tabuľkovej šírky zavlaženého pásu 67 m sa nastavili nasledovné ostatné parametre:

- Pre 35 mm – vstupný tlak 0,46 MPa – rýchlosť navíjania  $11 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$
- Pre 25 mm – vstupný tlak 0,47 MPa – rýchlosť navíjania  $16 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$
- Pre 15 mm – vstupný tlak 0,48 MPa – rýchlosť navíjania  $26 \text{ m} \cdot \text{h}^{-1}$

Závlahová dávka na pozícií č. 19 už nebola potrebná, pretože pestovaná plodina (zemiaky) bola už vyzbieraná. Veľkosť závlahovej dávky 35 mm sa aplikovala na ploche 29,25 ha. Medzi dávkami 0 mm a 35 mm sa nachádzali dávky 25 mm (na ploche 15,16 ha) a 15 mm (na ploche 10,45 ha). Z obrázku sa v danom programe (ArcView 3.2) presne



stanovili dĺžky jednotlivých farebných zón a vypočítali časy potrebné pre danú závlahovú dávku.



Obrázok 8 Závlahová dávka 4

## ZÁVER

Pri zavádzaní presného poľnohospodárstva je zrejmé, že ako prvé je treba si pozemok zamerať. Rozloha pozemku bola 62,5 ha. Následne sa stanovili polohy jednotlivých monitorovacích bodov. Ich počet bol 30. V týchto bodoch sa stanovili momentálne vlhkosti pôdy. Následne v danom programe ArcView 3.2 sa zostrojila mapa vlhkosti pôdy – variabilita na danom pozemku. Zo zistenej variability vlhkosti pôdy na danom pozemku bolo možné stanoviť veľkosť závlahovej dávky. Tá sa pohybovala v rozmedzí od 0 do 35 mm a rozdelila sa do 4 tried. Závlahová dávka 15 mm sa aplikovala na ploche 10,45 ha. Závlahová dávka 25 mm sa aplikovala na ploche 15,16 ha. Maximálna závlahová dávka bola 35 mm a aplikovala sa plochu 29,25 ha.

Ak by sa však použila konštantná závlahová dávka na celý pozemok, činila by spotreba vody 17 730 m<sup>3</sup> (na ploche 59,1 ha, t. j. bez pozície 19) a spotreba elektrickej energie 9 530,5 kWh. Pri precíznom zavlažovaní spotreba vody činila len 15 595 m<sup>3</sup> a spotreba elektrickej energie činila 7 557,9 kWh. Z výsledkov je zrejma úspora vody (2 135 m<sup>3</sup>) aj úspora energie (1 972,6 kWh), čo samozrejme súvisí aj s úsporou finančných položiek.

## LITERATÚRA

AL-KARADSHEH, E. 2003. Potentials and development of precision irrigation technology. Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL), Braunschweig. 2003. Dostupné na internete: <http://www.uni-kassel.de/fb11/agrartechnik/Fachgebiet/pdf/Karadsheh-english.pdf>

- AL-KARADSHEH, E. – SOURELL, H. – SOMMER, C. 2003. Teilflächenspezifische Beregnung – Precision irrigation. In: Jahresbericht 2003 [online]. Braunschweig: FAL, 2003, s 131–132. Dostupné na internete: <http://www.fal.de/index.htm?page=/de/publikationen/default.htm>. ISSN 0171-5801.
- ANTAL, J. – IGAZ, D. 2006. Aplikovaná agrohydrologia.. 4. vydanie. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2006, 210 s. ISBN 80-8069-669-1.
- BAKER, P. – SIMONÍK, J. 1989. Stroje pre zemné a melioračné práce. Nitra: Vysoká škola poľnohospodárska v Nitre, 1989. 205s.
- EVANS, R. G., HAN, S., KROEGER, M. W., SCHNEIDER, S. M., 1996. Precision center pivot irrigation for efficient use of water and nitrogen. Proceedings of the 3rd International Conf. on Precision Agr. ASA-CSSA-SSSA, Madison, WI, USA, pp. 75–84.
- EVANS, G. W. – HARTING, G. B. 1999. Precision irrigation with center pivot systems on potatoes. In: Proc. ASCE 1999 International Water Resources Engineering Conference. August 8–11. Seattle, WA.
- KING, B. A., I. R. MCCANN, C. V. EBERLEIN, AND J. C. STARK. 1999. Computer control system for spatially varied water and chemical application studies with continuous-move irrigation systems. Comp and Elect in Agr 24:177–194.
- LÜTTGER, A. – DITTMANN, B. – SOURELL, H. 2005. Leitfaden zur Beregnung landwirtschaftlicher Kulturen. Ministerium für Ländliche Entwicklung, Umwelt und Verbraucherschutz des Landes Brandenburg (MLUV): september 2005. 16 s. Dostupné na internete: [www.mlub.brandenburg.de/info/beregnung](http://www.mlub.brandenburg.de/info/beregnung)
- NOZDROVICKÝ, L., RATAJ, V., MIHAL, P.: Mechanizácia rastlinnej výroby a jej hospodárne využívanie. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 1997, 127 s.
- ON 46 5321: Meranie vlhkosti pôdy (1969).
- ON 83 0635: Potreba závlahové vody při doplňkové závlaze (1972).
- SANDERS, J., JIM H., C. KVIEN AND STUART P. 2000. Analysis of the Benefits of Precision Irrigation in S. Georgia. <http://nepsal.cpes.peachnet.edu/home/links/agwateruse/initiative/precision.asp>
- SITE-SPECIFIC HANDBOOK. 1997. Fifth Edition. Ag-Chem Equipment Co., Inc., 1997, 44 str.
- SOURELL, H. 2005. Teilflächenspezifische Beregnung – Precision irrigation. Agritechnica-Forum 2, 9 November 2005. Braunschweig. 29 s. Dostupné na internete: [http://download.dlg.org/pdf/feldberegnung/Teilflaechenspezifische\\_Beregnung\\_Heinz\\_Souell.pdf](http://download.dlg.org/pdf/feldberegnung/Teilflaechenspezifische_Beregnung_Heinz_Souell.pdf)
- SOURELL, H. – AL-KARADSHEH, E. 2003. Precision Irrigation Toward Improving Irrigation Water Management. ICID-CIID 2003 – 54th Executive Council of ICID 20th European Regional Conference Montpellier. 14–19 September 2003 [CD-ROM]. Montpellier, France, 7 s.
- STN 46 5331: 1985. Všeobecné požiadavky na odber vzoriek.
- ZBORNÍK PRÁC SLOVENSKEHO HYDROMETEROLOGICKÉHO ÚSTAVU (SHMÚ). 1991. Zväzok 33/I. Bratislava. 239 s. ISBN 80-0500888-0.

**Kontaktná adresa:**

**Ing. Ján Jobbágy, PhD., Ing. Pavol Findura, PhD.**

Katedra strojov a výrobných systémov, Mechanizačná fakulta  
Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra  
e-mail: Jan.Jobbagy@uniag.sk

**Ing. Marián Kučera, PhD.**

Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky TU vo Zvolene  
Študentská 26, 960 53 Zvolen  
e-mail: kucera@vsld.tuzvo.sk

# ANALÝZA MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ ZVAROVÉHO SPOJA KMEŇOVÉHO PÍLOVÉHO PÁSU

## ANALYSIS OF THE MATERIAL PROPERTIES OF BANDSAW BLADE WELDED JOINT

**Daniela KALINCOVÁ**

**ABSTRAKT:** V príspevku je prezentovaná analýza experimentu zvarania a žihania kmeňových pílových pásov, urobená za účelom zistenia vplyvu zvarania a žihania na zmenu mikroštruktúry a materiálových vlastností pílových pásov.

**Kľúčové slová:** nástrojové ocele, zvarový kov, TOO, mikroštruktúra zvarového spoja, tvrdosť, pevnosť v ťahu

**ABSTRACT:** Experimental analysis of welding and annealing bandsaw blades done with the purpose to find their influence on microstructure changes and material properties is presented in this paper.

**Key words:** tool steel, welded metal, thermal impacted arrea, microstructure of welded joint, hardness, tensile strength

### ÚVOD

Namáhanie pílových pásov v prevádzke je zložité, z čoho vyplývajú vysoké nároky na kvalitu nástrojového materiálu a prísne dodržiavanie technologických postupov pri príprave a údržbe pílového pásu počas jeho životnosti. Spoľahlivosť nástrojov na rezanie dreva je podmienená niekoľkými faktormi, ktoré významne ovplyvňujú vlastnosti materiálu pásu a jeho správanie sa pri zaťažení v prevádzke (Prokeš, 1978). Jedným z týchto faktorov je príprava nekonečného pílového pásu zvaraním a následné žihanie zvarového spoja.

### 1. ZVÁRANIE PÍLOVÝCH PÁSOV

Spájanie pílových pásov je jedna z najdôležitejších operácií pri ich výrobe. Spoj má byť celistvý, t.j. bez prítomnosti porúch, má mať požadované vlastnosti. Zvarový spoj pásu môže byť potenciálnym miestom výskytu rôznych defektov ako sú trhliny, mikrotrhliny, neprievary, póry, štruktúrne vruby a pod., preto sú na výber technológie zvarania kladené vysoké požiadavky. V súčasnej praxi sa spájanie pílových pásov robí najčastejšie:

1. **Zváraním elektrickým oblúkom v ochrannej atmosfére plynov** – proces, pri ktorom horenie elektrického oblúka, tavenie základného a prídavného materiálu prebieha v ochrannej atmosfére plynov.
2. **Odporovým stykovým zvaráním** – pri tejto metóde nie je potrebný prídavný materiál a krátky tepelný účinok nespôsobuje také tepelné ovplyvnenie ako pri zvaraní elektrickým oblúkom v ochrannej atmosfére plynov. Tento spôsob zvarovania je zvlášť vhodný pre nízkouhlíkové nástrojové ocele (Melander, 1995).

## 1.1 Zváranie pílových pásov

Zváranie pílových pásov bolo realizované v podmienkach Vývojových dielni a laboratórií TU Zvolen použitím špeciálneho zariadenia na zváranie pílových pásov v ochrannej atmosfére plynov – metódou MIG (obr. 1), s použitím ochrannej atmosféry čistého argónu.

**Prídavný materiál** (chemické zloženie uvádza tab. 1): označenie – OK Autrod 12.56, priemer drôtu –  $\varnothing$  1,2 mm.

Tabuľka 1 Chemické zloženie prídavného materiálu OK Autrod 12.56

	C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
Min.	0,06	0,7	1,3		
Max.	0,14	1,00	1,6	0,025	0,025

Zastrihnuté konce pílového pásu boli pri zvaraní upnuté pomocou upínacích čeľustí do zváracieho zariadenia tak, aby nedošlo počas zvarovania k ich presadeniu. Po zvarení sa pílový pás uvoľnil z upínacích čeľustí a nasledovalo žihanie zvarového spoja.

## 1.2 Žihanie pílových pásov

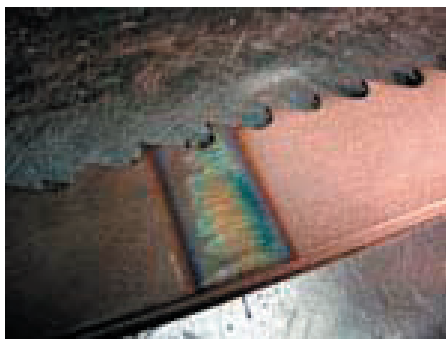
Experimentálny ohrev na žihacie teploty (555 °C a 680 °C) bol realizovaný propán – butánovým horákom (obr. 2). Počas žihania bol pás zaťažený. Ochladzovanie prebiehalo prirodzeným chladením na teplotu okolia. Obr. 3 dokumentuje stav pílového pásu po žihaní. Po žihaní bolo prevýšenie zvaru upravené brúsením.



Obr. 1 Zváracie zariadenie



Obr. 2 Zariadenie na žihanie zvar. spojov



Obr. 3 Pílový pás po žíhaní zvarového spoja

## 2. VYHODNOTENIE VPLYVU ZVÁRANIA A ŽÍHANIA NA MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI PÍLOVÉHO PÁSU

Experimentálne boli zvárané a vyžíhané vzorky pílových pásov z materiálu C75. Teploty žíhania boli merané pomocou termokried. Za účelom zistenia vplyvu zvárania a žíhania na pôvodný materiál pílového pásu boli urobené nasledovné skúšky:

- **Meranie tvrdosti** – priebeh tvrdostí od osi zvaru cez TOO (teplom ovplyvnená oblasť) do základného materiálu na vzorkách zváraných aj žíhaných bol zistený Vickersovou metódou HV 10.
- **Vyhodnotenie mikroštruktúry** zvarových spojov a spojov po žíhaní – štruktúra bola hodnotená na priečných rezoch zvarovými spojmami pomocou metalografického mikroskopu Neophot 2.

## 3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

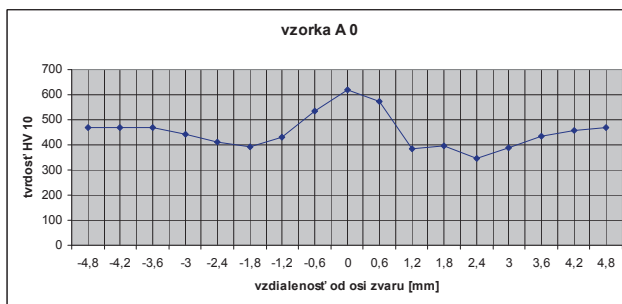
### 3.1 Meranie tvrdostí

**Vzorka A 0** – materiál C75 – uhlíková nástrojová ocel' s obsahom prvkov: 0,72%C, 0,49%Mn, 0,24%Si, po zváraní nežíhaná.

Tvrdosť bola meraná na tvrdomeri HPO 250 metódou HV 10, vzdialenosť vtláčkov odpovedá požiadavkám normy STN EN 1043-1.

Tabuľka 2 Namerané hodnoty tvrdosti vzorky A 0

L (mm)	-4,8	-4,2	-3,6	-3	-2,4	-1,8	-1,2	-0,6	0	0,6	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8
HV 10	468	468	468	442	413	394	429	536	620	572	383	397	345	390	433	459	468



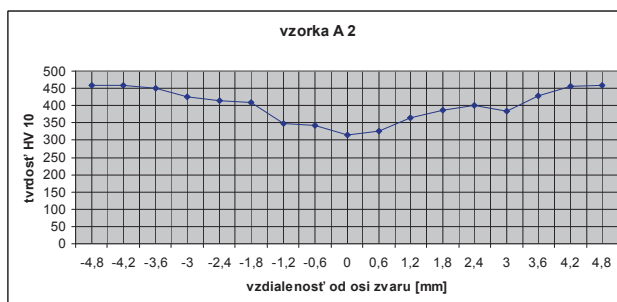
Obr. 4 Priebeh tvrdostí vo zvarovom spoji bez žihania

Z grafického záznamu (obr. 4) je vidieť, že zvarový kov má vyššie hodnoty tvrdosti ako TOO a základný materiál.

**Vzorka A 2** – materiál C75, spoj po zváraní žiháný – žihacia teplota 555 °C.

Tabuľka 3 Namerané hodnoty tvrdosti vzorky A 2

L(mm)	-4,8	-4,2	-3,6	-3	-2,4	-1,8	-1,2	-0,6	0	0,6	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8
HV 10	459	459	450	425	413	409	348	342	314	327	366	387	401	383	429	455	459



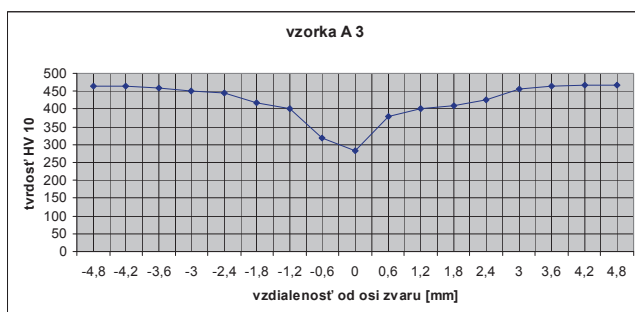
Obr. 5 Priebeh tvrdostí HV 10 – vzorka A 2 žihaná pri teplote 555 °C

Vzorka A 2 vykazuje po žihaní zníženú tvrdosť zvarového kovu na min. hodnotu 314 HV 10 (obr. 5).

**Vzorka A 3** – materiál C75, spoj po zváraní žiháný – žihacia teplota 680 °C.

Tabuľka 4 Namerané hodnoty tvrdosti vzorky A 3

L(mm)	-4,8	-4,2	-3,6	-3	-2,4	-1,8	-1,2	-0,6	0	0,6	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8
HV 10	464	464	459	450	446	417	401	319	283	380	401	409	425	455	464	468	468



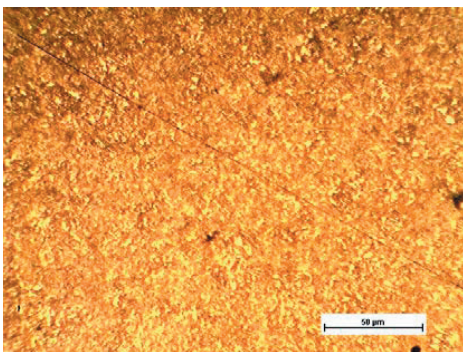
Obr. 6 Priebeh tvrdostí v žíhanom zvarovom spoji

Po žíhaní zvarového spoja došlo k značnému zníženiu tvrdostí v mieste zvarového kovu (obr. 6).

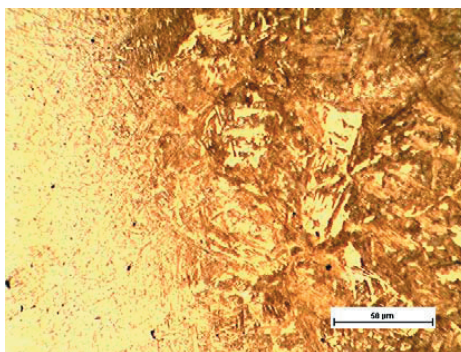
### 3.2 Vyhodnotenie mikroštruktúry

Vzorky z priečného rezu zvarovým spojom boli pripravené štandardnou metódou, brúsením na metalografických papieroch, leštením pomocou emulzie  $Al_2O_3$  a leptaním – vyvolaním mikroštruktúry 1% Nitalom. Na obr. 7 je mikroštruktúra základného materiálu pásu. Je jemnozrná, sorbitická, charakteristická pre zušľachtený stav materiálu (Prokeš, 1978). Na obr. 8 je dokumentovaná hranica natavenia zvarového spoja, kde vidieť zhrubnuté zrná v prehriatej TOO zvaru, na obr. 9 je mikroštruktúra zvarového kovu – jemnozrný acikulárny ferit s postranným feritom (Brziak a kol., 2003).

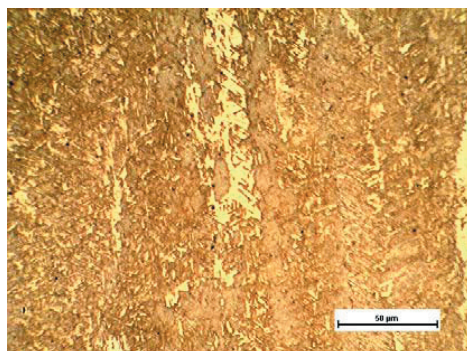
#### Vzorka A0 – nežíhaný zvarový spoj



Obr. 7 Mikroštruktúra základného materiálu



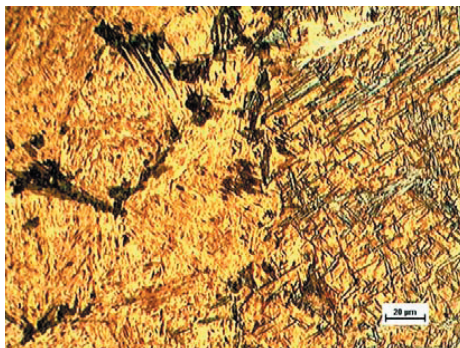
Obr. 8 Mikroštruktúra hranice natavenia



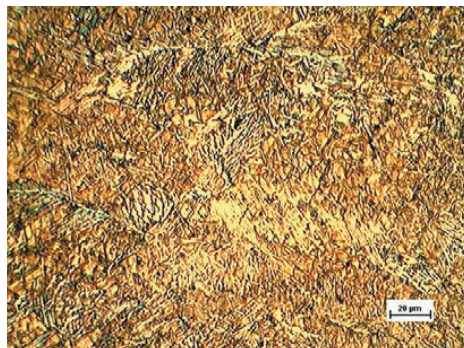
Obr. 9 Mikroštruktúra zvarového kovu

### Vzorka A2 – žiháný zvarový spoj

Na obr. 10 je dokumentovaná mikroštruktúra hranice natavenia. Deklarovaná teplota žihania 555 °C bola pravdepodobne vplyvom nepresnosti merania termokriedami prekročená, čo potvrdzuje stav mikroštruktúry v TOO tejto vzorky. Zvarový spoj bol pri žihaní vyhriaty až do oblasti austenitu. TOO je po rozpade austenitu tvorená jemnozrnným martenzitom, po hraniciach zhrubnutých pôvodných austenitických zŕn je pravdepodobne zvyškový austenit. Na obr. 11 je mikroštruktúra popusteného zvarového spoja, jemnozrnná feriticko-karbidická zmes bez voľného feritu. Tento stav korešponduje aj s nameranými hodnotami tvrdosti.



Obr. 10 Mikroštruktúra hranice natavenia



Obr. 11 Mikroštruktúra zvarového kovu

## 4. ZÁVER

Na základe porovnania hodnotených vlastností materiálu pilového pásu po tepelnom ovplyvnení zvarovaním a žiháním je možné konštatovať, že operácia žihania pásu je potrebná,



opodstatnená, zníži sa tvrdosť zvarového spoja, zlepši sa jeho plasticita, čím sa zníži náchylnosť na tvorbu trhlín pri prevádzkovom namáhaní pásu. Je však nutné navrhnuť vhodnejšie teploty žihania zvarov, ktoré budú rešpektovať chemické zloženie nástrojového materiálu a použiť presnejšie zariadenia na meranie teploty žihania (pyrometer, termokamera), aby sa dosiahli požadované vyššie úžitkové vlastnosti nástroja. Toto bude úlohou ďalších experimentov v tejto oblasti.

*Príspevok je prezentovaný v rámci riešenia grantovej úlohy MŠ SR č. 1/3517/06: „Modelovanie environmentálnej spoľahlivosti lesných a drevárskych strojov v nadväznosti na použité materiály a bezpečnosť prevádzky.“*

## LITERATÚRA

- PROKEŠ, S.: 1978. *Obrábanie dreva a nových hmôt z dreva*. Praha: SNTL, 1978, 583 s. 04-817-78
- BRZIAK, P., BERNASOVSKÝ, P. A KOL.: 2003. *Materiály a ich správanie sa pri zváraní*. Bratislava: Výskumný ústav zvaračský – Priemyselný inštitút SR, 2003, 355s. ISBN 80-88734-10-X
- MELANDER, C.: 1995. *Uddeholm strip steel AB*, Konsult AB Tripol. 1995. ISBN 91-972392-2-4
- STN EN 1043-1:1998, *Deštruktívne skúšky zvarov kovových materiálov, Skúšanie tvrdosti – Časť 1: Skúška tvrdosti spojov zhotovených oblúkovým zváraním*.

### Kontaktná adresa:

**Ing. Daniela Kalincová PhD.**

Katedra výrobných technológií a materiálov  
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky  
Technická univerzita vo Zvolene  
Študentská 26  
960 53 Zvolen  
tel. č. 045/5206861  
e-mail: danielak@vsld.tuzvo.sk



## SKÚŠANIE MATERIÁLOV TESNENÍ V EKOLOGICKY PRIAZNIVEJŠÍCH HYDRAULICKÝCH OLEJOCH. ČASŤ 2 – STANOVENIE TVRDOSTI

### PRÜFUNG DER DICHTUNGSWERKSTOFFEN IN UMWELTFREUNDLICHEREN HYDRAULIKÖLE. TEIL 2 – BESTIMMUNG DIE HÄRTE

**Marián KUČERA**

**Zusammenfassung:** Die zur Charakterisierung gummielastischer Werkstoffe am meisten benutzte Kenngröße ist die Härte. Die Prüfung der Elastomeren in umweltfreundlicheren Ölen wird mit den Prüferäten nach Shore A bzw. D und IRHD vorgenommen. Im Prüflabor werden die Messungen nach den in DIN 53 505 festgelegten Bedingungen durchgeführt. Eine andere Methode für Messungen im Prüflabor ist die Bestimmung des internationalen Gummihärtegrads (IRHD; STN ISO 48) als Eindringtiefmessung einer definierten Kugel unter definierter Kraft. Die Prüfkörper sollten möglichst eben sein, nicht hohl liegen. Die Probe und das Messgerät immer parallel halten und die Ablesezeit genau einhalten.

**Schlüsselwörter:** Härte, Shore A/D, IRHD, Prüfungen von Elastomeren, umweltverträglicher Hydrauliköle

**Abstrakt:** Charakteristickou vlastnosťou gumoelastických materiálov je tvrdosť. Pre skúšku tvrdosti na normalizovaných skúšobných telieskach z elastomerných materiálov v ekologicky priaznivejších olejoch môžeme použiť dva základné postupy: Shore A resp. D a IRHD. V laboratórných podmienkach sa vykonávajú merania podľa podmienok, ktoré stanovuje norma DIN 53 505 (Shore A/D). Druhou metódou merania tvrdosti skúšobných teliesok je stanovenie tvrdosti v medzinárodných stupňoch tvrdosti gumy (IRHD; STN ISO 48). Tvrdosť sa určuje z hĺbky vtláčania sférického hrotu tvrdomeru špecifickou silou do gumového skúšobného telieska. Vrchné a spodné povrchy skúšobných teliesok musia byť ploché, hladké, navzájom paralelné a čas odčítania musí byť rovnako dodržaný. Na porovnávanie tvrdosti sa musia vyrobiť skúšobné telieska rovnakej hrúbky.

**Kľúčové slová:** tvrdosť, Shore A/D, IRHD, skúšanie elastomérov, ekologicky priaznivejšie hydraulické oleje

## 1. ÚVOD

Tvrdosť patrí po priebehoch odolnostných vlastností (objemové zmeny) k jednej z najčastejšie skloňovanej charakteristickej veličine materiálov tesniacich prvkov. Napriek tomu môže byť jej hodnota klamlivá.

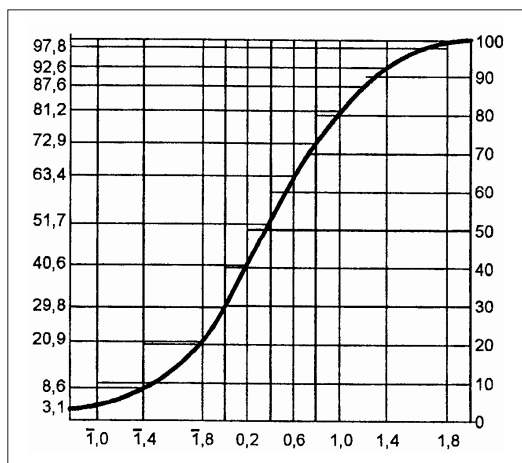
Skúška tvrdosti spočíva v meraní rozdielu medzi hĺbkou vtláčenia guľôčky do skúšobného materiálu pri malej kontaktnej a veľkej celkovej sile. Vzťah medzi rozdielom hĺbky vtláčenia a tvrdosťou vyjadrenou v medzinárodných stupňoch tvrdosti gumeny je založený na:

- a) vzťahu pre dokonalé elastické izotropné materiály medzi rozdielom hĺbky vtláčenia guľôčky  $D$ , vyjadrenou v stotínach milimetra a Youngovým modulom  $E$ , vyjadreným v MPa, podľa

$$\frac{F}{E} = 0,0038 * r^{0,65} * D^{1,35} \quad (1)$$

kde  $F$  – vtláčacia sila v N;  
 $r$  – polomer guľôčky v mm;

- b) použitie krivky normálneho rozdelenia (normálna krivka v integrálnej forme), krivky vzťahu  $\log_{10} E$  k tvrdosti v medzinárodných stupňoch tvrdosti gumeny, uvedenej na obrázku 1. Táto krivka je definovaná nasledovnými parametrami:
1. hodnotou  $\log_{10} E$  zodpovedajúcej strednej hodnote krivky: 0,364 (pri vyjadrení  $E$  v MPa),
  2. maximálnym sklonom: 57 IRHD na jednotku zvýšenia  $\log_{10} E$ .



Obr. 1 Závislosť medzi  $\log_{10} E$  a tvrdosťou od 3 do 100 IRHD

## 2. SKÚŠOBNÉ POSTUPY

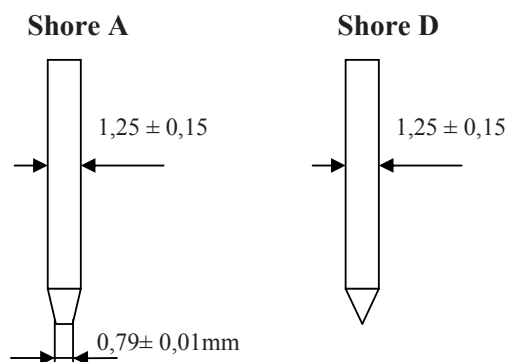
Pre skúšku tvrdosti na normalizovaných skúšobných telieskach z elastomerných materiálov v ekologicky priaznivejších hydraulických olejoch môžeme použiť dva základné postupy:

- stanovenia tvrdosti v Shore A/D podľa STN ISO 48/DIN 53 505/ASTM D 2240. Guma alebo termoplastické elastoméry. Stanovenie tvrdosti. Podľa Shora je prevažne meraná tvrdosť elastomérov s hrúbkou materiálu väčšou ako 6 mm.
- stanovenia tvrdosti v medzinárodných stupňoch tvrdosti gummy IRHD podľa STN ISO 48/DIN 53 519, list 1 a 2/ASTM 1414 a 1415. Guma alebo termoplastické elastoméry. Stanovenie tvrdosti (tvrdosť od 10 IRHD do 100 IRHD)

Hodnoty tvrdosti sú závislé od napätovo-deformačných vlastností elastoméru pri stlačení, ktoré popisuje medzinárodná norma ISO 7743. Skúšobná teplota je v zmysle normy ISO 471  $23 \pm 2$  °C. V prípade, že sa skutočná teplota odchyli od požadovanej skúšobnej teploty, ktorú v netemperovaných miestnostiach nemôžeme zaručiť, zaznamenávame zmenu tvrdosti tesniacich materiálov až do 4%.

### A. Stanovenie tvrdosti metódou Shore A/D

Sférický hrot tvaru zrezaného kužela (Shore A) je použiteľný pre oblasť tvrdosti v rozsahu 10 až 90. Pre tvrdšie skúšobné telesá sa používa sférický hrot zobrazený na obr. 2 (Shore D)



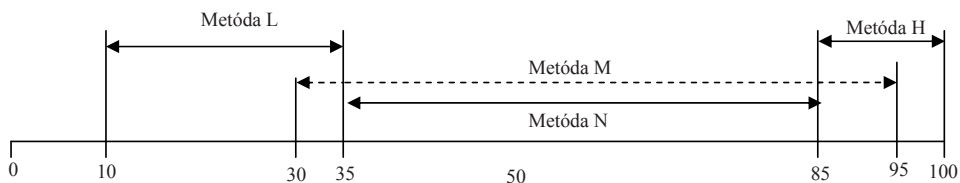
Obr. 2 Skúšobné sférické hroty pre stanovenie tvrdosti metódou Shore A resp. D

### B. Stanovenie tvrdosti metódou IRHD

Norma STN ISO 48 popisuje štyri metódy stanovenia tvrdosti vulkanizátov alebo termoplastických kaučukov na rovných povrchoch v medzinárodných stupňoch tvrdosti gummy IRHD pre ekologicky priaznivejšie hydraulické kvapaliny:

- metóda N – normálna skúška;
- metóda H – skúška pre vysoké tvrdosti;
- metóda L – skúška pre nízke tvrdosti;
- metóda M – mikroskúška;

Metódy sa odlišujú hlavne priemerom vtláčanej guľôčky a veľkosťou vtláčacej sily. Rozsah použiteľnosti jednotlivých metód je zobrazený na obr. 3



Obr. 3 Rozsah použiteľnosti skúšobných metód v stupňoch tvrdosti IRHD

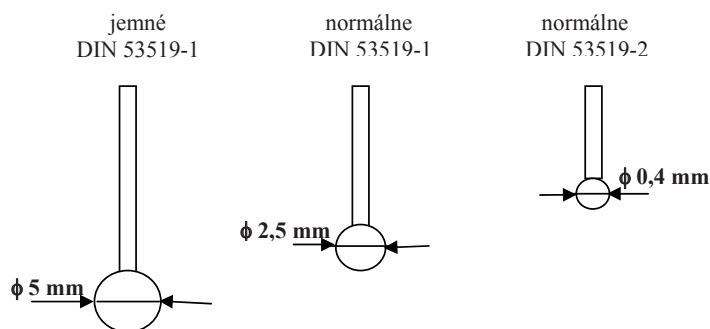
**Metóda N:** normálna skúška tvrdosti je skúšobná metóda vhodná na skúšanie telies s hrúbkou väčšou alebo rovnou 4 mm. Jej použitie sa odporúča pre gumené a termoplastické elastoméry v rozsahu od 35 IRHD do 95 IRHD.

**Metóda H:** skúšobná metóda vhodná na skúšanie telies s hrúbkou väčšou alebo rovnou 4 mm v rozsahu od 85 IRHD do 100 IRHD.

**Metóda L:** skúšobná metóda vhodná na skúšanie telies s hrúbkou väčšou alebo rovnou 6 mm v rozsahu od 10 IRHD do 35 IRHD.

**Metóda M:** mikroskúška tvrdosti je v podstate zmenšenou verziou normálnej skúšobnej metódy N, ktorá umožňuje skúšanie skúšobných teliesok s hrúbkou menšou ako 4 mm. Jej použitie sa odporúča pre gumené a termoplastické elastoméry v rozsahu od 30 IRHD do 95 IRHD.

Tvary skúšobných sférických hrotov pre stanovenie tvrdosti gumy v medzinárodných stupňoch IRHD zobrazuje obr. 4



Obr. 4 Skúšobné sférické hroty pre stanovenie tvrdosti v medzinárodných stupňoch tvrdosti gumy IRHD

### 3. DEFINÍCIE

#### 3.1 Medzinárodné stupne tvrdosti (IRHD)

Stupnica tvrdosti je zvolená tak, že „0“ predstavuje tvrdosť tesniaceho materiálu s nulovým Youngovým modulom (najmenšia tvrdosť), „100“ predstavuje tvrdosť materiálu tesnenia s nekonečným Youngovým modulom (najväčšia tvrdosť). V normálnych rozsahoch tvrdosti sú zvyčajne splnené nasledujúce podmienky:

- jeden medzinárodný stupeň tvrdosti gummy predstavuje približne rovnaký pomerný rozdiel Youngovho modulu,
- pre vysokoelastické materiály sú stupnice IRHD a tvrdomeru Shore A porovnateľné.

#### 3.2 Štandardná tvrdosť (označená písmenom S)

Tvrdosť udávaná ako najbližšie celé číslo v medzinárodných stupňoch tvrdosti gummy stanovené postupmi podľa metód N, H, L a M na skúšobných telieskach štandardnej hrúbky, ktorá nie je menšia ako minimum predpísaných bočných rozmerov.

#### 3.3 Zdanlivá tvrdosť

Tvrdosť udávaná ako najbližšie celé číslo v medzinárodných stupňoch tvrdosti gummy stanovené postupmi podľa metód N, H, L a M na skúšobných telieskach neštandardných rozmerov rovnako ako hodnoty tvrdosti stanovené metódami CN, CH, CL a CM (skúšky zdanlivej tvrdosti na zakrivených plochách).

Použité sily a rozmery skúšobných zariadení pre stanovenie tvrdosti jednotlivými metódami sú uvedené v tabuľke 1 a prevod hodnôt D na medzinárodné stupne tvrdosti gummy (IRHD) pri použití metódy N stanovené v zmysle STN ISO 48 je v tabuľke 2.

Tabuľka 1 Použité sily a rozmery skúšobných zariadení

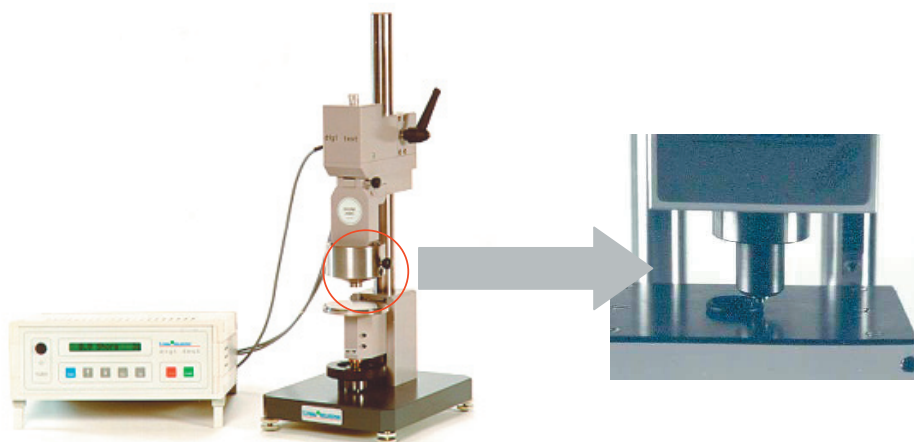
Skúška	Rozmery	Sila pôsobiaca na guľôčku v N Kontaktná Vtláčacia Celková			Sila na pätku
	mm	N	N	N	N
Metóda N (normálna skúška)	Guľôčka 2,5 ± 0,01 Pätka 20 ± 1 Otvor 6 ± 1	0,30 ± 0,02	5,4 ± 0,01	5,7 ± 0,03	8,3 ± 1,5
Metóda H (vysoká tvrdosť)	Guľôčka 1,0 ± 0,01 Pätka 20 ± 1 Otvor 6 ± 1	0,30 ± 0,02	5,4 ± 0,01	5,7 ± 0,03	8,3 ± 1,5
Metóda L (nízka tvrdosť)	Guľôčka 5,0 ± 0,01 Pätka 22 ± 1 Otvor 10 ± 1	0,30 ± 0,02	5,4 ± 0,01	5,7 ± 0,03	8,3 ± 1,5
Metóda M (mikroskúška)	mm	mN	mN	mN	mN
	Guľôčka 0,395 ± 0,005 Pätka 3,35 ± 0,15 Otvor 1,0 ± 0,15	8,3 ± 0,5	145 ± 0,5	153,3 ± 1,0	235 ± 3,0

Medzi hlavné časti prístroja na stanovenie tvrdosti gumených a termoplastických elastomérov patrí:

- vertikálny držiak s tuhou guľôčkou alebo sférickým povrchom na spodnom konci a takým zariadením na podopretie držiaka, aby sa sférický hrot pred pôsobením kontaktnej sily pridržiaval tesne nad povrchom pätky tvaru medzikružia.
- zariadenie na vyvodenie kontaktnej sily a prídavnej vtláčacej sily pôsobiacej na držiak, ktoré sú súčasťou hmotnosti indentora, vrátane všetkých spájacích dielcov a pružiny uvoľňujúcej pôsobenia sily, usporiadané tak, aby sa špecifická sila skutočne prenášala na sférický koniec indentora.
- zariadenie na meranie zväčšenia hĺbky vtláčania guľôčky vyvolané vtláčacou silou, buď v metrických jednotkách alebo odčítajúce priamo v medzinárodných stupňoch tvrdosti IRHD. Použité zariadenie môže byť mechanické, optické alebo elektrické.
- plochá prítlačná pätko tvaru medzikružia, ktorá je kolmá na os držiaka, s hrotom s otvorom v strede. Pätko sa oprie o skúšobné teleso a pôsobí naň tlakom  $30 \text{ kPa} \pm 5 \text{ kPa}$  dovedy, kým celkové zaťaženie na pätko nezodpovedá hodnotám uvedeným v tabuľke 1.

Skúšobné zariadenie na stanovenie tvrdosti priamo odčítavajúce medzinárodné stupne tvrdosti IRHD je na obrázku 5. Jedná sa o univerzálny tvrdomer DigiTest 3105 od firmy Bareiss Prüfgerätebau GmbH. Merací tvrdomer je modulárnym digitálnym skúšobným systémom pre skúšky tvrdosti s plnoautomatickým priebehom merania a vysokou meracou presnosťou umožňujúci meranie všetkých metód „Shore“ a „IRHD“.

Bez prípravy dovoľuje pri rôznych aplikáciách veľmi jednoduché a rýchle ovládanie. Najvýznamnejšou novinkou je modulárna konštrukcia systému a automatická identifikácia indikátorov merania. Na elektronickú jednotku je možné pripojiť vymeniteľné indikátory rôznych metód merania. Akonáhle je indikátor - meracia hlava pripojená k nosnému ramenu, elektronika si ju načíta pomocou vlastného kódu a automaticky sa zobrazí zvolená metóda merania a jej odpovedajúci čas merania. Doteraz potrebná a zdĺhavá voľba požadovaného režimu a jeho nastavenie tým odpadá.



Obr. 5 Univerzálny tvrdomer DigiTest 3105



Tabuľka 2 Prevod hodnôt D na medzinárodné stupne tvrdosti gumy (IRHD) pri použití metódy N

*D – rozdiel hĺbky vtláčenia (v stotínach milimetra), s 2,5 mm guľôčkou*

<b>D</b>	<b>IRHD</b>	<b>D</b>	<b>IRHD</b>	<b>D</b>	<b>IRHD</b>	<b>D</b>	<b>IRHD</b>
0	100,0	46	73,3	92	51,6	138	38,2
1	100,0	47	72,7	93	51,2	139	38,0
2	99,9	48	72,2	94	50,9	140	37,8
3	99,8	49	71,6	95	50,5	141	37,5
4	99,6	50	71,0	96	50,2	142	37,3
5	99,3	51	70,4	97	49,8	143	37,1
6	99,0	52	69,8	98	49,5	144	36,9
7	98,6	53	69,3	99	49,1	145	36,7
8	98,1	54	68,7	100	48,8	146	36,5
9	97,7	55	68,2	101	48,5	147	36,2
10	97,1	56	67,6	102	48,1	148	36,0
11	96,5	57	67,1	103	47,8	149	35,8
12	95,9	58	66,6	104	47,5	150	35,6
13	95,3	59	66,0	105	47,1	151	35,4
14	94,7	60	65,5	106	46,8	152	35,2
15	94,0	61	65,0	107	46,5	153	35,0
16	93,4	62	64,5	108	46,2	154	34,8
17	92,7	63	64,0	109	45,9	155	34,6
18	92,0	64	63,5	110	45,6	156	34,4
19	91,3	65	63,0	111	45,3	157	34,2
20	90,6	66	62,5	112	45,0	158	34,0
21	89,8	67	62,0	113	44,7	159	33,8
22	89,2	68	61,5	114	44,4	160	33,6
23	88,5	69	61,1	115	44,1	161	33,4
24	87,8	70	60,6	116	43,8	162	33,2
25	87,1	71	60,1	117	43,5	163	33,0
26	86,4	72	59,7	118	43,3	164	32,8
27	85,7	73	59,2	119	43,0	165	32,6
28	85,0	74	58,8	120	42,7	166	32,4
29	84,3	75	58,3	121	42,5	167	32,3
30	83,6	76	57,9	122	42,2	168	32,1
31	82,9	77	57,5	123	41,9	169	31,9
32	82,2	78	57,0	124	41,7	170	31,7
33	81,5	79	56,6	125	41,4	171	31,6
34	80,9	80	56,2	126	41,1	172	31,4
35	80,2	81	55,8	127	40,9	173	31,2
36	79,5	82	55,4	128	40,6	174	31,1
37	78,9	83	55,0	129	40,4	175	30,9
38	78,2	84	54,6	130	40,1	176	30,7
39	77,6	85	54,2	131	39,9	177	30,5
40	77,0	86	53,8	132	39,6	178	30,4
41	76,4	87	53,4	133	39,4	179	30,2
42	75,8	88	53,0	134	39,1	180	30,0
43	75,2	89	52,7	135	38,9		
44	74,5	90	52,3	136	38,7		
45	73,9	91	52,0	137	38,4		

#### 4. METODIKA EXPERIMENTÁLNYCH SKÚŠOK

Pre realizáciu experimentálnych skúšok pre sledovanie účinkov biologicky rozložiteľných hydraulických kvapalín boli použité biologicky rozložiteľné tlakové hydraulické kvapaliny na báze prírodných esterov:

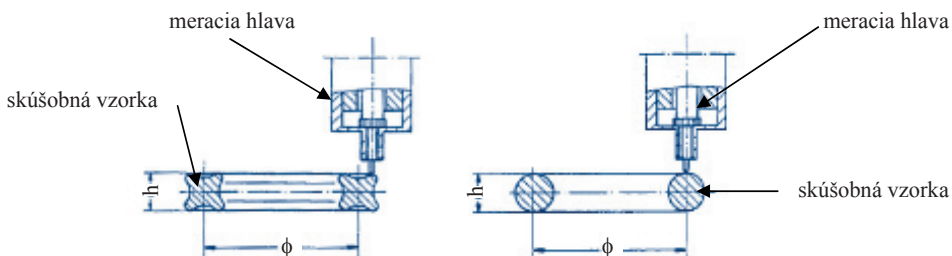
- hydraulický olej Bihol 46, výrobca BIONA JERSÍN s. r. o.,
- hydraulický olej Plantohyd N 46, výrobca FUCHS PETROLUB, AG.,
- hydraulický olej Ekohyd 46, výrobca FUCHS-PETROCHEMA spol. s r. o.

O-krúžky tesniacich materiálov firmy Freudenberg SIMRIT, s. r. o.:

- elastomér na báze akrylnitrilbutadienového kaučuku 80 NBR 878,
- elastomér na báze akrylnitrilbutadienového kaučuku 90 NBR 109,
- peroxidom zosieťovaný hydrogenovaný akrylnitrilbutadienový kaučuk H–NBR (P),
- sírou zosieťovaný hydrogenovaný akrylnitrilbutadienový kaučuk H–NBR (S),
- polyuretánový elastomér SIMRITAN 94 AU 925,
- polyuretánový elastomér SIMRITAN 94 AU 955,
- polyuretánový elastomér SIMRITAN 94 AU 985.

Čiastkové hodnoty tvrdosti tesniacich materiálov boli zisťované po 7, 14, 28 a 42 dňoch exploatácie, nakoľko iba dlhodobjším sledovaním tesniacich materiálov (v príspevku uvedená až 1000 hodín = 42 dní) v ekologicky priaznivejších hydraulických olejoch je možné stanoviť a analyzovať stupeň poškodenia tesnení v hydraulických systémoch pracovných strojov. Na základe normy ISO 471 bola zvolená skúšobná teplota  $100 \pm 1^\circ\text{C}$ . Skúšky boli realizované v spolupráci s Katedrou chémie a chemických technológií TU vo Zvolene, v skúšobnej sušiarňi KBC-25W s regulovanou teplotou (Kučera 2004).

Obrázok 6 ukazuje meranie tvrdosti tenkostenných tesniacich materiálov metódou IRHD (Ptáček 2002).

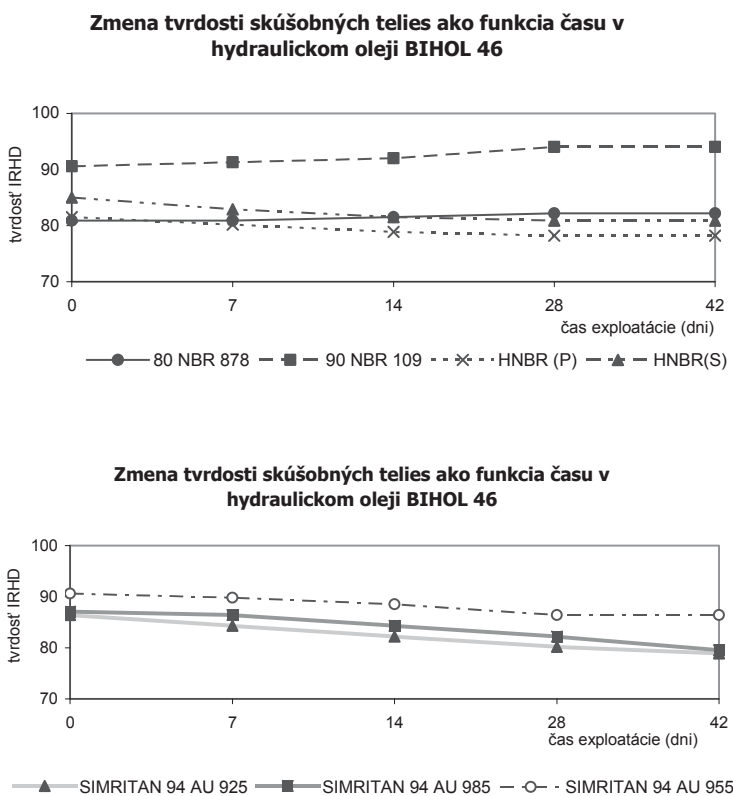


<b>VZORKA</b>	štvorcový profil	<b>VZORKA</b>	gumový O-krúžok
<b>HRÚBK A MATERIÁLU</b>	1–5 mm v mieste skúšky	<b>HRÚBK A MATERIÁLU</b>	1–5 mm v mieste skúšky
<b>METÓDA</b>	IRHD – mikro	<b>METÓDA</b>	IRHD – mikro
<b>DRÁHA MERANIA</b>	max. 0,3 mm	<b>DRÁHA MERANIA</b>	max. 0,3 mm

Obr. 6 Meranie tvrdosti tenkostenných tesniacich krúžkov

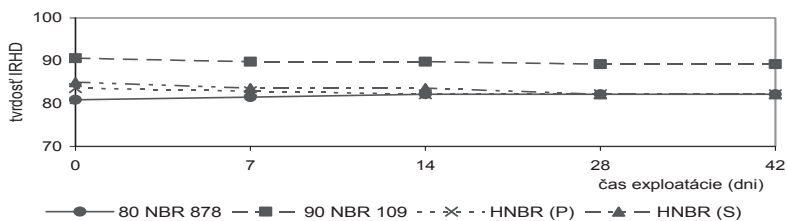
## 4.1 Výsledky skúšok tvrdosti tesniacich materiálov v skúšobných ekologicky priaznivejších hydraulických olejoch

Na obrázkoch 7 až 9 sú uvedené zmeny tvrdosti testovaných vzoriek O-krúžkov používaných v hydraulických prvkoch, ktorých náplň tvoria ekologicky priaznivejšie hydraulické oleje. Na posúdenie zmien tvrdosti tesniacich materiálov O-krúžkov firmy Freudenberg Simrit, spol. s r.o. s konkrétnymi ekologicky priaznivejšími hydraulickými olejmi bolo použité kritérium predpisu VDMA 24 568, podľa ktorého sa za vhodné materiály tesnení považujú tie, ktoré vykazujú v skúšobných podmienkach prípustnú hodnotu zmeny tvrdosti tesnenia pri pôsobení ekologicky priaznivejšieho hydraulického oleja menšiu ako  $\pm 10$  IRHD. Hodnoty zmien tvrdosti vybraných typov polyuretánových O-krúžkov, ktoré nezodpovedajú tomuto kritériu ukazujú na nekompatibilitu materiálov tesnení a neodporúča sa ich použitie so skúšobným hydraulickým olejom.

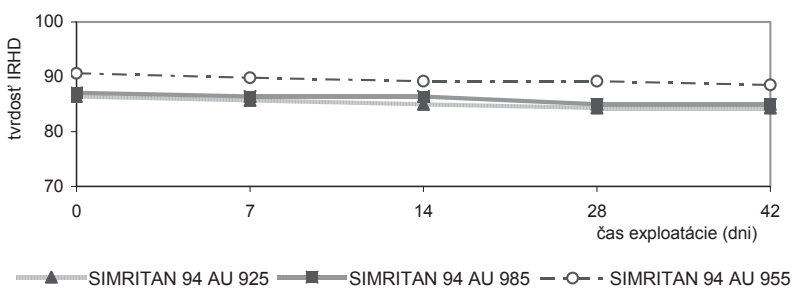


Obr. 7 Zmena tvrdosti skúšobných telies O-krúžkov v hydraulickom oleji BIHOL 46

**Zmena tvrdosti skúšobných telies ako funkcia času v hydraulickom oleji PLANTOHYD 40**

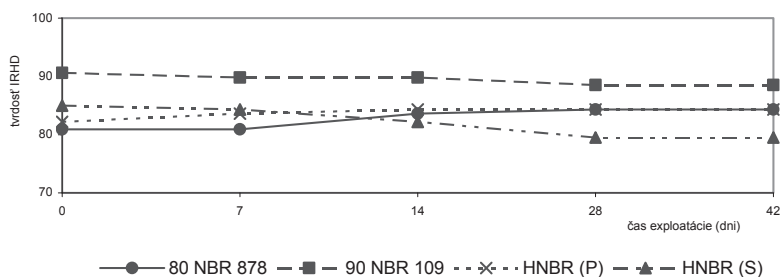


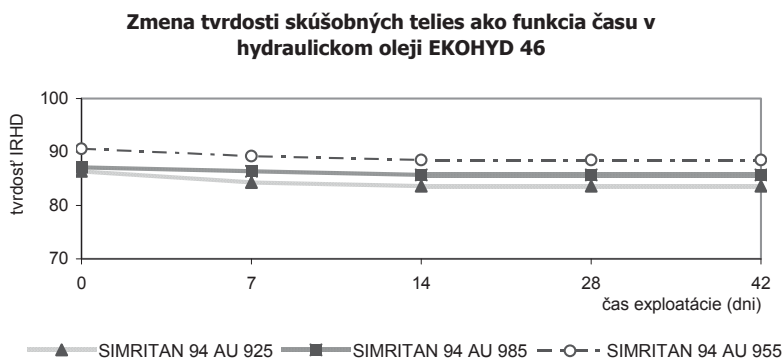
**Zmena tvrdosti skúšobných telies ako funkcia času v hydraulickom oleji PLANTOHYD 40**



Obr. 8 Zmena tvrdosti skúšobných telies O-krúžkov v hydraulickom oleji PLANTOHYD 40

**Zmena tvrdosti skúšaných telies ako funkcia času v hydraulickom oleji EKOHYD 46**





Obr. 9 Zmena tvrdosti skúšobných telies O-krúžkov v hydraulickom oleji EKOHYD 46

## 4.2 Vyhodnotenie výsledkov skúšok

Z vykonaných analýz môžem konštatovať, že pri sledovaní zmien tvrdosti medzi biologicky rozložiteľnými hydraulickými olejmi na rastlinnej báze a materiálmi tesnení firmy Freudenberg Simrit, spol. s r. o. bolo zistené, že všetky materiály O-krúžkov v biologicky ľahkorozložiteľných hydraulických olejoch BIHOL 46, PLANTOHYD 40, ako aj EKOHYD 46 počas celej doby skúšky vykazovali priemerné alebo žiadne zmeny tvrdosti a vyhovujú tak kritériu, ktorý stanovuje predpis VDMA 24 568 medzi tesniacim prvkom a hydraulickým olejom (zmeny tvrdosti do  $\pm 10$  IRHD).

## 5. ZÁVER

Skúška tvrdosti je určená na rýchle zmeranie tvrdosti gummy alebo termoplastických elastomérov, pri ktorých sa meria odolnosť pri trvalej deformácii pred a po pôsobení ekologicky priaznivejšieho hydraulického oleja. Spočíva v meraní hĺbky vtlačenia sférického hrotu tvrdomera do gummy pri malej kontaktnej sile a veľkej celkovej sile. Z tohto rozdielu sa stanoví tvrdosť v medzinárodných stupňoch tvrdosti gummy (IRHD). Stanoví sa použitím tabuliek alebo z grafov zhotovených spracovaním týchto tabuliek, alebo priamym odčítaním medzinárodných stupňov tvrdosti gummy zo stupnice indikátora hĺbky, na ktorom sú hodnoty vypočítané z tabuliek priamo uvedené. Všetky tieto tabuľky sú súčasťou normy STN ISO 48 Guma alebo termoplastické elastoméry. Stanovenie tvrdosti (tvrdosť od 10 IRHD do 100 IRHD).

## LITERATÚRA

- KUČERA, M. Biologicky rozložiteľné hydraulické oleje a ich účinky na materiály tesniacich prvkov hydraulických systémov lesných strojov. Dizertačná práca. Zvolen, 2004, 133 s.
- PTÁČEK, J. Metody a způsoby měření tvrdosti nekovových materiálů. In: MM Průmyslové spektrum, č. 6, 2002, s. 18–19.

STN ISO 48: 1998 Guma alebo termoplastické elastoméry. Stanovenie tvrdosti (STN 62 1433).  
Bratislava: SÚTN, 1998, 20 s.

**Kontaktná adresa:**

**Ing. Marián Kučera, PhD.**

Katedra lesnej a mobilnej techniky

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen

e-mail: [kucera@vsld.tuzvo.sk](mailto:kucera@vsld.tuzvo.sk)

## METODIKA A STANOVENIE ZAŤAŽOVACEJ IMPEDANCIE VYSOKOFREKVENČNÉHO GENERÁTORA PRI LEPENÍ DREVA

### METHODICS AND EVALUATING OF THE LOAD IMPEDANCIE OF THE HIGH FREQUENCY GENERATOR WHEN GLUING OF THE WOOD

Ivan MAKOVÍNY

**ABSTRACT:** In the paper the methodics of computation of the load impedance of the high frequency generator when gluing of the wood is stated. There is presented an example of computing the load impedance of lamelled parquet boards. It was found out that the change in the glued wood moisture has important effect on the load impedance.

Calculations of the load impedance in the case of the lamelled 3-layers parquet board PREPEX show that by moisture decreasing of 12–6 (%) the load impedance increases by 37%.

**Key words:** high frequency heating, gluing of wood, load impedance, high frequency generator

**ABSTARKT:** V príspevku sa uvádza metodika výpočtu zaťažovacej impedancie vysokofrekvenčného generátora pri lepení dreva. Ako príklad sa rieši výpočet zaťažovacej impedancie lamelovej parketovej dosky. Bolo zistené, že zmena vlhkosti lepeného dreva má významný vplyv na zaťažovaciu impedanciu.

Výsledky výpočtu zaťažovacej impedancie v konkrétnom prípade lamelovej trojvrstvovej podlahovej dosky PREPEX ukázali, že pri znížení vlhkosti dreva z 12 % na 6 % sa zaťažovacia impedancia zvýšila až o 37 %.

**Kľúčové slová:** vysokofrekvenčný ohrev, lepenie dreva, zaťažovacia impedancia, vysokofrekvenčný generátor

## ÚVOD

Významné skrátenie procesu vytvrdzovania lepených spojov sa v drevárskej praxi realizuje využitím dielektrického ohrevu v pásme vysokých frekvencií – vysokofrekvenčným ohrevom.

Ohrev prebieha v pracovnom kondenzátore vysokofrekvenčného (vf) generátora. Pre nastavenie parametrov vf generátora a optimalizáciu jeho chodu je potrebné poznať

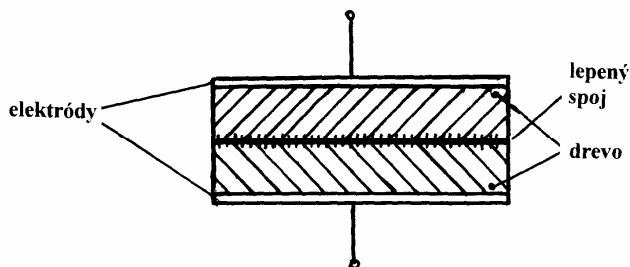
zaťažovaciú impedanciu, prípadne aj jej zmeny vplyvom použitého materiálu a tiež ohrevu a vytvrdzovania lepidla v priebehu vf ohrevu.

## 1. FYZIKÁLNE ZÁKLADY

Podľa geometrického usporiadania lepeného materiálu a elektród rozoznávame tri spôsoby vysokofrekvenčného ohrevu (Gefahrt, 1962; Adamča, 1965):

- a) Priečny ohrev – pri ktorom jednotlivé vrstvy dreva a lepidla prebiehajú rovnobežne s elektródami a siločiaru elektrického poľa prechádzajú kolmo lepenými plochami, t.j. naprieč vrstiev dreva a lepidla. Priečny ohrev sa nazýva často ako „prehrev“, resp. aj „objemový ohrev“.
- b) Pozdĺžny ohrev (rovnobežný ohrev). Pri pozdĺžnom spôsobe ohrevu vrstvy dreva a lepidla prebiehajú kolmo na elektródy a siločiaru elektrického poľa prechádzajú v smere lepených plôch, t.j. pozdĺž vrstiev dreva a lepidla. Pozdĺžny ohrev sa bežne nazýva aj „selektívny ohrev“.
- c) Rozptylový ohrev – pre tento spôsob je charakteristické rozptylové (nehomogénne) elektrické pole. Lepený spoj môže byť v ňom ľubovoľne orientovaný. Tento spôsob ohrevu sa dá chápať ako prechod medzi pozdĺžnym a priečnym spôsobom ohrevu.

### Lepenie dreva pozdĺžnym spôsobom ohrevu

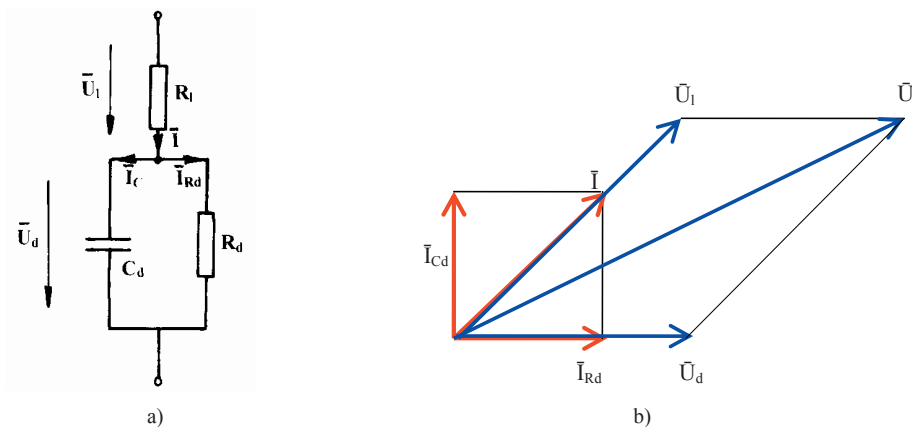


Obrázok 1 Geometrické usporiadanie elektród a lepeného dreva pri priečnom ohreve

Keď v dreve rešpektujeme straty a zanedbáme kapacitný charakter lepeného spoja, tak bude platiť náhradná schéma a fázorový diagram podľa obr. 2.

Kde (na obr. 2a)  $R_1$  je odpor lepeného spoja,  $C_d$  – kapacita lepeného dreva a  $R_d$  – odpor lepeného dreva, na orientačnom fázorovom diagrame, obr. 2b sú znázornené fázory prúdov a napätí.

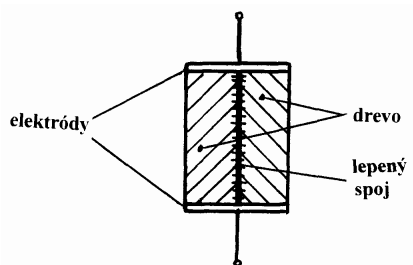




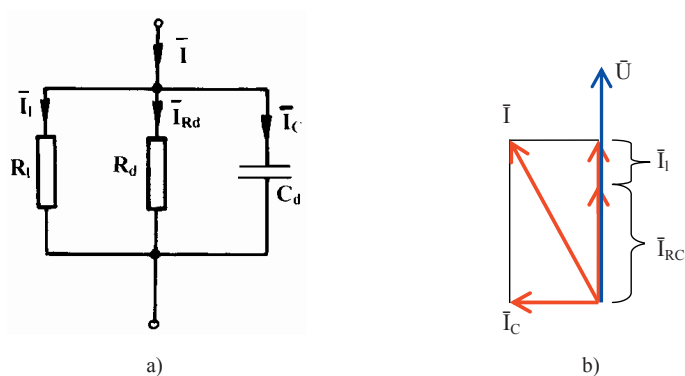
Obrázok 2 Náhradný elektrický obvod priečného spôsobu ohrevu, a) keď v dreve rešpektujeme straty a v lepenom spoji zanedbáme kapacitnú zložku prúdu, b) Fázorový diagram k obr. 2a

### Lepenie dreva priečnym spôsobom ohrevu

Pri lepení dreva pozdĺžnym spôsobom ohrevu, (obr. 3), bude platiť náhradný elektrický obvod podľa obr. 4a, (Makovíny, 2004).



Obrázok 3 Geometrické usporiadanie elektród a lepeného dreva pri pozdĺžnom ohreve



Obrázok 4a) Náhradný elektrický obvod pozdĺžneho spôsobu ohrevu, keď rešpektujeme straty v lepenom spoji a tiež straty v dreve, b) Fázorový diagram k obr. 4a

Celkový prúd podľa obr. 4 má tri zložky. Prúd tečúci cez lepený spoj  $I_p$ , činnú zložku prúdu tečúcu drevom  $I_{Rd}$  a kapacitnú zložku prúdu cez drevo.

## 2. METODIKA VÝPOČTU ZÁŤAŽE VF GENERÁTORA PRI LEPENÍ ZLOŽITEJŠEJ DIELEKTRICKEJ ŠTRUKTÚRY

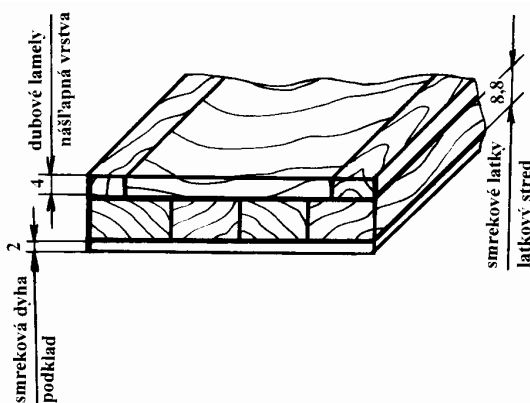
Výpočet zaťažovacej impedancie pracovného kondenzátora môžeme realizovať nasledovnými krokmi:

1. Na základe reálnej dielektrickej štruktúry (t.j. geometrického usporiadania a geometrických rozmerov lepeného dreva a elektród) a prípadne jej zjednodušenia navrhne náhradný elektrický obvod
2. Použitím geometrických údajov a údajov o elektrických vlastnostiach lepidla a dreva, dreveného materiálu a prípadne aj izolačného materiálu a vzťahov korešpondujúcich s náhradnou schémou, vypočítame dielčie impedancie a nakoniec celkovú impedanciu.
3. Ak sú k dispozícii údaje aj o zmene parametrov s časom vytvrdzovania lepidla a teploty je možné rozšíriť výpočet aj na zistenie zaťaženia v priebehu a na konci vytvrdzovania lepidla a posúdiť zmeny záťaže.

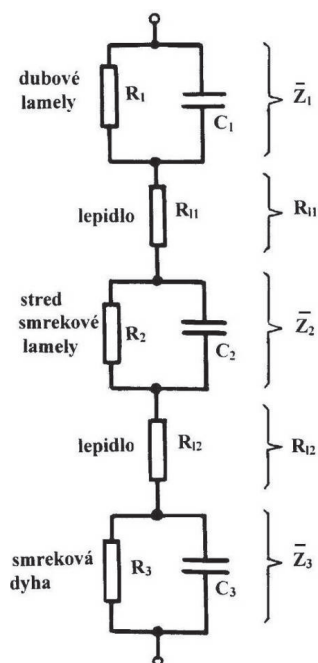
Ako príklad uvidíme postup výpočtu zaťažovacej impedancie a výpočet zmeny impedancie – záťaže vf generátora pri lepení veľkoplošných lamelových parketových dosiek.

## 3. VÝPOČET ZÁŤAŽOVACEJ IMPEDANCIE PRI PRIEMYSELNE VYRÁBANEJ PARKETOVEJ VEĽKOPLOŠNEJ DOSKY PREPEX

Náčrt uvažovanej parketovej dosky je na obr. 5 a náhradný elektrický obvod na obr. 6



Obrázok 5 Náčrt usporiadania vrstiev dreva a lepených škár v lamelovanej parketovej doske



Obrázok 6 Náhradná schéma pre parketovú dosku

Výpočet impedancie pracovného kondenzátora, v ktorom sa lepiť trojvrstvová parketová doska (obr. 5) Zaťažovací impedanciu vypočítame pre dve vlhkosti dreva 6% a 12%.

Geometrické údaje:

$L$  – šírka dosky,  $L = 0,4\text{ m}$ ,

$H$  – hrúbka dosky,  $H = 15 \cdot 10^{-3}\text{ m}$

(skladá sa z nášlapnej bukovej vrstvy o hrúbke 4 mm, latkového stredu zo smreka – 8,8 mm a podkladovej dýhy – 2 mm)

$K$  – dĺžka dosky,  $K = 2,2\text{ m}$

$\delta$  – hrúbka nánosu lepidla

$$h = \frac{M}{\rho} = \frac{150 \cdot 10^{-3}}{1200} = 0,125\text{ mm}$$

$M$  – merný nános lepidla [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ],

$\rho$  – hustota lepidla [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ],

$S$  – plocha dosky,  $S = 0,4 \cdot 2,2 = 0,88\text{ m}^2$ ,

$h$  – hrúbka lepeného spoja 0,125 mm,

$\varepsilon_0$  – permitivita vákua,  $\varepsilon_0 = 8,6 \cdot 10^{-12}\text{ F} \cdot \text{m}^{-1}$ ,

$f_{gen} = 13\text{ MHz}$ .

Ďalej platí pri vlhkosti 6%, resp. 12% keď je  $\varepsilon'_{l(6\%)} = 3,4$ ;  $\varepsilon''_{l(12\%)} = 10$ , potom bude

$$\gamma_{1DB} = \gamma_{l2} = \omega \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon''_{DB} = 2\pi \cdot 13 \cdot 10^6 \cdot 8,6 \cdot 10^{-12} \cdot 10 = 7 \cdot 10^{-3} \text{ S} \cdot \text{m}^{-1}$$

$\gamma_{l1} = \gamma_{l2}$  – merná vodivosť lepeného spoja, bola stanovená  $\gamma = 0,2 \text{ S} \cdot \text{m}^{-1}$ .

V tangenciálnom smere pri frekvencii 20 MHz boli zistené (Makovíny, 1987) nasledovné hodnoty stratového čísla  $\varepsilon''$  smrekového, resp. dubového dreva pri vlhkosti 6 a 12 (%).

Veličina	Vlhkosť	
	6 %	12 %
$\varepsilon'_{SM}$	2,9	4,3
$\varepsilon'_{DB}$	3,4	6,7
$\varepsilon''_{SM}$	0,10	0,17
$\varepsilon''_{DB}$	0,13	0,23

Elektrický odpor dubových (DB) lamiel

$$R_1 = \frac{1}{\gamma_{1DB}} \cdot \frac{l_1}{S} = \frac{1}{\omega \cdot \varepsilon_0 \cdot \varepsilon''_{DB}} \cdot \frac{l_1}{S} \quad (1)$$

Elektrická reaktancia DB lamiel

$$X_{C1} = \frac{1}{\omega \cdot C_1} \quad (2)$$

Elektrická kapacita DB lamiel

$$C_1 = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon'_{1DB} \cdot \frac{S}{l_1} \quad (3)$$

Impedancia dubových lamiel obecne

$$\bar{Z}_1 = \text{Re}(\bar{Z}_1) - j \text{Im}(\bar{Z}_1) = \frac{R_1 \cdot X_{C1}^2}{R_1^2 + X_{C1}^2} - j \frac{R_1^2 \cdot X_{C1}}{R_1^2 + X_{C1}^2} \quad (4)$$

Tabuľka 1 Vypočítané hodnoty

Vrstva dosky	Veličina	Vlhkosť	
		6 %	12 %
nášľapná vrstva DUB 4 mm	$R_1$	49,8 $\Omega$	28,13 $\Omega$
	$C_1$	6,43 $\cdot 10^{-9}$ F	12,67 $\cdot 10^{-9}$
	$\bar{Z}_1$	7,24 $\cdot 10^{-2} - j1,90 \Omega$	3,31 $\cdot 10^{-2} - j0,965 \Omega$
	$Z_1$	1,90 $\Omega$	0,965 $\Omega$
stredová vrstva lamely SMREK 8,8 mm	$R_2$	142,36 $\Omega$	83,73 $\Omega$
	$C_2$	2,49 $\cdot 10^{-9}$ F	3,70 $\cdot 10^{-9}$ F
	$\bar{Z}_2$	0,169 $- j4,91 \Omega$	0,131 $- j3,30 \Omega$
	$Z_2$	4,91 $\Omega$	3,32 $\Omega$
dyha SMREK 2 mm	$R_3$	32,35 $\Omega$	19,03 $\Omega$
	$C_3$	1,0974 $\cdot 10^{-8}$ F	1,626 $\cdot 10^{-8}$ F
	$\bar{Z}_3$	3,87 $\cdot 10^{-2} - j1,12 \Omega$	2,97 $\cdot 10^{-2} - j0,752 \Omega$
	$Z_3$	1,57 $\Omega$	0,752 $\Omega$
lepené škáry	$R_{l1}$ a $R_{l2}$	7,10 $\cdot 10^{-4} \Omega$	

$R_{l1}$  a  $R_{l2}$  odpory lepených spojov

Celková impedancia dosky pri vlhkosti 6% podľa náhradného elektrického obvodu (obr. 2) bude

$$\bar{Z}_{C(6\%)} = \bar{Z}_1 + R_{l_1} + \bar{Z}_2 + R_{l_2} + \bar{Z}_3 = 0,282 - j7,93 \text{ } [\Omega]$$

$$Z_{C(6\%)} = 7,93 \text{ } \Omega$$

Celková impedancia dosky pri vlhkosti 12% bude

$$\bar{Z}_{C(12\%)} = 0,195 - j5,017 \text{ } [\Omega]$$

$$Z_{C(12\%)} = 5,021 \text{ } \Omega$$

Relatívna zmena impedancie znížením vlhkosti z 12% na 6% bude

$$\Delta Z_{\%} = \frac{7,93 - 5,021}{7,93} \cdot 100 \doteq 37 \%$$

Celková zaťažovacia impedancia, t.j. impedancia lepenej dosky znížením vlhkosti z 12% na 6% sa zvýšila o 37%.

## ZÁVER

Navrhnutá metodika výpočtu zložitejšej dielektrickej štruktúry bola aplikovaná na konkrétny prípad veľkoplošnej lamelovanej parketovej dosky. Výsledky výpočtu boli overené na výrobnéj linke pre výrobu parketovej dosky PREPEX.

## LITERATÚRA

1. ADAMČA, M.: 1965. Stav a perspektívy vysokofrekvenčného ohrevu v drevopriemysle. *Drevo*, 20, s. 389–408.
2. CAYTON, R. P.: 1989. *Analysis of linear circuits*. USA: Mc Graw – hill book company, 1989, 792 s.
3. GEFAHRT, J.: 1962. Hochfrequenz – Erhitzung im Holz. Helmuth Brücking Verlag, Prien/Chiemsee, 167 s.
4. MAKOVÍNY, I.: *Elektrofyzikálne vlastnosti dreva*. Vedecké a pedagogické aktuality. 1/1987. Zvolen: Vysoká škola lesnícka a drevárska, 1987, 109 s.
5. MAKOVÍNY, I.: 2004. Štúdium podmienok lepenia dreva s použitím pozdĺžneho spôsobu vysokofrekvenčného ohrevu. In: *Interaction of Wood with Various Forms of Energy*. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, s. 97–101. ISBN 80-228-1429-6.

*Táto práca vznikla v rámci riešenia projektu Vedeckej grantovej agentúry Ministerstva školstva Slovenskej republiky (VEGA) – 1/3519/06 – „Elektrická vodivosť dreva a jej vzťah k neelektrickým charakteristikám dreva“.*

**Kontaktná adresa:**

**prof. Ing. Ivan Makovíny, CSc.**

Katedra drevárskych strojov a zariadení

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen

## ZMENA VÝKONU HYDRODYNAMICKÉHO MENIČA MOBILNÉHO PRACOVNÉHO STROJA APLIKÁCIOU EULEROVEJ ENERGETICKEJ ROVNICE

### CHANGE OF POWER FOR THE HYDRODYNAMIC CHANGER OF A MOBILE WORKING MACHINE BY APPLICATION OF EULER ENERGETIC RULE

**Ján MARKO**

**ABSTRAKT:** Technicky vyspelé krajiny majú sprísnené požiadavky na transmisie mobilných pracovných strojov, ktoré zabezpečia hospodárnu prevádzku pri rôznych operáciách. Cieľom práce je dosiahnuť požadovanú kvalitu interakcie spaľovacieho motora a hydrodynamického meniča konštrukčnou úpravou hrany lopatky čerpadla meniča.

**Kľúčové slová:** hydrodynamický menič, cirkulačný okruh, bezrozmerná charakteristika

**ABSTRACT:** Technically developed countries have more strict requirements for transmissions of mobile machines which ensure economical running for different operations. The goal of this work is to obtain required quality of interaction between internal combustion engine and hydrodynamic changer by engineering modification of the vane edge in changer pump.

**Key words:** hydrodynamic changer, circulatory cycle, non-dimensional characteristic

### ÚVOD

Podstata hydrodynamického prenosu energie spočíva v tom, že na prenos energie sa využíva kinetická energia prúdiacej kvapaliny, pričom hydrostatický tlak v systéme je pomerne malý a takmer konštantný.

Fyzikálna podstata premeny mechanickej energie na kinetickú energiu kvapaliny a naopak je v rotačných hydrodynamických strojoch založená na vzájomnom silovom pôsobení medzi prúdiacou kvapalinou a kanálmi tvorenými lopatkami obežného kolesa. Fyzikálny princíp premeny energie vychádza zo známeho Newtonovho zákona mechaniky o zmene hybnosti (GONDA, 1976).

Základným konštrukčným prvkom hydrodynamických čerpadiel a turbín sú obežné kolesá. Pri otáčaní obežného kolesa dochádza v jeho priestore ku zmene hybnosti kvapaliny.

Pri prúdeaní kvapaliny obežným kolesom dochádza ku zmene jej mernej energie. Ak budeme predpokladať ustálené prúdeanie kvapaliny, teoretickú mernú energiu obežného kola vyjadruje nasledovný vzťah (SÚKUP, 1995):

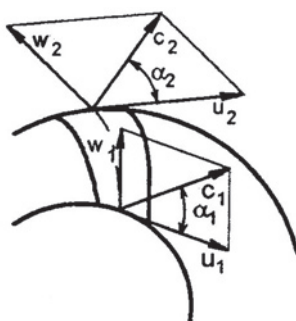
$$Y_t = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (1)$$

v ktorom  $Y_t$  – merná energia

$c$  – absolútna zložka rýchlosti prúdiacej kvapaliny

$u$  – obvodová zložka rýchlosti prúdiacej kvapaliny

$w$  – relatívna zložka rýchlosti prúdiacej kvapaliny



Obr. 1 Rýchlostný trojuholník

Pre čerpadlo je merná energia  $Y_t > 0$  a pre turbínu  $Y_t < 0$ . Z rýchlostného trojuholníka (obr. 1) platí vzťah:

$$\frac{1}{2}(c^2 - w^2 + u^2) = u \cdot c_u, \quad (2)$$

pomocou ktorého upravíme vzťah (1) pre teoretickú mernú energiu  $Y$ :

$$Y = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}, \quad (3)$$

kde  $c_{1u}, c_{2u}$  – obvodové zložky absolútnych rýchlostí  $c_1$  a  $c_2$ .

Teoretický výkon obežného kola  $P_t$  môžeme vyjadriť pomocou teoretickej mernej energie a sekundového hmotnostného prietoku kvapaliny:

$$P_t = Y_t \cdot \dot{m}, \quad (4)$$

ale aj pomocou veličín mechanickej energie:

$$P_t = M_t \cdot \omega, \quad (5)$$

Porovnaním rovníc (4) a (5) získame rovnicu:

$$M_t = \frac{Y_t \cdot \dot{m}}{\omega} = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{2u} - r_1 \cdot c_{1u}), \quad (6)$$

ktorá sa nazýva Eulerovou turbínovou rovnicou. Pre čerpadlo bude  $M_t > 0$  a pre turbínu  $M_t < 0$ .



Pri popise charakteristík hydraulických strojov s využitím hydrodynamickej podobnosti vychádzame z troch zložiek podobnosti (BLÁHA – BRADA, 1992): geometrickej, kinematickej a dynamickej.

Vychádzajúc z týchto podmienok podobnosti, dospejeme ku vzťahu:

$$\frac{M}{D^5 \cdot n^2 \cdot \rho} = \frac{M'}{D'^5 \cdot n'^2 \cdot \rho'} = \frac{M''}{D''^5 \cdot n''^2 \cdot \rho''} = \dots = \textit{konšt.}, \quad (7)$$

z ktorého vyplýva známy vzorec pre moment hydrodynamickeho čerpadla alebo turbíny:

$$\frac{M}{\rho \cdot D^5 \cdot n^2} = \lambda = \textit{konšt.} \quad (8)$$

Vzorec platí pre geometricky, kinematicky a dynamicky podobné hydrodynamicke čerpadlá. Využíva sa aj pri znázorňovaní, meraní a výpočtoch hydrodynamicky podobných pracovných režimov toho istého stroja. Konštanta  $\lambda$  sa nazýva momentový súčiniteľ, alebo jednotkový moment vstupu.

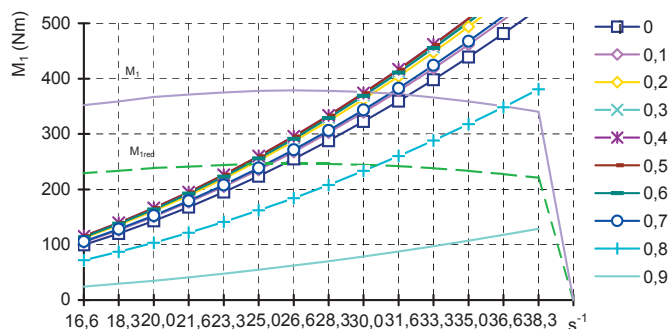
Podobný vzťah sa dá odvodiť aj pre výkon:

$$\frac{P}{\rho \cdot D^5 \cdot n^3} = \lambda = \textit{konšt.} \quad (9)$$

Hydrodynamický menič (ďalej HdM) je konštrukčnou súčasťou transmisie mobilného pracovného stroja (ďalej len stroj) a má rovnako ako iné agregáty transmisie výrazný vplyv na pracovné a jazdné parametre stroja (Hau, 1964), (Hau, 1965). Je charakterizovaný ako agregát umožňujúci plynulú samočinnú zmenu prevodového pomeru, prispôbuje prácu motora zaťaženiu transmisie a v neposlednom rade pôsobí ako tlmiaci element chrániaci agregáty transmisie pred preťažením (Holík, 2000).

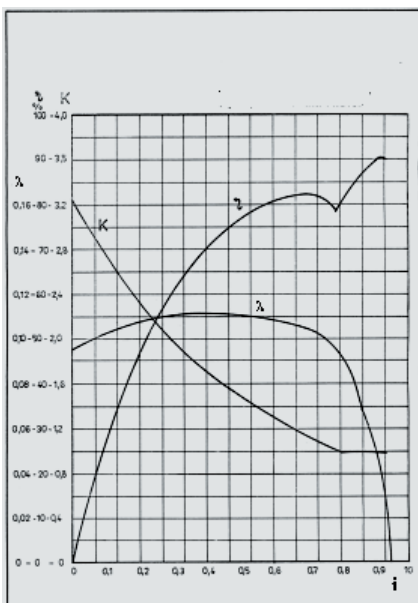
Projektant navrhujúci zloženie transmisie môže použiť existujúce typy meničov, navrhnuť nový menič, resp. upraviť už spomenutý existujúci typ. Použitie sériového meniča z portfólia svetových výrobcov bez úprav znamená, že parametre navrhovaného meniča nemusia byť plne vyhovujúce. Naviac si zástavba agregátu pomerne často vyžaduje zmeny v konštrukcii a tým značné predraženie projektu. Návrh nového meniča môže byť v prípade overeného postupu návrhu najoptimálnejším riešením (Mikleš, Janeček, Bibljuk, 1998). Jeho nevýhodou sú nevyhnutne vysoké investičné náklady danej prípravou výroby nových lopatkových mreží. Preto sa najvýhodnejšou alternatívou môže javiť úprava existujúceho typu meniča spočívajúca v jeho prispôbení parametrom danej transmisie. Úprava prináša prispôbenie dostupného meniča, v prípade že tento nie je vhodný, požiadavkám danej transmisie, čo je predmetom tohto príspevku.

Rozhodujúcim faktorom pri jeho uplatnení okrem násobnosti a účinnosti (efektivita prenosu výkonu na koleso) je spolupráca so spaľovacím motorom (Požgay, 2000). Jej kvalita je daná práve hodnotou a priebehom jednotkového vstupného momentu čerpadla. Pri jej posudzovaní je nutné akceptovať niekoľko vplyvov (charakter práce stroja, potrebu odberu výkonu pre hydraulický systém stroja a charakter jeho odberu) na výkon motora využiteľný transmisiou. Preto je zavedený pojem redukovaná krivka momentu, ktorá vyššie spomenuté vplyvy zohľadňuje. V obr. 2 je vyznačená čiarkovane s označením  $M_{\text{Ired}}$ : pre konkrétny HdM M350.2B.



Obr. 2 Spolupráca meniča HdM350. 2B s motorom SW400.2 (čiarkovane je znázornený priebeh redukovaného momentu motora  $M_{1red}$ )

Vstupnými informáciami pri riešení úlohy boli bezrozmerná charakteristika meniča M350.2B (obr. 3, čerpané z technickej dokumentácie výrobcu) a vonkajšia otáčková charakteristika spaľovacieho motora dodaná zákazníkom.



$\lambda$  – jednotkový vstupný moment (0–0,16)  
 $\eta$  – účinnosť (0–100)  
 $K$  – násobnosť (0–4,0)  
 $i$  – kinematický prevod (0–1,0)

Obr. 3 Bezrozmerná charakteristika meniča M 350.2B

Po prvotnom spracovaní spolupráce s motorom bolo zrejmé, že menič M350.2B nie je vhodný, nakoľko je projektovaný na prenos väčšieho výkonu a jeho použitím by dochádzalo k poklesu otáčok motora pod hranicu max. momentu, čo by sa prejavilo stratou pružnosti a dynamiky chodu motora. Dochádzalo by teda k tzv. „duseniu“ motora. Takto riešená transmisia by nevyužila výkonový potenciál motora pre pojazd stroja a značne obmedzila

výkon hydraulickej nadstavby. Optimálnou sa javí spolupráca v oblasti otáčok  $n_{\dot{c}} \geq 28,3 \text{ s}^{-1}$ . Moment čerpadla  $M_{\dot{c}}$  pri zastavenej turbíne (kinematický prevod  $i = 0$ ) a otáčkach  $n_{\dot{c}} = 33,3 \text{ s}^{-1}$  volíme  $M_{\dot{c}} = 280 \text{ Nm}$ .

Cieľom práce je dosiahnuť požadovanú kvalitu interakcie motora a meniča konštrukčnou úpravou hrany lopatky čerpadla hydrodynamického meniča.

Pre dosiahnutie požadovanej kvality spolupráce motor-menič je potrebné upraviť menič tak, aby nedochádzalo k nežiadúcemu vysokému zaťaženiu motora. Nakoľko existujúci typ meniča M350.2B toto pri spolupráci s daným motorom nespĺňa, bude nutné konštrukčnou úpravou znížiť vstupný moment čerpadla  $M_{\dot{c}}$ .

Pretože vo väčšine konštrukcií vrátane HdM M350.2B je koleso pred čerpadlom stojace, býva vzťah (8) vyjadrený a používaný v tvare:

$$\lambda_o = \frac{M_{\dot{c}}}{\rho \cdot D_{2\dot{c}}^5 \cdot n_{\dot{c}}^2} \quad (10)$$

kde  $\lambda_o$  – jednotkový vstupný moment čerpadla pri  $i = 0$

$M_{\dot{c}}$  – vstupný moment na čerpadle

$\rho$  – hustota pracovnej kvapaliny

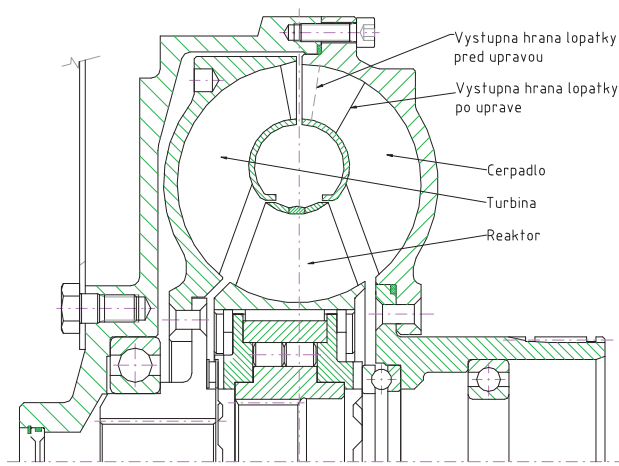
$D_{2\dot{c}}$  – priemer strednej prúdnice na výstupe z čerpadla

$n_{\dot{c}}$  – otáčky čerpadla

Je zrejmé, že veličinou majúcou výraznejší vplyv na vstupný moment čerpadla  $M_{\dot{c}}$ , ktorú je možné meniť, je stredný polomer výstupnej hrany lopatky čerpadla  $R_{2\dot{c}} = \frac{D_{2\dot{c}}}{2}$ . Jeho zmenou pri zachovaní geometrie lopatkovej mreže ( $\lambda$ , dané odliatkom), otáčok spaľovacieho motora a uvažovaní konštantnej hustoty  $\rho$  kvapaliny docielime požadovanú zmenu vlastností meniča.

Realizáciou zmeny bolo fyzické skrátenie lopatky čerpadla odsústružením (obr. 4), upravený menič označíme HdM 350.2B1.

Popísaná úprava nebude mať výraznejší vplyv na bezrozmernú charakteristiku.



Obr. 4 Konštrukčná úprava výstupnej hrany lopatky čerpadla

## NÁVRH ÚPRAVY MENIČA

Predpokladám zachovanie bezrozmernej charakteristiky meniča v tvare vyjadrenom na obr. 1, aj pre upravené lopatky. Polomer  $R_{2\check{c}u}$  pre úpravu výstupnej hrany lopatky čerpadla vyjadrený zo vzťahu (10) pre  $M_{\check{c}u} = 280 \text{ Nm}$  a  $n_{\check{c}} = 33,1 \text{ s}^{-1}$  bude

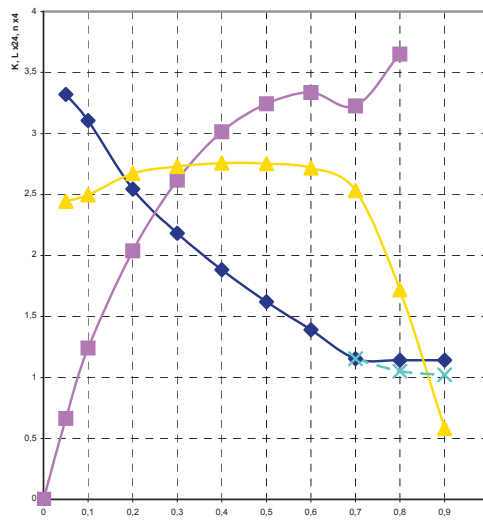
$$R_{2\check{c}u} = \frac{D_{2\check{c}u}}{2} = \sqrt{\frac{M_{\check{c}}}{\rho \cdot \lambda_o \cdot n_{\check{c}}^2}} = 0,152 \text{ m} \quad (11)$$

Predpokladaný charakter spolupráce s takto upraveným meničom posúva spoluprácu so oblastí otáčok  $29,2 \div 31,6 \text{ s}^{-1}$ , ( $1750 \div 1900 \text{ min}^{-1}$ ) čo je požadovaný stav zabezpečujúci optimálny chod motora a využitie jeho výkonového potenciálu. Menič po úprave bude označený HdM M350.2B1.

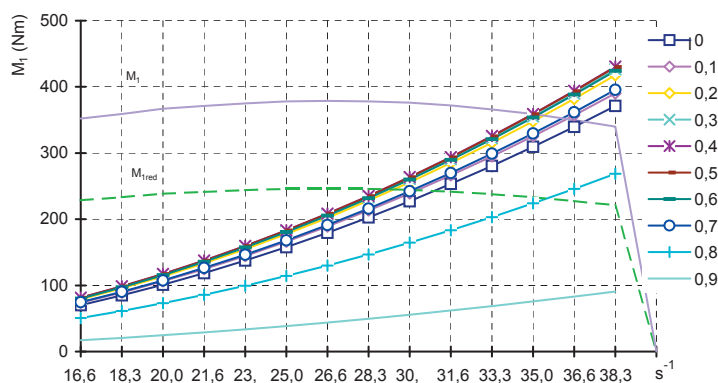
## EXPERIMENT

Po úprave výstupnej hrany lopatiek čerpadla bol menič skompletizovaný a namontovaný do meničovej skupiny M320. Zábeh bol realizovaný podľa metodiky skúšok MS 1-6-78 na skúšobnom stende pre zábeh meničových skupín.

Po zabehnutí bola meničová skupina pripojená na brzdný dynamometer a bola vykonaná skúška pre nasnímanie bodov bezrozmernej charakteristiky. Hnací dynamometer bol nastavený na konštantné otáčky (postupne v priebehu skúšky v štyroch úrovniach otáčok  $21,6; 23,3; 25,0; 26,6 \text{ s}^{-1}$ ), brzdným dynamometrom bola vyvolávaná záťaž postupným nastavovaním jeho otáčok podľa navoleného kinematického prevodu  $i$  ( $0,05, 0,1, 0,2 \dots 0,95$ ). Meranými parametrami boli momenty a otáčky na hnacom a hnanom dynamometri, teplota oleja a tlak v hydraulickom systéme plnenia meniča. Namerané hodnoty spomínaných veličín boli spracované pomocou už uvedených vzťahov do bezrozmernej charakteristiky (obr. 5) a rovnako bolo spracované porovnanie spolupráce s motormi podľa vypočítaných a nameraných bodov jednotkového vstupného momentu čerpadla (obr. 6).



Obr. 5 Bezrozmerná charakteristika HdM 350.2B1



Obr. 6 Spolupráca upraveného meniča HdM350.2B1 s motorom SW400.2 spracované z nameraných hodnôt

## ZÁVER

Séria meraní potvrdila reálnosť predpokladu úpravy výstupnej hrany lopatky čerpadla a jej vplyv na zníženie momentu čerpadla, čím bol dosiahnutý cieľ práce – požadovaná kvalita spolupráce motora a meniča i zachovanie hydraulických parametrov (bezrozmerná charakteristika HdM350.2B1) pri znížení hodnoty vstupného momentu na požadovanú hodnotu. Získaná bezrozmerná charakteristika potvrdzuje zachovanie max. hodnoty účinnosti (84%), mierne zvýšenie násobnosti (3,4) a zachovanie hodnôt jednotkového vstupného momentu ako aj jeho priebeh. Séria meraní potvrdila stabilitu získaných parametrov (merania pri vstup. otáčkach  $21,6\text{ s}^{-1}$  ÷  $26,6\text{ s}^{-1}$ . Skúšky pri vyšších vstupných otáčkach nebolo možné realizovať na dostupnom skúšobnom zariadení).

## LITERATÚRA

- BLÁHA, J.; BRADA, K.: Hydraulické stroje. SNTL, Praha, 1992.  
 GONDA, J.: Dynamika pre inžinierov. ALFA, Bratislava, 1976.  
 HAU, A.: Hydrodynamika meniče, ÚVMV Praha, 1962.  
 HAU, A.: Základní koncepční problémy související s použitím hydrodynamických meničů kroutícího momentu v pohonech stavebných a zemných strojů, ÚVMV Praha, 1964.  
 HOLÍK, J.: Analýza hydrodynamického pohonu mobilných strojov. In: Zborník z XII. Medzinárodnej vedeckej konferencie, ŽU Žilina, 2000.  
 MIKLEŠ, M., JANEČEK, A., BIBLJUK, N. I.: Dynamika lesných strojových systémov a určovanie ich optimálnych parametrov. Vedecké štúdie č. 11/1998/A, TU vo Zvolene, 1998.  
 POŽGAY, M.: Hydrodynamický menič HdM350.2B1 – Technický projekt, Hriňovské strojárne, a. s. Hriňová, 2000.  
 SÚKUP, J.: Mechanika tekutín. ES VŠDS, Žilina, 1995, 185 s.

Príspevok je prezentovaný v rámci riešenia vedecko-technického projektu aplikovaného výskumu AV/4/0117/06 „Vývoj agro-lesníckeho traktora strednej triedy s hydrodynamickým pohonom pojazdu“.

**Kontaktná adresa:**

**doc. Ing. Marko Ján CSc.**

Technická univerzita vo Zvolene

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Katedra lesnej a mobilnej techniky

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen, marko@vsld.tuzvo.sk

## DETERMINATION OF SOME BASIC PARAMETERS OF CHIPPER S

### URČENIE VYBRANÝCH ZÁKLADNÝCH PARAMETROV SEKAČKY

Milan MIKLEŠ – Ján HOLÍK

**Abstract:** In consensus with methods, which are used to at calculation of the wood machines, there is determine capacity of the hogging machines gear as sum of capacity use up by cutting and shogging of the cutting material. Resultant relations allow determine needed capacity of the hogging machines motor.

**Key words:** hogging machines, capacity, process of the cutting

**Abstrakt:** V zhode s metódami, používanými pri výpočte drevárskych strojov je určený výkon pohonu sekacích strojov ako suma výkonu spotrebovaného na rezanie a posuv sekaného materiálu. Výsledné vzťahy umožňujú určiť potrebný výkon motora sekacích strojov.

**Kľúčové slová:** sekacie stroje, výkon, proces rezania

## 1. INTRODUCTION

The research of our and foreign workplaces show that processes which are going on in chippers at wood chipping and at production of technological chips run in general according the same rules which have their places in the theory of woodworking machines and are described in the literature dealing with the theory of wood cutting.

The process of wood cutting in chippers has also a whole range of characteristics, which imply some corrections in determining the installed engine power of drive, as well as in calculation entering the basic formula for power output of drive.

## 2. METHODS AND RESULTS

The methods of determination the drive power output of chippers that we can encounter with in literature express different approaches to solution of this problem, not taking into account the general method of calculation of the drive power output for wood-working machines.

The power output of drive of any woodworking machine is determined as a sum:

$$P = P_{rez} + P_p$$

where  $P_{rez}$  – overall power output, consumed by cutting mechanism [kW]

$P_p$  – power output consumed on feed of material at its working [kW]

The work of chipper is naturally connected with wood cutting, i.e. conversion of wood of inferior quality into chips, which is connected with its displacement in the process of chipping. There are two processes we can encounter here:

The first – when the push-away force at wood cutting is greater than the draw-in force, or these forces are equal and their overall resultant equals zero; in such case the chipper usually has a feeding device;

The second case – when the push-away force of wood by cutting tool is smaller than the draw-in force, and it comes to (so called) “self-draw in” of chipped material into the chipper; the design solution of machine is without a feeding device.

The required cutting power in general case is calculated according to the expression:

$$P_{rez} = \frac{F_{st,rez} \cdot v}{10^3} = \frac{p \cdot b_{st} \cdot v}{10^3} \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

where:  $F_{st,rez}$  – medium (mean) cutting power, [N];

$v$  – cutting power [ $\text{ms}^{-1}$ ]

The cutting speed is calculated according to the relation:

$$v = \frac{2\pi R_{rez} \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad [\text{ms}^{-1}] \quad (2)$$

where:  $R_{rez}$  – mean diameter of cutting, [mm]

$n$  – number of the chipper’s knife disk revolutions [ot/min] (usually determined according to nominal numbers of driving engine revolutions at certain drive ratio)

$p$  – specific tangential cutting force, [ $\text{Nmm}^{-1}$ ];

$b_{st}$  – medium width of cutting, [mm]

A specific feature of chippers design is the existence of big inertia mass in revolving nodes of cutting mechanism, which enables to utilize complementary the part of kinetic energy accumulated by the knife disk and the rotor of engine in the breaks between feeding by gradual batches of chipped material. The quantity of complementary utilizable energy (without comprising inertia mass of the rotor of engine) can be determined according to the expression:

$$A_{dopl} = \frac{\pi^2 G_g r_i^2}{30^2 2g} (n^2 - n_{min}^2) \quad [\text{Nm}] \quad (3)$$

where  $G_g$  – gravity of knife disk in assembled state [N]

$r_i$  – radius of inertia of knife disk

$g$  – acceleration of gravity [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

$n_{min}$  – number of revolutions of the knife disk in the instant of completion the wood batch chipping [ot/min]



Besides this, with chippers, in determination of cutting force we have to consider the friction of chipped material with the flank of cutting knife and the face of knife disk. Therefore, an output necessary for cutting in chipper is expressed by following expression:

$$P_{rez} = \frac{P(1 + K \cdot \mu) b_{st} v}{10^3} - \frac{\pi^2 G_g r_i^2 (n^2 - n_{min}^2)}{30^2 \cdot 2 \cdot g \cdot t \cdot 10^3} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

where:  $K$  – coefficient, expressing the ratio of thrust force of chipped wood to the knife disk and medium (mean) tangential cutting force

$\mu$  – coefficient of wood friction with the face of the knife disk

$t$  – time of chipping the batch of wood, [s]

The output consumed for the displacement of material in the first case equals to:

$$P_{pos} = Q_{vp} = (Q_1 + Q_2 \mu_o) v_p \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

where:  $Q$  – general feed force [kN]

$Q_1$  – component of feed force in the direction parallel with the feed speed vector [kN]

$Q_2$  – sum of forces with perpendicular direction to the vector of feed speed and acting on the fed material (gravity of feeding material, thrust force of driven and feeding rollers etc.) [kN]

$\mu_0$  – coefficient of friction at material feed

$v_p$  – feeding speed of material [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

In the second case, when it comes to self-draw of the chipped wood, there is no feeding mechanism, which means that  $P_{pos} = 0$ .

At calculation of the output required for cutting, in the second case it is inevitable to take into account the coefficient  $K$ , in which we consider the decrease of thrust force of chipped wood to the face of knife disk in connection with the friction of feeding material against the walls of feeding hole and the counter knife of chipper.

In the final form, the installed capacities of output engine power of drive for chippers for the first case are determined in the form:

$$P_{ist} = \frac{\frac{P(1 + K \cdot \mu) b_{st} v}{10^3} - \frac{\pi^2 G_g r_i^2 (n^2 - n_{min}^2)}{30^2 \cdot 2 \cdot g \cdot t \cdot 10^3}}{K_p \cdot \eta_{rez}} + \frac{(Q_1 + Q_2 \mu_o) v_p}{K_p \eta_{pos}} \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

for the second case:

$$P_{ist} = \frac{\frac{P(1 + K \cdot \mu) b_{st} v}{10^3} - \frac{\pi^2 G_g r_i^2 (n^2 - n_{min}^2)}{30^2 \cdot 2 \cdot g \cdot t \cdot 10^3}}{K_p \cdot \eta_{rez}} \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

where:  $K_p$  – coefficient of permissible overload of engine

$\eta_{rez}$  – efficiency of drive ratio from the engine to the knife disk

$\eta_{pos}$  – efficiency of drive ratio from the engine to the feeding mechanism

### 3. CONCLUSION

The derived relations enable to design more accurately the required installed output of the engine of chippers. They can be utilized in designing the chipping machines, first of all, the disk chippers.

### LITERATURE

MIKLEŠ, M. a kol. (1993): Teória a stavba lesných strojov II., Edičné stredisko TU Zvolen, 1993, 274 s., ISBN 80-228-0281-6

GOMONAJ, M. V. (1990): Mnogorezcovyje rubil'nyje mašiny, Lesnaja promyšlenost', Moskva, 1990, 142 s., ISBN 5-7120-0209-4

*Článok je prezentovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/3534/06.*

Translated by: PhDr. O. Lejsalová, CSc.

#### Address

**prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc., doc. Ing. Ján Holík, CSc.,**

Katedra lesnej a mobilnej techniky – FEVT,

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen

e-mail: mikles@vsld.tuzvo.sk,holik@vsld.tuzvo.sk

## ŠTATISTICKÝ MODEL STROMU SMREKA PRE URČENIE PARAMETROV ODVETVOVACÍCH MECHANIZMOV

### THE STATISTICAL MODEL OF SPRUCE TREE FOR DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF DELIMBER MECHANISMS

**Juraj MIKLEŠ**

**ABSTRACT:** Weighted-geometric data of the tree is necessary identified for designing of forest machines and their technological equipments. The statistical model of tree give the data about branches cross-section, their quantity and their position for optimization of delimiting process from view-point energy consumption and strenght computing. This work are elaborated data for spruce tree.

**Key words:** delimber, forest machine, statistical model of tree

**ABSTRAKT:** Hmotnostno-geometrické údaje stromu je potrebné poznať pri projektovaní lesných strojov a ich technologického zariadenia. Pre optimalizáciu procesu odvetvovania z hľadiska energetickej náročnosti a pevnostné výpočty štatistický model stromu poskytuje údaje o priereze vetiev a ich počte v praslene a ich polohe. V práci sú spracované údaje pre drevinu smrek.

**Kľúčové slová:** odvetvovač, lesný stroj, štatistický model stromu

## 1. PROBLEMATIKA

Výskumu stromu ako objektu opracovania na odvetvovacích strojoch sú venované práce výskumu u nás a v zahraničí. Tieto práce však neodávajú odpoveď o mieste votknutia a priereze vetiev po výške (dĺžke) stromu. Práce tiež postrádajú informácie o sklone vetiev na strome. Tieto údaje je potrebné poznať pre optimalizácie procesu rezania pri odvetvovaní a pre výpočet energetickej náročnosti procesu odvetvovania. Súčasne je to podklad pre pevnostné výpočty častí odvetvovacích strojov.

Na našom pracovisku bol urobený pomerne rozsiahly výskum s cieľom stanovenia zákonitostí zmeny prierezu votknutia vetiev po dĺžke kmeňov pre najviac rozšírenú ihličnatú drevinu u nás smrek s cieľom nájdenia zákonitostí zmeny plochy votknutia vetiev stúpajúcim súhrnom po dĺžke kmeňov.

Štatistickými metódami spracovania výsledkov výskumov musia byť postavené matematické modely rozdelenia plochy votknutia vetiev t. j. štatistické modely stromov, ktoré musia slúžiť ako základ pri prevádzkových a pevnostných výpočtoch procesov a elementov odvetvovacích strojov.

## 2. MATERIÁL A METÓDA

Skúmala sa typická drevina pre európske lesy – smrek. Výskum sa vykonal na OLZ Prešov. Meranie bolo vykonané v piatich porastoch s dominantným zastúpením smreka.

Popis porastov:

### A. **Miestne pomenovanie:** Klčovská dolka

Porast: 29 d; Lesný typ: QF til 340 3–95%; Ftil 4403; Expozícia: 3/4 SV; 1/4 JV; Sklon 35%; Zakmenenie: 8; Zastúpenie: sm 100; Vek: 75; Bonita 1; Výmera: 10,13 ha

*Dendrometrické údaje:*

smrek – výška 30 m; hrúbka 32 cm; objem stredného kmeňa 1,15 m<sup>3</sup>; hmota na 1 ha – 512 m<sup>3</sup>.

### B. **Miestne pomenovanie:** Klčovská dolka

Porast: 29 f; Lesný typ: QF til 3403 – 70%; FQ 3301; Expozícia: JV; Sklon: 45%; Zakmenenie 7; Zastúpenie sm 100; Vek: 75; Bonitný stupeň: 1; Výmera: 11,83 ha

*Dendrometrické údaje:*

smrek – výška 20 m; hrúbka 38 cm; objem stredného kmeňa 1,47 m<sup>3</sup>; hmota na 1 ha – 427 m<sup>3</sup>.

### C. **Miestne pomenovanie:** Blaumont

Porast: 210 f; Lesný typ: QF 3301; Expozícia: S 1/3; J 2/3 SZ;V; Sklon: 35%; Zakmenenie: 7; Zastúpenie: sm 80; bo 20; Vek: 75; Bonitný stupeň: 1; Výmera: 6,60 ha

*Dendrometrické údaje:*

smrek – výška 30 m; hrúbka 32 cm; objem stredného kmeňa 1,15 m<sup>3</sup>;

borovica – výška 29 m; hrúbka 32 cm; objem stredného kmeňa – 1,03 m<sup>3</sup>, hmota na 1 ha – sm – 358 m<sup>3</sup>; bor – 64 m<sup>3</sup>.

### D. **Miestne pomenovanie:** Babia hora

Porast: 363; Lesný typ: Ft 4315 – 90%; FAC n.s. 5406; Expozícia: SZ; Sklon: 35%; Zakmenenie: 6; Zastúpenie: sm 90; jed 10; Vek: 55; Bonitný stupeň: 1; Výmera: 5,79 ha

*Dendrometrické údaje:*

smrek – výška 22 m; hrúbka 23 cm; objem stredného kmeňa 0,46; hustota na 1 ha – 233 m<sup>3</sup>;

jedľa – výška 20 m; hrúbka 21 cm; objem stredného kmeňa – 0,38 m<sup>3</sup>, hmota na 1 ha – 28 m<sup>3</sup>.

### E. **Miestne pomenovanie:** Pod Orlovcom

Porast: 374; Lesný typ: Ft 4313 – 90%; Ftil 4403; Expozícia: 1/3 J; 1/3 JZ; 1/3 SZ; Sklon 40%; Zastúpenie: sm 52; jd 44; bo 19; sme 5; Vek: 85; Bonitný stupeň: sm – 4; jd – 3; Výmera: 12,81 ha

*Dendrometrické údaje:*

smrek – výška 22 m; hrúbka 31 cm; objem stredného kmeňa 0,80 m<sup>3</sup>; hustota na 1 ha – 102 m<sup>3</sup>;

jedľa – výška 23 m; hrúbka 34 cm; objem stredného kmeňa – 1,05 m<sup>3</sup>, hmota na 1 ha – 212 m<sup>3</sup>.

V rámci terénnych prác sa zisťovali nasledovné veličiny: prsný priemer stromu; stredný priemer stromu; dĺžka stromu; dĺžka vetvovej časti; počet vetiev v praslene; vzdialenosť praslenu od čela kmeňa; plocha rezu vetvy po odvetvení. Metodika a postup merania skúmaných parametrov stromov je zrejмый z obr. 1.

Rezná plocha vetiev sa vypočítala zo vzťahu:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{kde } d - \text{hrúbka vetvy v cm}$$

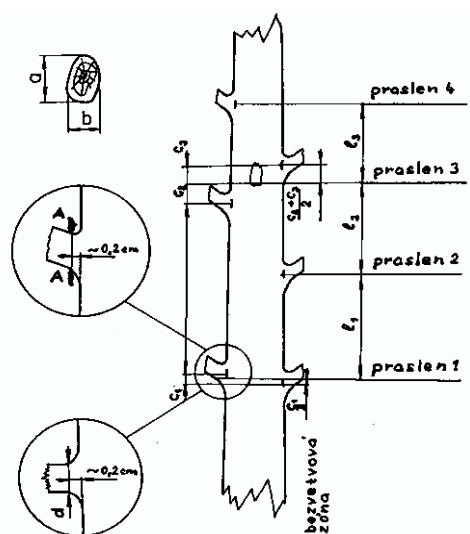
Pri výrazne excentrických vetvách sa rezná plocha určí zo vzťahu

$$S = \frac{a \cdot b}{4}$$

kde  $a$  – maximálna dĺžka reznej plochy

$b$  – maximálna šírka reznej plochy

Pre namerané parametre boli vypočítané základné štatistické charakteristiky: aritmetický priemer, smerodajná odchýlka, priemerná odchýlka, variačné rozpätie, variačný koeficient. Pre určenie vzťahov jednotlivých parametrov k základnej veličine – strednému priemeru  $D_s$  bola použitá korelačná analýza.



Obr. 1 Metodika a postup merania skúmaných parametrov stromov

Meranie parametrov stromov sa uskutočnilo v smrekových porastoch. Porast 29 d, f – 27 stromov; Porast 377 – 3 stromy, Porast 363 – 21 stromov, Porast 210 j – 7 stromov.

Merania boli vykonané v dvoch úrovniach:

- základné taxačné rozmery stromov (dĺžka kmeňa, priemery  $D_{1,3}$ ;  $D_s$ ; dĺžka vetvovej časti stromov, počet praslenu)
- meranie odvetvovanej časti stromov (počet vetiev, priemer vetiev, vzdialenosti medzi jednotlivými praslenu)

### 3. VÝSLEDKY

Pri spracovaní prvotného materiálu boli jednotlivé stromy rozdelené do súboru, podľa hrúbkových stupňov nasledovne:

súbor  $S_1$  obsahuje hrúbkové stupne 11–20 cm

súbor  $S_2$  obsahuje hrúbkové stupne 21–30 cm

súbor  $S_3$  obsahuje hrúbkové stupne 31–40 cm

súbor  $S_4$  obsahuje hrúbkové stupne 41–50 cm

súbor  $S_5$  obsahuje hrúbkové stupne 51–60 m.

Tab. 1 Rozdelenie stromov na hrúbkové stupne

Hrúbkové stupne v cm	Označenie hrúbkových stupňov	Čísla stromov patriacich do hrúbkového stupňa	Počet stromov v hr. st.
11–20	$S_1$	33, 36, 38, 39, 40	5
21–30	$S_2$	10, 11, 17, 25, 28, 29, 30, 31, 32	22
31–40	$S_3$	33, 34, 35, 37, 41, 42, 43, 44, 45, 47, 50, 51, 52, 54	13
41–50	$S_4$	1, 2, 3, 6, 7, 8, 13, 14, 15, 19, 21, 22, 23, 55	14
51–60	$S_5$	9, 20, 26, 27	4
<b>Spolu:</b>			<b>58</b>

Tab. 2 Hodnoty plôch praslenu pre stromy hrúbkového stupňa  $S_3$

Číslo stromu	4	5	12	16	18	24	46	48	49	53	56	57	58
1	28,9	35,3	38,5	24,5	38,5	48,1	14,7	19,6	37,7	75,4	24,5	48,1	42,4
2	28,9	19,6	37,7	29,5	38,5	38,5	28,3	28,3	37,7	95,4	29,5	50,3	38,5
3	37,7	28,3	79,5	38,5	50,3	50,3	21,2	48,1	38,5	37,7	15,7	35,3	48,1
4	28,3	78,5	38,5	28,3	62,8	37,7	38,5	28,3	50,3	50,3	19,6	57,7	19,6
5	28,9	98,2	63,6	57,7	38,5	63,6	21,2	37,7	79,5	58,9	28,3	38,5	79,5
6	37,7	21,2	37,7	19,6	28,9	62,8	48,1	42,4	38,5	21,2	37,7	35,3	21,2
7	58,9	63,6	37,7	75,4	21,2	38,5	28,3	38,5	63,6	37,7	21,2	37,7	37,7
8	21,2	62,8	63,6	79,5	37,7	14,7	47,7	28,3	62,8	98,2	19,6	28,3	28,3
9	37,7	50,3	62,8	62,8	35,3	21,2	28,3	48,1	38,5	63,6	38,5	14,7	38,5
10	50,3	63,6	58,9	50,3	63,6	38,5	28,9	37,7	37,7	48,1	28,9	19,6	48,1
11	37,7	28,9	37,7	50,3	63,6	48,1	38,5	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	75,4
12	38,5	35,3	98,2	48,1	50,3	63,6	28,3	38,5	50,3	38,5	29,5	42,4	37,7
13	28,9	63,6	63,6	48,1	23,9	38,5	19,6	42,4	48,1	28,3	12,6	19,6	28,3
14	78,5	50,3	62,8	78,5	37,7	50,3	21,2	35,3	28,3	50,3	28,9	28,3	19,6
15	38,5	35,3	78,5	37,7	38,5	47,7	28,3	28,9	28,9	21,2	37,7	24,5	28,3
16	37,7	50,3	37,7	28,9	21,2	62,8	19,6	19,6	28,3	28,3	28,3	24,5	21,2
17	28,9	35,3	28,9	38,5	37,7	75,4	28,9		28,3	38,5	21,2		14,7
18	78,5	42,4	95,0	37,7	63,6	50,3	12,6		24,5	21,2	28,9		48,1
19	47,7	35,3	58,9	79,5	38,5	38,5				28,3	19,6		19,6
20	38,5	28,3	50,3	37,7	14,7	28,3							38,5
21	47,7	35,3			21,2								24,5
22	21,2	42,4											14,7
23		28,3											35,3
24		28,3											21,2
25		33,5											
26		28,3											
27		19,6											
28		24,5											

Rozdelenie stromov do súborov podľa hrúbkových stupňov je uvedené v tabuľke 1. Pre určovanie parametrov odvetvovacej hlavice sú rozhodujúce súbory  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$ . Súbory  $S_1$  a  $S_5$  sú extrémne a súbor v obidvoch prípadoch je zo štatistického hľadiska nedostačujúci. Pre extrémne hodnoty pri triedení bol z výpočtov vyradený strom č. 17. Základný štatistický súbor pre štatistické spracovanie výsledkov obsahuje potom 48 stromov.

Z hľadiska energetickej náročnosti najdôležitejším parametrom stromu pre určenie pohonu odvetvovacieho mechanizmu je rezný odpor pri odvetvovaní. Veľkosť rezného odporu je úmerná prerezávanému prierezu vetiev v rovine rezu. Na určenie plochy prerezávaného prierezu sú potrebné parametre:

- počet vetiev v praslene
- prierez vetiev v mieste rezu.

Ako príklad sú v tab. 2 uvedené hodnoty rezných plôch praslenov jednotlivých stromov pre hrúbkovaný stupeň  $S_3$ .

Štatistické vyhodnotenie meraní bolo vykonané s cieľom určiť:

- štatistické charakteristiky stromov
- určenie závislosti jednotlivých parametrov stromov k základnej taxačnej charakteristike  $D_S$  – stredný priemer stromu.

Štatistické charakteristiky boli vypočítané pre tieto parametre stromu smreka:

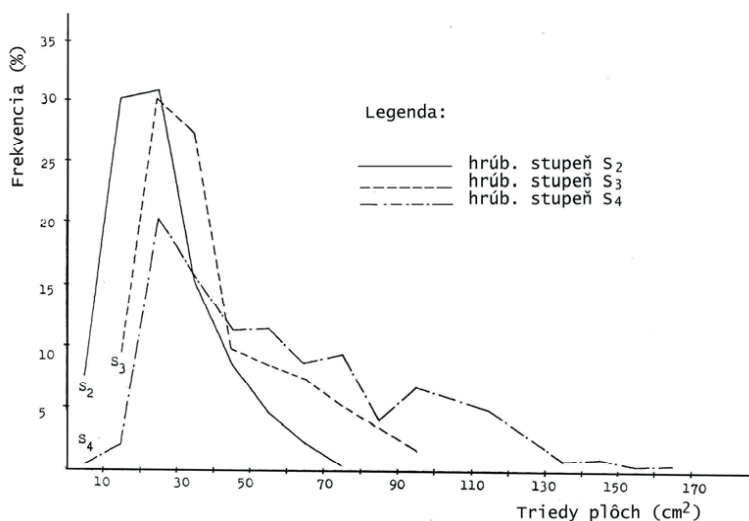
- dĺžka bezvetvovej zóny,  $L_{bv}$  [m]
- dĺžka vetvovej zóny,  $L_v$  [m]
- počet praslenov,  $p$
- počet vetiev,  $v$
- plochy základu vetiev (rezná plocha),  $S$  [cm<sup>2</sup>]
- vzdialenosť praslenov od čela stromu,  $l_i$  [m]

Výpočty štatistických charakteristík boli vykonané pre jednotlivé súbory hrúbkových stupňov  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$ . Štatistické charakteristiky polohy a rozptylu pre sledované parametre sú uvedené v tab. 3.

Tab. 3

Štatistická charakteristika	Označenie	Hodnoty štatistických veličín				
		Počet práslenov	Dĺžka bezvetvovej zóny	Dĺžka vetvovej zóny	Plocha základu vetiev	Počet vetiev
<b>Štatistické charakteristiky hrúbkového stupňa S2</b>						
Aritmetický priemer	$\bar{x}$	17,00	10,69	10,61	461,5	74,48
Smerodajná odchýlka	$S_x$	3,77	4,16	2,22	120,5	19,59
Priemerná odchýlka	$\bar{d}$	3,24	3,53	1,78	99,0	16,45
Variačný koeficient	$S_x\%$	22,18	38,91	20,92	26,11	26,30
Variačné rozpätie	$R\%$	70,59	131,43	74,55	94,28	96,67
<b>Štatistické charakteristiky hrúbkového stupňa S3</b>						
Aritmetický priemer	$\bar{x}$	20,08	13,14	12,44	799,9	80,46
Smerodajná odchýlka	$S_x$	3,12	2,08	2,23	215,4	17,79
Priemerná odchýlka	$\bar{d}$	2,26	1,71	1,92	179,4	10,79
Variačný koeficient	$S_x\%$	15,53	15,83	17,93	26,93	18,38
Variačné rozpätie	$R\%$	39,84	57,08	62,46	84,15	64,63
<b>Štatistické charakteristiky hrúbkového stupňa S4</b>						
Aritmetický priemer	$\bar{x}$	24,36	12,28	15,43	1394,0	100,00
Smerodajná odchýlka	$S_x$	5,45	2,21	2,51	406,5	30,28
Priemerná odchýlka	$\bar{d}$	4,59	1,86	2,28	345,4	26,14
Variačný koeficient	$S_x\%$	22,37	18,00	16,27	29,16	30,28
Variačné rozpätie	$R\%$	69,79	60,26	46,34	100,76	102,00





Obr. 2 Graf sumárných hodnôt plôch hrúbkových stupňov  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$

Pre stanovenie parametrov pre účely projektovania odvetvovacích strojov sú rozhodujúce parametre: plochy prierezu vetiev v praslene – rezná plochy a medzipraslenové vzdialenosti. Z tohto dôvodu pre tieto parametre boli vypočítané charakteristiky polohy a rozptylu.

Hodnoty štatistických veličín plôch praslenov pre hrúbkový súbor  $S_3$  je v tab. 4.

Frekvencia výskytu hodnôt plôch praslenov podľa súborov hrúbkových stupňov je na obr. 2.

Vzdialenosť každého nasledujúceho prasleno do prvého

$$\sum l_i = l_1 + l_2 + l_3 + \dots + l_i$$

kde:  $l_1 = 0$

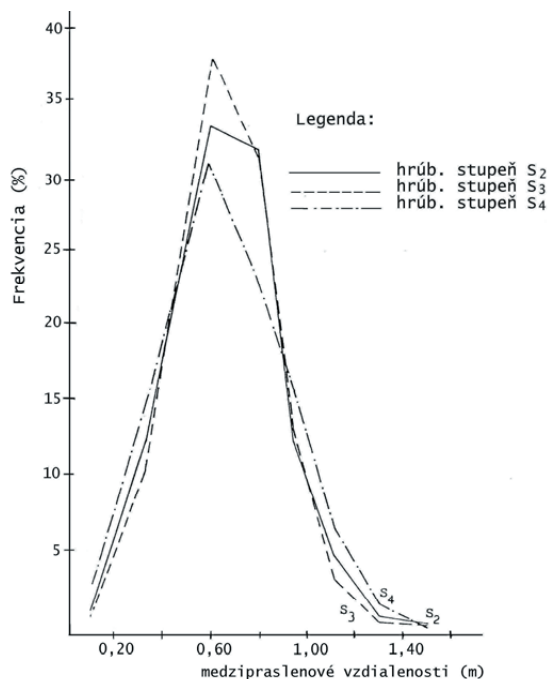
$l_2$  – vzdialenosť medzi druhým a prvým praslenom, [m]

$l_3$  – vzdialenosť medzi tretím a druhým praslenom, [m]

$l_i$  – vzdialenosť medzi praslenami  $i$  a  $i-1$ , [m]

Medzipraslenové vzdialenosti vyjadrené štatistickými charakteristikami polohy a rozptylu sú pre hrúbkový stupeň  $S_3$  uvedené v tab. 5.

Frekvencia výskytu hodnôt medzipraslenových vzdialeností hrúbkových stupňov  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$  je na obr. 3.



Obr. 3 Graf medzipraslenových vzdialeností hrúbkových stupňov  $S_2$ ,  $S_3$ ,  $S_4$

Tab. 4

Hodnoty štatistických veličín	Štatistické charakteristiky				
	aritmetický priemer	smerodajná odchýlka	priemerná odchýlka	variálny koeficient	varičné rozpätie
1	36,63	15,02	11,12	41,00	152,33
2	38,51	17,97	10,56	46,66	196,83
3	40,71	15,23	11,19	37,41	71,48
4	41,42	16,99	14,24	41,02	142,20
5	53,39	22,50	19,58	42,14	144,22
6	34,79	12,02	9,52	34,55	124,17
7	43,08	16,35	13,72	37,93	125,81
8	45,59	24,84	21,70	54,49	183,15
9	40,40	13,78	10,85	34,11	121,04
10	44,17	13,20	11,34	29,88	99,62
11	40,13	14,68	11,83	36,58	117,37
12	46,09	17,60	12,31	38,19	151,66
13	36,19	15,61	13,41	43,13	121,58
14	43,85	19,22	16,56	43,83	134,32
15	36,46	13,95	9,20	38,26	157,16
16	31,41	12,37	9,67	39,38	137,54
17	34,21	14,82	9,88	43,32	177,43
18	45,71	24,04	19,45	52,59	180,27
19	40,65	18,16	14,25	44,67	147,36
20	33,76	10,40	8,56	30,81	105,45
21	32,18	10,37	9,33	32,22	82,35
22	26,10	11,83	10,87	45,33	106,13
23	31,80	3,50	3,50	11,01	22,01
24	24,75	3,55	3,55	14,34	28,69

## 4. ZÁVER

Získané podklady umožňujú vytvoriť štatistický model stromu pre strojné odvetvovanie s aplikáciou pri návrhu a dimenzovaní odvetvovacieho mechanizmu z hľadiska energetickej náročnosti a pevnosti.

## LITERATÚRA

1. MIKLEŠ, M. a kol. (1993): Teória a stavba lesných strojov II., ES TU vo Zvolene, 1993, 274 s.
2. MIKLEŠ, M. (1994): Výskum geometrie nožov odvetvovacej hlavice. Acta Facultatis Forestalis Zvolen, XXXVI. 1994, s. 333–345

Príspevok bol spracovaný v rámci riešenia vedeckého grantového projektu VEGA MŠ SR č. 1/3534/06.

### **Kontaktná adresa:**

#### **Ing. Juraj Mikleš**

Technická univerzita vo Zvolene  
Katedra lesnej a mobilnej techniky  
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky  
T. G. Masaryka 24  
960 53 Zvolen,  
e-mail: [jmikles@vsld.tuzvo.sk](mailto:jmikles@vsld.tuzvo.sk)



## POSTUP PRI SPRACOVANÍ PROJEKTU LANOVEJ DRÁHY VÝPOČTOVOU TECHNIKOU

### METHODS OF EXECUTION THE PROJECT OF FOREST CABLEWAY IN COMPUTERING TECHNIQUE

Viliam MRAČNA

**ABSTRACT:** The paper deals with the problems of processing the preliminary work associated with a cableway, prior to its putting into operation in forest, by means of project processing by computing technique. The program enables an operative alternation of the results and their optimization. The results will be used at assembly of the cableway.

**Key words:** cable, cable logging, computing technique

**ABSTRAKT:** V príspevku je rozpracovaná problematika spracovania prípravných prác pred zaradením lanového zariadenia do prevádzky lesného hospodárstva formou spracovania projektu výpočtovou technikou. Program umožňuje operatívne alternovanie výsledkov a ich optimalizáciu. Výsledky sa využijú pri montáži lanovej dráhy.

**Kľúčové slová:** lano, sústredovanie dreva, výpočtová technika

## 1. ÚVOD

Sústredovanie dreva lanovými dráhami patrí medzi moderné a racionálne spôsoby sústredovania dreva v horských oblastiach so sklonom terénu nad 40%. Napriek tomu, že až 40% rozlohy lesov v SR sa rozprestiera v týchto sklonoch lanovými dráhami sa sústreďuje len približne 2% z celkovej vyťaženej drevnej hmoty. Táto skutočnosť je ovplyvnená viacerými faktormi:

- absencia lanových dráh domácej proveniencie,
- prevádzka lanovej dráhy je prerušovaná pomerne častou montážou a demontážou, čo si vyžaduje veľkú fyzickú námahu samotných pracovníkov a veľký podiel nevykonných časov,
- vysoké zriaďovacie náklady, vysoký stupeň opotrebovania lán, čo sa premieta do výrobných nákladov na vyťaženie drevnú hmotu,
- zložitosť, zdĺhavosť a odborná náročnosť na projektovanie trasy lanovej dráhy.

V prospech využívania lanových dráh v sústredovaní dreva hovoria skutočnosti, ktoré čiastočne kompenzujú menované nevýhody:

- ekonomicky výhodnejšie sprístupňovanie lesa ( napriek tomu, že náklady na výstavbu ciest sa zvyčajne nezohľadňujú),
- trasa lanovkovej dráhy úplne sprístupňujú porasty bez zásahy do reliéfu terénu v najkratšej dráhe,
- lanová dráha nemusí viesť len porastom, ktorý je priamo obhospodarovaný,
- väčšina lanových dráh je konštruovaná ako ľahko premiestniteľné, pričom spájajú fázu sústreďovania s vytáňovaním dreva,
- lanové dráhy umožňujú aj jemnejšie spôsoby obhospodarovania lesa s minimálnym porušovaním bylinného pôdneho krytu.

Hlavnými časťami lesnej lanovej dráhy sú laná, vozíky a pohonné agregáty. Z pohľadu lesnej lanovej dopravy majú zvlášť významné postavenie laná, ktoré vytvárajú podmienky, možnosti a charakterizujú vlastnosti prepravy dreva lanovou dopravou. V lesnom hospodárstve sa používajú iba pramencové laná s konopnou dušou, ktoré sú ľahšie, ohybnejšie a pružnejšie. Z celého príslušenstva lanovej dráhy sa laná najviac opotrebúvajú, preto sa otázkam ich namáhania venuje najväčšia pozornosť.

## 2. RIEŠENIE PROBLEMATIKY PROJEKTOVANIA LANOVEJ DRÁHY

Lesné lanové dráhy, ako dočasné a prenosné zariadenie, sa stavajú veľmi jednoducho, aby ich montáž bola dostatočne rýchla s minimálnymi nákladmi, na základe spracovaného projektu. Pred spracovaním samotného projektu je nevyhnutné, v rámci prípravných prác, vykonať technologickú prípravu pracoviska, ktorou sa zabezpečia ťažobné požiadavky, pozostávajúce z vyznačenia ťažby, úpravy približovacích liniek, úpravy skládok dreva (Horek, 1991).

V samotnom technologickom projekte po zameraní trasy lanovej dráhy je nevyhnutné zabezpečiť najmä:

- vyznačenie trás nosného a vratného lana,
- vyznačenie vhodných kotiev (stromov, popr. umelých kotiev) na ukotvenie podpier, pohonného agregátu a nosného lana.

Nosné lano kotví sa pevne na oboch koncoch. Táto skutočnosť spolu s meniacimi sa terénnymi pomermi vyvoláva v napnutí lana zložité pomery. Pri určovaní hlavných montážnych parametrov je potrebné zohľadňovať aj vplyv výpočtov na odbornú a časovú náročnosť pracovníka pri spracovaní projektu. Nosné lano ako jazdná dráha na dopravu nákladu je základnou súčasťou lanovej dráhy.

Spojením dolného a horného bodu kotvenia sa určí dĺžka ideálne napnutého nosného lana. V miestach kde sa táto čiara dotýka zeme, alebo sa približuje k terénu (terénne zlomy), je potrebné montovať podpery. Vložením podpier do profilu trasy lanovej dráhy sa vytvoria lanové polia.

Pre potrebu lesného hospodárstva v samotnom výpočte napnutia nosného lana sú najdôležitejšie ukazovatele previsu nezaťaženého nosného lana a jeho priehybu po zaťažení. Výpočet veľkosti previsu a priehybu nosného lana je dôležitý pre určenie výškovej polohy nosného lana nad terénom a tým určenie situovania výšky podpier (Mikleš, Holík, 2003).

Pri spracovaní projektu lanovej dráhy je potrebné prepočítať namáhanie nosného lana zaťaženého nákladom a vlastnou tiažou. Samotný výpočet sme vykonali podľa vzorca:

$$H = -\frac{A \cdot h}{2 \cdot L_h^2} + \sqrt{\frac{A^2 \cdot h^2}{4 \cdot L_h^4 \cdot B^2} - \frac{A^2 - 4 \cdot L_h^2 \cdot S_1^2}{4 \cdot L_h^2 \cdot B}} \quad (\text{N})$$

kde:  $L_h$  – horizontálna dĺžka lanového poľa v m,  
 $Q_0$  – priemet tiaže lana jednotkovej dĺžky do horizontálnej roviny v  $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ,  
 $S_1$  – maximálne zaťaženie nosného lana na hornej kotve v N,  
A, B – pomocná hodnota pre výpočet horizontálnej sily v N.

Následne sa vypočítal maximálny priehyb nosného lana zaťaženého nákladom a vlastnou tiažou v jednotlivých bodoch jeho priebehu podľa vzorca:

$$f_x = \frac{Q \cdot L_h}{4 \cdot H} + \frac{Q_0 \cdot L_h^2}{8 \cdot H} \quad (\text{m})$$

Súčasťou vypracovania projektu lesnej lanovej dráhy je určenie priebehu priehybu krivky nosného lana nad terénom. priebeh krivky dostaneme grafickým vymedzením jednotlivých hodnôt prehnutia lana v jednotlivých bodoch pre jednotlivé polia. Po ich vynešení môžeme posúdiť vhodnosť stavby lanovej dráhy v konkrétnom terénnom profile. Toto posúdenie má rozhodujúci vplyv na plynulosť a bezpečnosť práce lanovej dráhy v sústreďovaní dreva.

Pred započatím montáže lanovej dráhy je potrebné spracovať projekt trasy s vydefinovaním jej základných parametrov:

- prehľadnú schému porastu so zakreslením nakladacích a vykladacích staníc,
- výpočet napnutia zaťažených a nezaťažených nosných lán,
- pozdĺžny profil trasy s grafickým znázornením previsu a priehybu nosného lana,
- stručný technický popis s prepočtom kotvenia nosného lana,
- výpočet podpier nosného lana so zameraním na určenie výšky upevnenia priečného lana s grafickým znázornením priechodnej podpery.

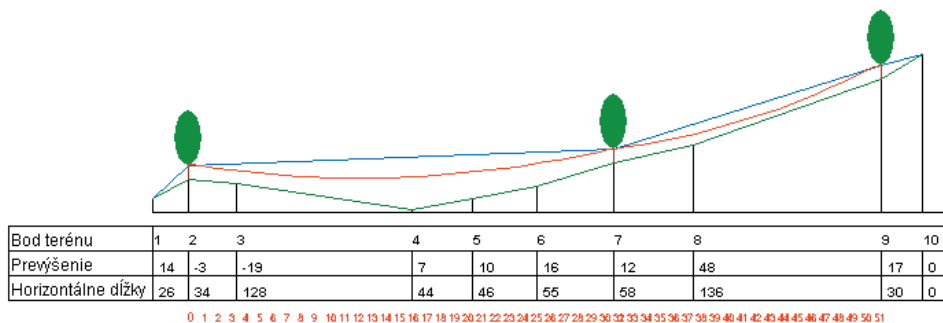
Do terénneho profilu, ktorý bol zistený priamo zameraním v teréne, je potrebné vložiť pozdĺžny profil lanovej dráhy, t. j. určiť rozmiestnenie priechodných a nepriechodných (koncových) podpier na trase. Pritom je dôležité zohľadňovať požiadavku hospodárnosti, z ktorej vyplýva požiadavka optimalizácie počtu podpier, popr. ich výšky pri dodržaní technických a bezpečnostných predpisov. Optimálne riešenie pozdĺžneho profilu si vyžaduje aj od skúseného projektanta preskúmanie viacerých alternatív. Táto činnosť je mimoriadne časovo náročná. Práve problematika výpočtu namáhania nosného lana bola viacerými autormi posudzovaná ako najzložitejšia časť projektovania lanovej dráhy, hlavne z dôvodu zložitého a zdĺhavého vyčíslenia rozhodujúcich montážnych parametrov, hlavne montážneho napätia. Z tohto dôvodu táto skutočnosť vedie pracovníkov lesného hospodárstva k opúšťaniu výpočtových prác so snahou maximálne zjednodušovať určovanie hlavných parametrov lanovej dráhy a tým aj ku vzniku nepresností a k pomerne častým haváriám lanového zariadenia počas jeho prevádzky.

Súčasná výpočtová technika umožňuje tieto problémy v plnej miere odstrániť a samotné vypracovanie projektu maximálne zrýchliť a zjednodušiť. Samotný program zahŕňa hlavne nasledujúce druhy výpočtov:

- namáhanie – priehyb a previs lana,
- kotvenie nosného lana,

- výšky upevnenia priečného lana na priechodných a nepriechodných podperách spolu s dimenziou nosných stromov.

Okrem uvedených základných výpočtov program umožňuje aj grafické vykreslenie pozdĺžneho profilu terénu a trasy, vloženie nivelety nosného lana do pozdĺžneho profilu, vykreslenie priečného profilu podpier. Ako výstup spracovania projektu je možné využívať prostredie obrazovky popr. program umožňuje výstup grafickou formou cez tlačiareň na základe voľby zadaním v úvode programu. Vstupné údaje sa zadávajú z klávesnice z výsledkov získaných meraním priamo v teréne, ktoré sú zapísané v terénnom zápisníku. Zapisované údaje terénneho merania je možné kontrolovať priamo na obrazovke PC. Program má čiastočne modelovací charakter, čím je vytvorená možnosť simulácie rôznych alternatív. Týmto spôsobom je programom vytvorená možnosť, v priebehu krátkeho času, optimalizovanie spracovania celého projektu lesnej lanovej dráhy. Súčasťou spracovania projektu je určenie priebehu kriviek previsu a priehybu nosného lana pre vopred stanovenú hmotnosť nákladu. Následne sa na monitore PC graficky znázornia jednotlivé hodnoty prehnutia lana v konkrétnom terénnom profile (obr. 1).



Obr. 1 Pozdĺžny profil trasy (zelene) lanovej dráhy s hodnotami previsu (modro), priehybu (červene) nosného lana lanovej dráhy

Po vynesení je možné opticky posúdiť vhodnosť stavby lanovej dráhy v danom terénnom profile a tým zaistiť plynulosť a bezpečnosť práce. Po posúdení grafického znázornenia je potrebné výpočtom určiť charakteristické montážne hodnoty namáhania nosného lana. (Tajboš, Mračna, Pacola, 2001).

Pre bezpečnú a bezporuchovú prevádzku lanovej dráhy je v druhej časti programu výpočet pripevnenia priečných lán. Tieto láná znižujú pružné predlžovanie nosného lana pod tiažou nákladu, zmenšujú jeho priehyb a súčasne aj samotné zaťaženie nosného lana. V lesníckej praxi by vzdialenosť medzi jednotlivými podperami nemala byť väčšia ako 150 m. Podpery nosného lana v lesníckej praxi rozdeľujeme podľa funkcie a charakteru stavby na prirodzené, poloumelé a koncové – kotvové. Pre určenie výšky pripevnenia priečného lana na podperách je potrebné poznať (obr. 2):

- výška päty podpery ( $b_1, b_2$ ),
- prehnutie priečného lana ( $f_1, f_2, f_3$ ),
- priehyb nosného lana,



- požadovanú výšku nákladu na botke nad terénom – minimálne 1,5–2,0m, volí sa podľa priehybu a tvaru terénu,
- výška stojiny botky,
- sklon terénu v % medzi stĺpmi podpery ( $\alpha_p$ ).

Závesné lano podpery (priečne lano), na ktorom visí lanová botka nosného lana, prenáša tlak na stĺpy podpery, pričom stĺp sa správa ako nosník votknutý na jednom konci a na druhom je voľný. Pri vypracovaní projektu je vo veľa prípadoch vhodné poznať maximálnu výšku upevnenia priečného lana pri známom tlaku na podperu, aby nedošlo k poškodeniu stĺpa alebo jeho zlomeniu. Túto výšku je potrebné poznať zvlášť v prípadoch keď sa, pri spracovaní projektu, mení výška umiestnenia nosného lana vzhľadom na jeho veľký priehyb.

Pri výpočte základných parametrov botky je potrebné prepočítať hlavne prehnutie priečného lana. Môžu sa vyskytnúť dve možnosti a to prípad, že botka sa nachádza v strede medzi stromami podpery. Optimálny uhol lomu priečného lana je  $\beta = 120^\circ$ , potom uhol  $\gamma = 180 - \beta$  t.j.  $60^\circ$ . V tomto prípade sme použili na prepočet nasledovný vzorec:

$$f = \frac{L_p}{2} \cdot tg \frac{\gamma}{2} \quad (m)$$

kde  $L_p$  – rozostup stromov botky.

Ak sa botka nenachádza v strede medzi stromami podpery potom sa použil na výpočet:

$$\text{ľavého stromu} \quad f_2 = 2 \cdot f \cdot \frac{L_2}{L_p} \quad (m)$$

$$\text{pravého stromu} \quad f_1 = f_2 \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad (m)$$

Výška upevnenia priečného lana na jednotlivých botkových stromoch sa určí zo vzťahu:

$$h_1 = f_1 + h_b + h' \pm h'_1 \quad (m)$$

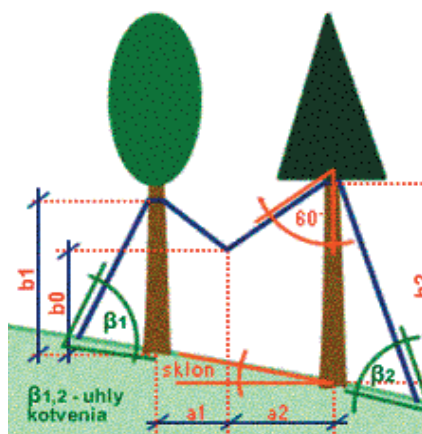
$$h_2 = f_2 + h_b + h' \pm h'_2 \quad (m)$$

Po napnutí nosného lana na vypočítanú hodnotu u lesných lanových dráh kotvíme laná pevne na oboch koncoch. na prirodzené alebo umelé kotvy.

Ako prirodzené kotvy využívame zdravé stromy, pne, popr. skalné výbežky a iné vhodné miesta.

Často sa pre zakotvenie nosného lana nenájde vhodná prirodzená kotva, preto je potrebné urobiť umelé kotvy a to buď drevené (tzv. na mŕtveho muža), oceľové, betónové popr. kombinované.

Kotvové stromy, popr. kmene je potrebné dimenzovať na menovitú nosnosť lana zníženú o koeficient bezpečnosti (v lesníckej praxi 2,5–3,0).



Obr. 2 Podpera tvaru M

### 3. ZÁVER

Pred začatím montáže lanovej dráhy je potrebné vypracovať projekt trasy lanovej dráhy, ktorý musí obsahovať:

- prehľadnú situáciu porastu s vyznačením vykladacích staníc a príjazdových ciest,
- výpočet napnutia nezaťaženého a zaťaženého nosného lana,
- pozdĺžny profil trasy lanovej dráhy s vyznačeným previsom a prichybom nosného lana,
- stručný prepočet a technický popis kotvenia nosného lana,
- výpočet podpier nosného lana a výšky upevnenia priečného lana,

Zložitosť a zdĺhavosť výpočtom projektu lanovej dráhy viedla pracovníkov v lesnej prevádzke k ich zjednodušovaniu. Z tohto dôvodu výsledky nezodpovedali dôrazu, aký sa od projektovej prípravy pracoviska vyžaduje (Tajboš, Lukáč, Pacola, 2002). Tieto nedostatky sú odstránené programom, ktorý umožňuje vykonať dostatočne presné výpočtové a grafické výstupy doplnené o možnosť alternovať riešenia a tým optimalizovať trasy lanovej dráhy.

### LITERATÚRA

1. BENČEL, H.: 1990, Projektovanie lanových systémov s využitím výpočtovej techniky, Zvolen, DP, LF VŠLD 1990.
2. HOREK, P. a kol.: 1991, Lesní lanovky, ŠLP Masarykov les, Křtiny, 1991.134 s.
3. MIKLEŠ, M., HOLÍK, J.: 2003, Lanové dopravné zariadenia, TU vo Zvolene.
4. TAJBOŠ, J., LUKÁČ, T., PACOLA, E., 2002. Aplikácia niektorých grafických systémov pri projektovaní trás lesných lanoviek. AFF, XLIV, Zvolen, TU: 239–250.
5. TAJBOŠ, J., MRAČNA, V. PACOLA, E., 2001. Projektovanie trás lesných lanoviek v prostredí grafických systémov. In: Zborník referátov z MVK „Trendy lesníckej, drevárskej a environmentálnej techniky a jej aplikácie vo výrobnom procese“, Zvolen, FEVT: 383–390.

#### Kontaktná adresa:

**Ing. Viliam Mračna, CSc.**

Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnéj techniky  
Masarykova 24, 96053 Zvolen, E-mail: mracna@vsld.tuzvo.sk

## A METHOD FOR MEASUREMENTS OF GEOMETRY AND POSITIONS OF CIRCULAR SAW TEETH

### METÓDA MERANIA GEOMETRIE A POLOHY ZUBOV V TELE PÍLOVÉHO KOTÚČA

**Kazimierz A. ORLOWSKI – Roman WASIELEWSKI – Jerzy KAPCIA**

**ABSTRAKT:** Cieľom tohto príspevku je podrobnejšie informovať o novom spôsobe merania geometrie zuba a polohy zuba v tele pílového kotúča. Opísaná metóda je založená na číslicovom spracovaní obrazov – zosnímaných obrysov rezného klina a bola použitá v automatickom opticko-diagnostickom prístroji WKOPTar. Použitý systém automatického polohovania hriadeľa zabezpečí, že zuby pílového kotúča sa umiestnia do správnej polohy podľa uložených obrazov aj v prípade nerovnomerného rozostupu zubov skúšaného pílového kotúča. Pre lepšiu predstavu o meracích a úžitkových vlastnostiach opticko-diagnostického prístroja WKOPTar je priložených niekoľko príkladov z meraní a analýz zubov pílových kotúčov, ktoré mali chyby. Začiatok rozboru obrysu zubov je založený na hľadaní významných obrysov zuba, na ktorých sú charakteristické body umiestnené. Pri ďalšom matematickom spracovaní geometrických parametrov zubov (32 údajov pre jeden zub) boli získané charakteristické body súradníc. Uskutočnené analýzy kvality pílových kotúčov ukázali, že chyby spôsobené v niektorých fázach prípravy pílových kotúčov sú trvalé a nedajú sa odstrániť ďalšími technologickými postupmi, napríklad ostrením zubov.

**Kľúčové slova:** pílový kotúč, geometria zuba, automatické meranie, kvalita

**ABSTRACT:** The aim of this paper is to present in detail a new method for measurements of geometry and positions of circular saw teeth. The described method, which bases on numerical processing of recorded tooth images, has been utilized in the automatic vision controller WKOPTar. The applied system of the automatic spindle control positioning guarantees the circular saw teeth occupying the proper position to record images even for non-uniform pitches in the examined circular saw. For the better bringing into prominence diagnostic usability of the vision controller WKOPTar, there are also performed some examples of measurements and geometry analyses of circular saw teeth which were burdened with some errors. Analyses of tooth images start off with searching of significant tooth edges (outlines) on which characteristic points are located. In further computations of geometrical tooth parameters (up to 32 parameters for one tooth) characteristic point coordinates are applied. Conducted analyses of the circular saw quality revealed that in some cases errors of preparing of the saw blade are lastingly inherited by the saw and cannot be eliminated by the further technological process operations such as a tooth grinding.

**Key words:** circular saw, tooth geometry, automatic measurement, quality

## 1. INTRODUCTION

Technical and economical effects of sawing operations of wood and wood base materials are considerably dependent on the saw quality because the latter affects utilization rate of a raw material. Bowyer and Stockmann (2001) stated that supplying global needs for timber lumber is becoming increasingly problematic, and at rough estimate in the year 2030 they forecasted that the annual growth of wood would be insufficient to support current per-capita consumption. One solution to ensure a raw material for sawmills would be to increase the number of narrow-kerf technology applications in both the primary and the secondary processing of wood, because it makes possible to achieve maximum production output. Nevertheless, if narrower saw kerfs are applied the high grade saws should be used (Orlowski, 2003, Turner, 2001) because they have a low value of the stiffness coefficient (Stakhiev, 2000), and they are very sensitive to back forces (lateral forces) affecting a saw blade as a result. Moreover, saws with a pure quality of cutting edges have lower value of the operational stiffness because of the partial loss of stability (Stakhiev, 2000) and in the consequence of it accuracy of sawn lumber is deteriorated (Orlowski, 2003). Hence, there is a need for quality inspection of circular saw teeth at every stage of manufacturing.

Since a circular saw belongs to the group of multi-point cutting tools its tooth geometry quality is dependent upon: geometrical parameters of every tooth, repeatability of these parameters for individual tooth, and positions of separate teeth in relation to the saw blade and datum features. The complex assessment of mentioned accuracies is feasible on the grounds of measurements of every tooth in the examined saw.

## 2. VISION CONTROL OF THE CIRCULAR SAW TOOTH GEOMETRY

Taking into consideration that circular saw teeth are complicated three-dimensional solids of small overall dimensions circular saws are examined more and more with vision techniques, which base upon digital analyses of recorded tooth pictures (Turner, 2001, Orlowski and Wasielewski 2005, Wasielewski and Orlowski, 2005, Zierdt, 1995). However, in these types of measurements the tooth inspection is limited only to investigation of projections of tooth outer plane outlines. Those outlines are created from planes  $A_\alpha$  (kH) and  $A_\gamma$  (kV) forming correspondingly from views of the plane  $A_\alpha$  in the direction of the camera kH optical axis and the flank  $A_\gamma$  in the direction of the camera kV optical axis (Fig. 1) (Wasielewski and Orlowski, 2005). The directions of visual observations kH and kV result from the setting of the control device in relation to the examined plane. Figure 2 presents some various examples of tooth images, which were recorded on the controller WKOPTar (Wasielewski and Orlowski, 2005), visible in the directions kH and kV.

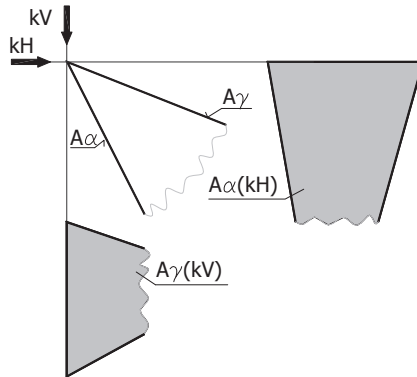


Figure 1 Schema of the tooth plane recording

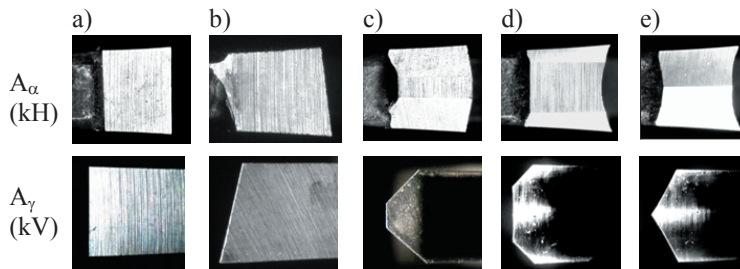


Figure 2 Examples of tooth images visible in the directions kH and kV camera, where:  
 a – plain tooth, b – skew tooth, c – trapezium tooth, d, e – teeth with concave flanks

Some circular saw manufactures have shown interest in the development of an automatic system for saw tooth quality control. For example, the firm GASTECH (Suwalki, PL) ordered at the Department of Manufacturing Engineering and Automation of the Gdansk University of Technology such a kind controller. The latter was designed, made and put into practice in cooperation with the orderer. The aim of this paper is to present in detail a new method for measurements of geometry and positions of circular saw teeth, which has been applied in the automatic vision controller of circular saw teeth WKOPTar.

### 3. VISION CONTROLLER OF CIRCULAR SAW TEETH WKOPTAR

The vision controller of saw teeth WKOPTar (Orlowski and Wasielewski, 2005, Wasielewski and Orlowski, 2005) is orientated towards automatic and complex measurements of the tooth geometry, and determining positions of teeth in circular saws. The functional diagram of vision controller WKOPTar is presented in Fig. 3. The being inspected circular saw 1 (Fig. 3) is fixed with a saw chuck in a socket (the ISO40 taper) of the spindle 2,

which is driven by a motorized speed reducer with an electric three-phase motor 3. The latter is supplied by a frequency converter 4. Pictures of each saw tooth that are taken by two cameras kH and kV equipped with special macro lenses (variable focal distance), are recorded in the memory of the computer 8. Then, in the PC recorded images are digitally processed. The both cameras are placed on the arms 10 which can rotate around the stationary measurement axis 11 of the device. Therefore, the change of the saw outside diameter calls for displacement of the measurement axis together with the driving system, and in a manner that the controlled tooth of the saw will be at the position of the measurement axis 11 independently of the saw outside diameter. For that purpose, the spindle and the motorized speed reducer are located on a carriage, which is driven by a hand operated guide screw. The carriage is guided in ways.

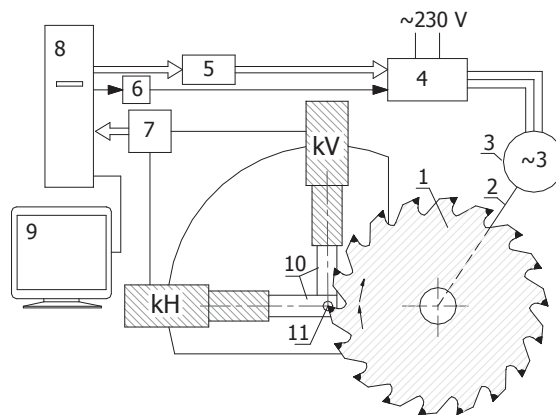


Figure 3 Functional diagram of the vision controller of circular saws WKOPTar, where:  
 1 – inspected circular saw, 2 – spindle, 3 – three-phase motor, 4 – frequency converter,  
 5 – analog-to-digital converter, 6 – coupled isolator system, 7 – video frame grabber, 8 – computer PC,  
 9 – monitor, 10 – camera arms, 11 – measurement axis, kH, kV – cameras, b – general view

Applying in the controller of two low cost analogue cameras with digital signal processing affords that images must be recorded while the spindle is still because of the maximum frame frequency value of 25 frames per second, required time of the electronic shutter, and also demanded quality of the pictures.

#### 4. CONTROL OF THE SPINDLE POSITIONING AD TOOTH IMAGES RECORDING

An interrupted spindle movement is realised automatically and its positioning is controlled by an image from the camera kH (Fig. 4). The process of the spindle positioning control may be described as follows. After recording of two images of the inspected tooth a rotary motion of the spindle is switched on. This rotation is analysed in the camera kH screen (example in Fig. 4b), in which in the vicinity of the centre line S on the both sides of the line L1 a brightness level is examined. If the cutting edge of the following tooth

appears in that position, there is a signal to reduce the spindle rotation speed. At that moment, the tooth slowly reaches the line L2. Similarly, around this line the brightness level is also checked up. Whereas the cutting edge of the tooth appears on the line L2 (Fig. 4b) the spindle rotation movement stops. Consequently in this position the tooth images are taken by two cameras and then recorded (examples in Fig. 4b, d). Subsequently, the cycle is repeated.

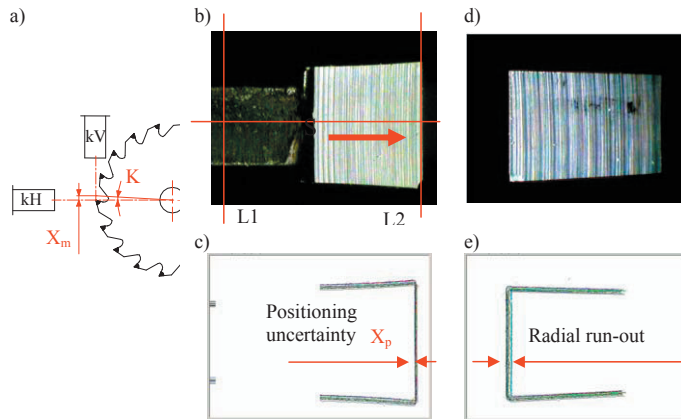


Figure 4 Spindle positioning with the use of the camera kH screen, where: a) system scheme, b) tooth screen example taken by the camera kH, c) outlines of every tooth of the examined circular saw taken by the camera kH, d) tooth screen example taken by the camera kV, e) outlines of every tooth taken by the camera kV, (the arrow in Fig. 4b – direction of the saw movement)

Accuracy of positioning of the active element (the spindle in this case) plays the important part in every automatic monitoring system because it may affect measurement result values. In the presented control method a positioning uncertainty depends not only on the spindle driving system but also on a resolution and magnification of the tooth image, and the tooth access speed. For the example performed in Fig. 4 the positioning uncertainty is shown in Fig. 4c, in which for the circular saw with a diameter of  $D = 400\text{ mm}$  and 18 tooth number outlines recorded by the camera kH are overlapped. The dimension  $X_p$  is in pixels, and it is a measure of the positioning uncertainty of the tooth. This value is equivalent to the linear positioning accuracy  $X_m$  in mm determined on the circular saw radius (Fig. 4a) ( $X_p \equiv X_m$ ). In the presented example (Fig. 4), a dimension  $X_p = 5$  pixels corresponds to  $X_m \approx 0.05\text{ mm}$ , and results in an angular spindle precision:  $K = \arctan(2X_m / D) = 0.014^\circ$ .

On the base of the above values obtained in the carried out experiments it can be stated that the applied system of the automatic spindle control positioning, in which the image from the camera kH is utilised, guarantees the circular saw teeth occupying the proper position to record images even for non-uniform pitches in the examined circular saw.

## 5. IMAGE ANALYSIS AND TOOTH GEOMETRICAL PARAMETERS

Calibration of the recording system is a base of the image processing and determination of tooth geometrical parameters. This process as distinguished from the calibration method presented in (Turner, 2001) does not require calibration bars, and is realized on the base of the overall set (kerf)  $S_t$  of the first tooth of the examined circular saw. Firstly, the operator (inspector) sets up magnification of lenses of each camera  $kH$  and  $kV$  switching over their screens. Then, the special software window is filled in with the value of the kerf  $S_t$  of the tooth being magnified and surely measured sooner by the inspector (Orlowski and Wasielewski, 2005). Afterwards, by clicking on the calibration buttons the calibration process is initiated. The values of calibration coefficients are calculated automatically by the software. They are used in further computations by the software. The presented method of the measurement system calibration seems to be simpler than methods applied in other similar stands (Turner, 2001, Zierdt, 1995) because of the lack of calibration bars. The exemplary calibration screens are presented in Fig. 5. In the apparatus WKOPTar two digital processing colour cameras (low costs) with the 1/2" CCD picture element (752(H)×582(V) pixels) in every of them were applied. In the described example the measured kerf of the chosen tooth equalled to  $S_t = 4.44$  mm, which was correspondingly equivalent to  $S_t = 425$  pixels for the camera  $kH$  and  $S_t = 387$  pixels for the camera  $kV$ . After calculations calibration coefficients values were computed and adequately equal to:  $kH_{cal} = 0.010447$  mm/pixel and  $kV_{cal} = 0.011473$  mm/pixel. The file with values of those current coefficients is created automatically by the software that allows further analyses. Furthermore, calibration coefficients are simultaneously values of the measurement resolution. In the presented device for narrow-kerf saws the latter is at the level of 0.005 mm/pixel.

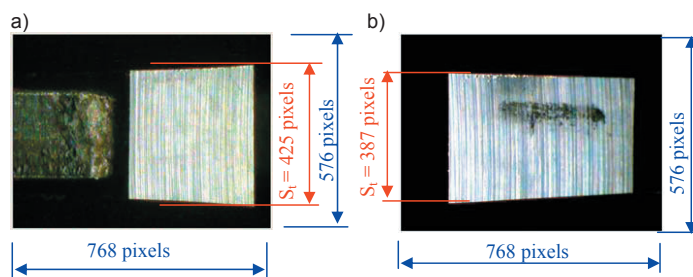


Figure 5 Calibration screens of the recording system of camera  $kH$  (a) and camera  $kV$  (b)

Analyses of images start off with searching of significant tooth (outline) edges. A modified gradient algorithm was used in this procedure. Determination of the brightness level in the tooth area and outside of it was the origin of these analyses. Searching of edges is simultaneously realized in four directions towards the tooth area midpoint (Orlowski and Wasielewski, 2005). Examples of teeth outlines are presented in Fig. 4c and Fig. 4e.



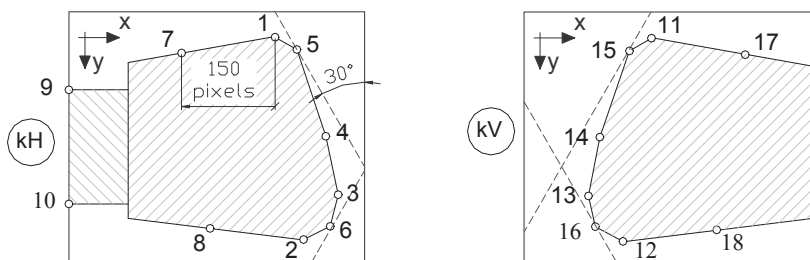


Figure 6 Characteristic points of the tooth outline obtained from images captured by the cameras kH and kV

The disposable digital description of the tooth outline allows us to evaluate its geometrical parameters on the base of the characteristic points that describe the shape of the tooth (Fig. 6). For the images captured by the camera kH were chosen 10 points, and for the images grabbed by the camera kV there were 8 points, where points No are as follows:

- 1, 2, 11, 14 – outline points which coordinates  $y$  have values minimum or maximum correspondingly;
- 4, 14 – outline points which are at the same distance from points 1 and 2 or 11 and 12 appropriately;
- 3, 13 – outline points of which coordinates  $x$  have values minimum or maximum correspondingly;
- 5, 6, 15, 16 – outlines points tangential with lines shifting at an angle of  $30^\circ$  from the right corners for the camera kH image, and from the left corners for the camera kV image;
- 7, 8, 17, 18 – points for the coordinate  $x$  at a constant distance of 150 pixels from points 1, 2, 11 and 12 accordingly;
- 9, 10 – points of min and max values of  $y$  at the coordinate  $x = 0$ .

From the processed point coordinates geometrical tooth parameters are computed. The applied software for each tooth of the saw evaluates 32 geometrical parameters which are presented in Fig. 7. For instance, the parameter  $P8$  is a radial run-out, which can be defined as a difference of coordinates  $x$  (points 14, Fig. 6) between tooth No  $j$  and the first tooth (the tooth used in the calibration process) of the examined circular saw may be determined from:

$$P8 = -(x_j^{14} - x_1^{14}) \cdot kV_{cal} \quad (1)$$

Moreover, parameter  $P10$  is a value of the tool minor cutting edge angle, which is calculated from coordinates of points 11 and 17 (Fig. 6):

$$P10 = \arctan \frac{y_j^{17} - y_j^{11}}{x_j^{17} - x_j^{11}} \quad (2)$$

Performed in Fig. 7 parameters  $P1-P8$  determine tooth positions in the saw blade, parameters numbered  $P9-P12$  define positions of minor cutting edges, parameters  $P1-P16$  specify positions of cutting edges, and finally parameters  $P17-P32$  describe tooth outlines.

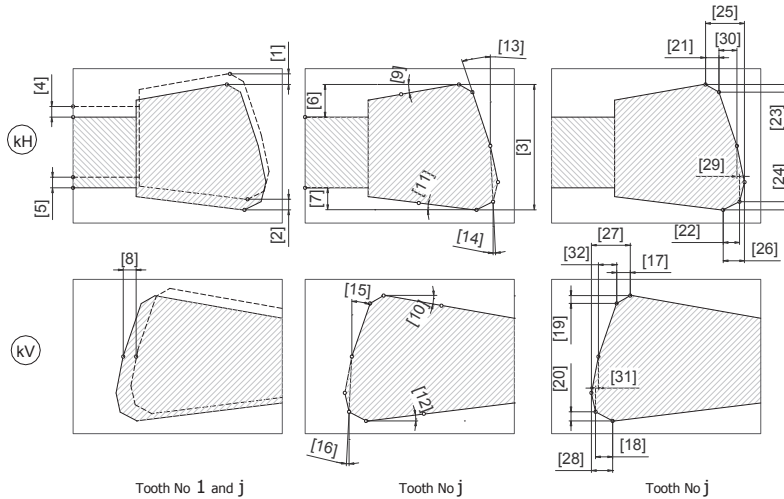


Figure 7 Determined by the WKOPTar software geometrical parameters and positions of the tooth of a circular saw. Dimensions [1]–[32], adequately in mm or deg, correspond to parameters  $P1-P32$

In the controller WKOPTar there is used the special worked out software, which is a kind of a universal program because enables to analyse geometry of every known shape of circular saw tooth. After the conducted inspection, determined tooth parameters are recorded in the computer and may be presented on the display screen as a parameter matrix in the table, in which table rows correspond to the tooth numbers, and columns match parameters shown in Fig. 7. From this matrix a MS Excel file is created automatically. The designed software enables to generate diagrams of several parameter values simultaneously of every saw recorded parameter, and also analyse outlines of chosen teeth or overlapping outlines of every tooth of controlled circular saw. In many cases for the better interpretation of obtained results it is feasible to call tooth pictures back from the PC memory and analyse them looking for error causes.

## 6. EXAMPLES OF ANALYSES OF CIRCULAR SAW TOOTH GEOMETRY

Underneath, for the better bringing into prominence diagnostic usability of the vision controller of the circular saw teeth WKOPTar, there are performed some examples of measurements and geometry analyses of circular saw teeth, which are burdened with some errors. Firstly, in Fig. 8 there are presented chosen results of measurements of the circular saw with 18 plain teeth. These courses of tooth geometry parameters of the examined saw with plain teeth illustrate values of the corner radius or they also may mean that there is

a chipping of the tooth corner, which is seen on the tool flank (parameter  $P24$ , Fig. 7) and simultaneously visible on the face (parameter  $P20$ ). It is observed that the largest value of the corner chipping has the 14<sup>th</sup> tooth ( $P24$ ). Interestingly enough, that this chipping is visible only on the tool flank (parameter  $P24$ ) and is invisible on the face (parameter  $P20$ ) (Fig. 4b and Fig. 4d). Thus, there is drawn a distinction between these parameters, which allows us to determine an approximate form of the chipping. An exact shape of the chipping may be examined if the earlier recorded images of this tooth would have been analyzed. Hence, the physical parameter interpretation is partially limited by the software versatility because for the circular saw with plain teeth (Fig. 2a) parameters  $P24$  and  $P20$  determine either the corner radius or the chipping of the tooth corner. Furthermore, the same parameters for the saw with trapezium teeth (Fig. 2c) describe values of tooth chamfers.

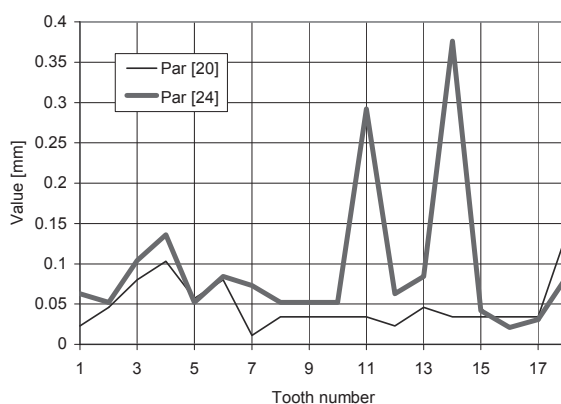


Figure 8 Changes of chosen tooth parameters  $P20$  and  $P24$  of the exemplary circular saw

Eventually, in Fig. 9 the inspection results of the circular saw with 96 alternating skew teeth are shown. There are presented images of two adjacent teeth: images of tool flanks (Fig. 9a,b, left pictures taken by the camera kH) and images of faces (Fig. 9a,b, right pictures taken by the camera kH). Plots performed in Fig. 9c present as follows: tooth axial run-out (parameter  $P2$ , Fig. 7), blade axial run-out (parameter  $P5$ , Fig. 7) and additionally side set on the same side of the saw blade (parameter  $P7$ , Fig. 7). The course of the tooth corner axial run-out presents not only a natural difference of the run-out of the neighbouring teeth caused by changes in tooth shapes but also a layout of the axial run-out on the circular saw periphery. Overlapping on this course of the blade axial run-out course allow us to compare these parameters with. It is seen, that there is a precise relationship between them. The diagram of the side set (parameter  $P7$ ), which average values are equal for every tooth, is a confirmation of this situation. The mentioned relationship results from both a small value of the saw blade stiffness and a clamping method during the grinding process. The blade axial run-out causes that during a saw blade clamping for grinding there is a deflection of the saw blade. Then, after sharpening and unfastening the saw blade comes back to the previous position. Hence, accuracy of the axial run-out depends mainly on the saw blade accuracy.

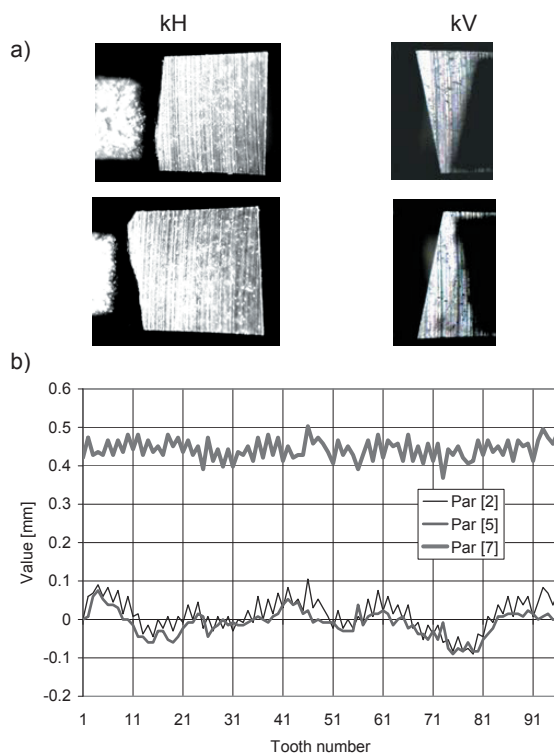


Figure 9 Measurement results of the 96 teeth of the circular saw with alternating skew tooth shapes, where:  
a – recorded images of two neighbouring teeth in the directions kH (plane) and kV (flank),  
b – courses: *P2* – tooth axial run-out, *P5* – blade axial run-out, *P7* – side set

## 7. CONCLUSIONS

The new method for measurements of geometry and positions of circular saw teeth, which has been applied in the automatic vision controller of circular saw teeth WKOPTar may be used for conducting detailed analyses for revealing causes of geometrical faults of teeth and manufacturing stages on which they could occur. The presented method which also bases on numerical processing of recorded tooth images seems to be simpler than methods applied in other similar stands because of the lack of calibration bars.

The direct physical parameter interpretation is sometimes partially limited by the software versatility because the same parameter may have the dissimilar meaning, for instance in the case of the circular saw with plain teeth (Fig. 2a) parameters *P24* and *P20* determine either the corner radius or the chipping of the tooth corner. Thus, in some cases the proper interpretation of the results may be feasible after recorded tooth screens analyses.

Conducted analyses of the circular saw quality revealed that in some cases errors of preparing of the saw blade are lastingly inherited by the saw and cannot be eliminated by the further technological process operations such as a tooth grinding.

## REFERENCES

- BOWYER, J. L., AND STOCKMANN, V. E.: 2001. Agricultural residues. an exciting bio-based raw material for the global panels industry. *Forest Products Journal*, 51(2001)1, pp. 10–20. ISSN 0015-7473
- ORLOWSKI, K.: 2003. *Materialooszczędne i dokładne przecinanie drewna pilami*. Politechnika Gdańska, Monografie No 40, Gdańsk, 2003, 146 pp. ISBN 83-7348-051-X
- ORLOWSKI, K. A., AND WASIELEWSKI, R.: 2005. Determination of geometry and positions of circular saw teeth with pinpoint accuracy. In: *Proceedings of 17<sup>th</sup> International Wood Machining Seminar 2005, Yuri Stakhiev Seminar*, Rosenheim, Germany, Fachhochschule Rosenheim, 26–28 Sept., Vol. 2, Posters – Process control. Eds. G. Lachenmayr and F. Scholz. Weyarn, Germany, Retru-Verlag e. K., pp. 344–350.
- STAKHIEV, Y. M.: 2000. Today and tomorrow circular saw blades: Russian version. *Holz als Roh- und Werkstoff*, 58(2000)4, pp. 229–240. ISSN 0018-3768
- TURNER, J.: 2001. Quality assurance for the saw tooth geometry and sharpness. In: *Proceedings of SawTech 2001 the 7<sup>th</sup> International Conference on Sawing Technology*, Seattle, Washington, (USA) November 8–9, Ed. R. Szymani. Berkeley, Wood Machining Institute, 2001, pp. 193–211.
- WASIELEWSKI, R., ORLOWSKI, K.: 2003. Sposób i urządzenie do optycznego pomiaru geometrii ostrzy pił i ich położenia w korpusie piły, zwłaszcza tarczowej. *Zgłoszenie patentowe (Patent pending)* P 360301, the Gdansk University of Technology, PL, and GASSTECH, P. L, are co-proprietors of the patent.
- WASIELEWSKI, R., ORLOWSKI, K. A.: 2005. Inspection of circular saw teeth quality. *Wood Research*, 50(2005)4, pp. 43–50. ISSN 1336-4561
- ZIERDT, C.: 1995. Automatic saw tooth inspection system. In: *Proceedings of SawTech '95*. Seattle, Washington, USA, October 26–27, Ed. R. Szymani. Berkeley, Wood Machining Institute, pp. 179–182.

### *Acknowledgement:*

*This research has been mainly supported by PPH GASSTECH sp. z o.o., Suwalki (Poland). The presented invention of the WKOPTar was awarded a few times, firstly, with the Silver Medal at the 53<sup>rd</sup> World Exhibition of Innovation, Research and New Technology Eureka 2004 in Brussels (Belgium), secondly at the Moscow International Salon of Industrial Property "ARCHIMEDES 2005" (Russia) and finally at the International Salon of Inventions and New Technologies "New Time", 2006, in Sevastopol (Ukraine).*

### **Authors' addresses:**

#### **Assistant Professor Kazimierz A. Orłowski, D.Sc., Ph.D., Eng.**

Gdansk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Manufacturing Engineering and Automation,  
ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdansk, Poland

#### **Assistant Professor Roman Wasielewski, D.Sc., Ph.D., Eng.**

Gdansk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering,  
Department of Manufacturing Engineering and Automation,  
ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdansk, Poland

**Adjunct Professor Jerzy Kapcia, Ph.D., Eng.**

Gdansk University of Technology, Ocean Engineering and Ship Technology,

Chair of Ship and Ocean Structures Deck Equipment and Systems

ul. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdansk, Poland

## MICROWAVE HEATING OF RUBBER

### MIKROVLNNÝ OHŘEV KAUČUKŮ

**Richard POSPÍŠIL – Petra LOUČKOVÁ – Zdeněk DVOŘÁK  
– Miroslav MAŇAS**

**ABSTRACT:** The aim this work is the defining of preheating dependence by microwave power source on energy absorption of mixing mechanism. As the power source was used microwave technology. The experiment is realized on the specified elastomer compound.

**Key words:** microwave heating, rubber compound, undercooling rubber, natural and butadien rubber

**ABSTRACT:** Tato práce se zabývá problematikou zpracování kaučuků a gumárenských směsí s cílem stanovit závislost jejich přehřevu na energetické spotřebě technologického zařízení pro následnou aplikaci v gumárenském průmyslu. Pro experimentální práce byly použity gumárenské směsi, které se používají na výrobu automobilových plášťů.

Experimenty byly prováděny na laboratorních zařízeních a ověřeny na výrobním zařízení. V konečné fázi je diskutován vliv přehřevu kaučuku a gumárenských směsí na jejich technologické vlastnosti a vlastnosti vulkanizátu.

Na základě provedených experimentů je dokazováno, že přehřev kaučuku účinným energetickým zdrojem ve svém důsledku přináší ekonomické přínosy výrobě.

**Klíčová slova:** mikrovlnný ohřev, gumárenská směs, přírodní a butadienstyrenový kaučuk

## 1. INTRODUCTION

The heating by microwave energy is essentially an interaction between the molecules of the material to be heated and the electric field component of microwave energy. In an energy-efficient heating system transfer of energy from generator to workload (input of the device for applying microwave energy to a product) must clearly be achieved with minimum loss.

Elastomers pose typically very low thermal conductance. Conventional heating requires external heating of surface first, creating of thermal gradient enabling the heat transfer into the material volume that can possibly deteriorate its properties. On the other side dielectric heating enables immediate affecting into the depth of material. Various natural and

synthetic rubbers are using different fillers posing variable dielectric properties reacting in effect very diversely in high frequency electromagnetic field.

## 2. EXPERIMENT

### 2.1 Microwave rubber heating natural (PK SIR 20SED) and butadienstyren rubber (Kralex) at standard temperature

The measurement plan at rubber heating with microwave technology.

Individual samples in the cube form of natural rubber (PK SIR 20SED) and butadienstyren rubber (Kralex) in the size cca  $100 \times 100 \times 100$  mm and average wage  $m = 400$  g were heated in microwave PROFESSOR MTE-235. Each of samples were heated in the selectec time  $t = 2, 5, 7, 10$  min at power  $P = 20, 40, 60, 80, 100\%$ . The samples were heated three times and each of sample was quenched (after heating) at inlet temperature  $T_1$  ( $^{\circ}\text{C}$ ). After a period of selected heating time with microwaves was determined temperature  $T_2$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) at three parts and averaged.

Measurement conditions:

- average inlet temperature of samples (rubber temperature before heating)  $T_1 = 18^{\circ}\text{C}$
- rubber samples homogenization, i. e. put sample in microwave and for a period  $t_h = 1$  min is heated at power  $100\%$  (900 W)

All measured and calculated values of natural rubber (PK SIR 20SED) and butadienstyren rubber (Kralex) are displayed in Fig. 1. and 2.

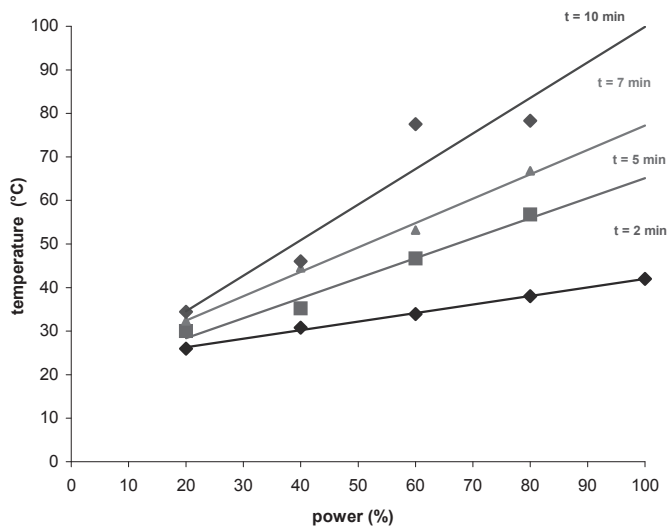


Fig. 1 Microwave heating of natural rubber – SIR 20SED



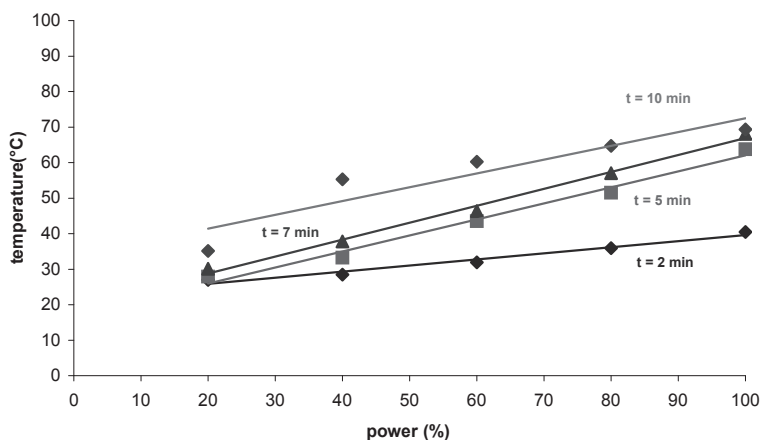


Fig. 2 Microwave heating of syntetic rubber – Kralex

## 2.2 Microwave heating of “frozen” rubber natural rubber (PK SIR 20SED) and butadienstyren rubber (Kralex)

Experiments of rubber undercooling at temperature  $T_1 = -18^{\circ}\text{C}$  should simulated storage time period and storage conditions. The fact that some rubber at fast undercooling or longterm storage are changing itself internal structure. There was confirmed with experiment that at fast undercooling of rubber reach the crystallization as show Fig. 3 (colour change). The undercooled syntetic rubber SBR Kralex doesn't crystallize, remained unchanged as show Fig. 4.

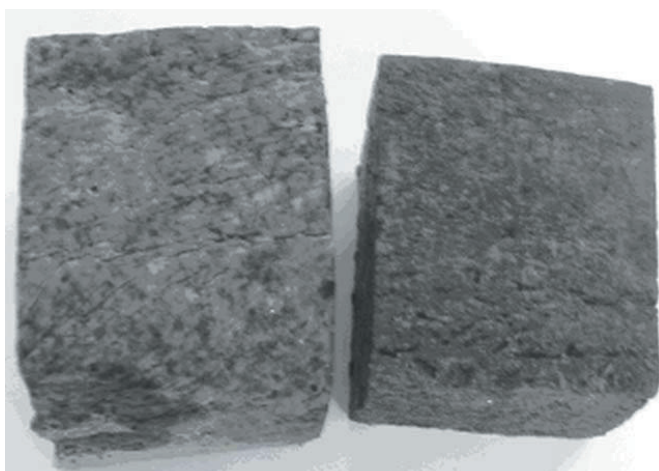


Fig. 3 Rubber comparing PK SIR 20SED – crystallization effect

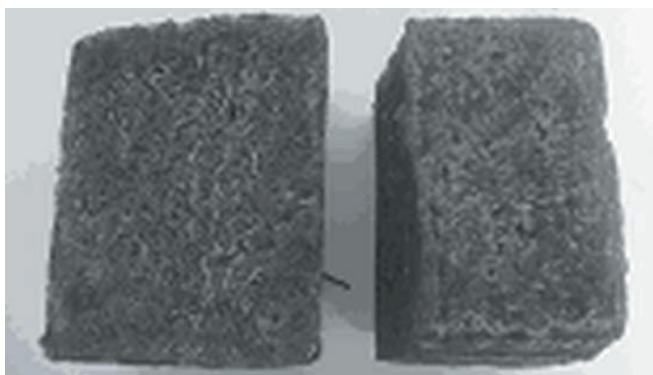


Fig. 4 Rubber comparing SBR Kralex –doesn't crystallize

The measurement plan at “frozen” rubber heating with microwave technology.

Rubber samples were for selected time put into the freezing box and frozen at average temperature  $T_1 = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Then samples were heated for the time  $t = 10, 20, 30, 40, 50$  min in microwave at maximum power 100% (900W). At each of sample was measured temperature  $T_2$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) in three sample parts and averaged. All measured and calculated values are displayed in Table 1, 2. Run of de-freezing at individual samples is shown in Fig. 3, 4.

Table 1 De – freezing of natural rubber PK SIR 20SED

Samples indication	Power (W)	time (min)	inlet temperature $T_2$ ( $^{\circ}\text{C}$ )			average
			A	B	C	
5		0	-19	-23	-17	-19,67
6	900	10	7	10	11	9,33
11	900	20	35	38	37	36,67
7	900	30	52	59	56	55,67
23	900	40	75	68	71	71,33
13	900	50	88	90	87	88,33
<b>average</b>			<b>51,4</b>	<b>53</b>	<b>52,4</b>	<b>52,27</b>

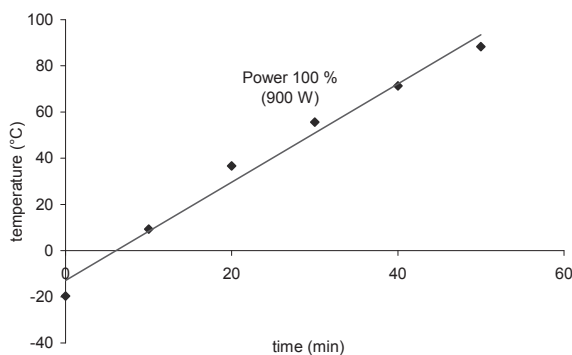


Fig. 5 De-freezing of natural rubber PK SIR 20SED

Table 2 De – freezing of butadienstyren rubber (Krallex)

Samples indication	Power (W)	time (min)	inlet temperature $T_1$ (°C)			average
			A	B	C	
12		0	-25	-27	-23	-25,00
21	900	10	5	7	9	7,00
7	900	20	28	26	30	28,00
25	900	30	50	48	46	48,00
24	900	40	70	68	73	70,33
27	900	50	80	82	84	82,00
average			46,6	46,2	48,,4	47,07

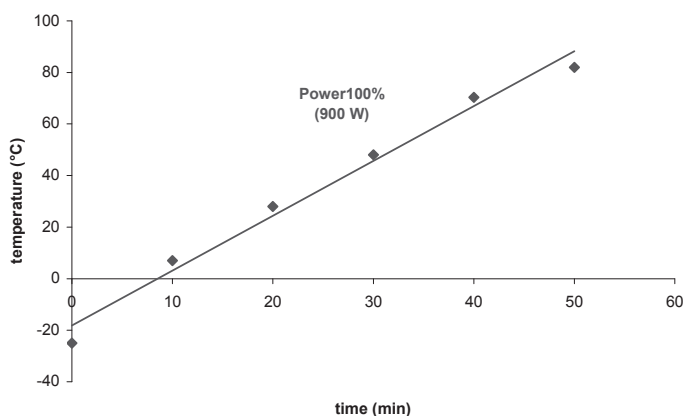


Fig. 6 De-freezing of butadienstyren rubber (Krallex)

### 3. CONCLUSION

There was proved, that non-polar material (rubber) is question of heating influence with microwave technology. The natural rubber PK SIR 20SED and synthetic rubber Krallex de-freezing run linearly. As like as in previous experiment we can find on the basic of evaluation that the outlet temperature of monitored samples are increasing in dependence on time as we expected. The running of rubber de-freezing is basically same.

### 4. FUTURE WORK

For influence evaluating on rubber properties in microwaves will be used experiment of repeated heating and cooling each of sample. After heating will be sample cooled at average temperature  $T = -10^{\circ}\text{C}$  and again heated. From this samples will be cut specimen for viscosity determination. To solve influence of microwave heating on rubber compounds properties. To asses using of microwave heating with reference to energy savings at rubber compounds mixing. To determine economic size of using microwave technology

at rubber compound process. The experiment implement in rubber sphere with microwave technology, from temperature under the freezing-point to temperatures where is real to heat rubber. Individual parts realize in laboratory and in production.

## 5. REFERENCES

- LOUCKOVA, P. (2005). *Microwave heating rubber*, Diploma thesis
- ADAMSKI, W.; KITLIŃSKI, M. (2001). *On measurement applied in scietific researches of microwave heating processes*, Measurement science review, Vol. 1, No. 1,
- ROMILL-KRMIVARSKE STROJE. *Industrial microwave heating* (online) Available from: <http://www.romill.cz>
- DVORAK, Z.; SVOBODA, I. (2003) *Vývoj spotřeby energií na přípravě gumárenských směsí, Nove smery v gumarenství*, ISBN 80-7318-149-5
- MLEZIVA, J.; ŠNUPÁREK, J. (2000) *Polymery.výroba, struktura, vlastnosti a použití*. Sobotáles, 2000. 537 s. ISBN 80-85920-72-7

### Address:

#### **Ing. Richard Pospíšil**

Department of Production Engineering  
Faculty of Technology, Tomas Bata University in Zlín  
nám. TGM 275, Zlín 760 01

#### **doc. Ing. Miroslav Maňas CSc.**

Department of Production Engineering  
Faculty of Technology, Tomas Bata University in Zlín  
nám. TGM 275, Zlín 760 01

#### **Ing. Zdeněk Dvořák CSc.**

Department of Production Engineering  
Faculty of Technology, Tomas Bata University in Zlín  
nám. TGM 275, Zlín 760 01

#### **Ing. Petra Loučková**

Barum Continental s r. o.  
Objízdna 1628, Otrokovice, CR

# ANALÝZA STABILITY VÝPOČTU EULER-RODRIGUESOVÝCH PARAMETROV

## SOLVING STABILITY ANALYSIS OF EULER-RODRIGUES PARAMETERS

**Jozef RĚDL – Vladimír KROČKO**

**ABSTRACT:** The modern method of the solving of spatial displacement of body system points which are moving in the inertial coordinate system is based on solving of Euler-Rodrigues parameters. To solve these, there is necessary to use the numerical methods for solving of the system of differential equations. Runge-Kutta method was used in this case. The stability of the numerical integration solving affects the accuracy of solving results. Criterion of stability was derived from the matrix theory and properties of the orthogonal matrixes. The stability level thereafter gives an accuracy of the parameters solving and accuracy of obtained results too.

**Keywords:** numerical integration, Runge-Kutta, Euler-Rodrigues parameters

**ABSTRAKT:** Moderný spôsob výpočtu priestorových polôh diskretizovaných bodov sústavy, ktorá sa pohybuje v inerciálnom priestore je založený na výpočte Euler-Rodriguesových parametrov. Na ich výpočet je nutné použiť numerické metódy riešenia sústavy diferenciálnych rovníc. V tomto prípade bola použitá metóda Runge-Kutta. Presnosť výpočtu parametrov je ovplyvnená stabilitou výpočtu v numerickej integrácii. Kritérium hodnotenia stability bolo odvodené z maticového počtu a vlastností ortogonálnych matic. Stupeň stability potom udáva aj presnosť výpočtu parametrov a aj presnosť vypočítaného výsledku.

**Kľúčové slová:** numerická integrácia, Runge-Kutta, Euler-Rodriguesove parametre

### 1. ÚVOD

Presnosť a stabilita výpočtu Euler-Rodriguesových parametrov je rozhodujúcim faktorom, ktorý v podstatnej miere ovplyvňuje presnosť výpočtu dislokácií diskretných bodov sústavy. Využitie je relevantné hlavne pri zisťovaní priestorových dislokácií pohybujúcich sa telies a ich súčastí. Pri manipulačných strojoch a robotoch sú využiteľné polohy koncových bodov agregátu ak sú zakončené manipulačným ramenom. V prípade poľnohospodárskych mobilných strojov a mechanizmov je použitie týchto parametrov opodstatnené pri zisťovaní priestorových dislokácií popisných bodov agregátu voči súradnicovej sústave vozidla a inerciálnej súradnicovej sústave terénu. Využitím Euler-Rodriguesových parametrov na priestorovú identifikáciu telies sa zaoberali Durham (2000), Schaub (2002).

## 2. MATERIÁL A METÓDY

### 2.1 Ortogonálne matice

Reálna štvorcová matica sa nazýva *ortogonálna* ak sa súčet štvorcov prvkov každého stĺpca rovná jednej a súčet súčinov navzájom zodpovedajúcich si prvkov z dvoch rôznych stĺpcov sa vždy rovná nule. Ortogonalitu matice potom môžeme definovať jedinou matricovou rovnosťou:

$$A^* A = E. \quad (1)$$

Základné vlastnosti ortogonálnych matíc môžeme zhrnúť do týchto bodov:

1. Jednotková matica je ortogonálna.
2. Ak je matica  $A$  ortogonálna, potom platí  $A^{-1} = A^*$ , to vyplýva zo vzťahu (1).
3. Ak je matica  $A$  ortogonálna, je matica  $A^*$  tiež ortogonálna. Ak sú splnené podmienky ortogonalit pre stĺpce matice  $A$ , tak sú splnené podmienky ortogonalit aj pre riadky matice  $A$ , lebo platí:

$$\left[ A^* \right]^* A^* = A A^* = A A^{-1} = E. \quad (2)$$

4. Súčin dvoch ortogonálnych matíc je opäť ortogonálna matica. Ak sú matice  $A, B$  ortogonálne, platí rovnosť:

$$\left[ AB \right]^* AB = B^* A^* AB = B^* EB = E.$$

5. Determinant ortogonálnej matice sa rovná  $\pm 1$ . Z rovnosti  $A^* A = E$  vyplýva:

$$1 = \det[E] = \det[A^* A] = \det[A^*] \det[A] = (\det[A])^2. \quad (3)$$

Z definície (3) vyplýva, že matice s determinantom rovným  $+1$  nazývame priamo ortogonálne matice a matice s determinantom rovným  $-1$  nazývame nepriamo ortogonálne matice. Ďalej sa budeme zaoberať priamo ortogonálnymi maticami. Sem patrí aj elementárna matica rotácií v tvare:

$$T_{ij} = \begin{bmatrix} 1 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & c & & -s \\ & & \cdot & 1 & \cdot \\ & & \cdot & & 1 & \cdot \\ & & s & & \cdot & c \\ & & & & & \cdot \\ & & & & & & \cdot \\ & & & & & & & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Platí:  $c^2 + s^2 = 1$ . Tento vzťah dokazuje, že existuje taký uhol  $\varphi$ , že  $c = \cos(\varphi)$ ,  $s = \sin(\varphi)$ . Tieto prvky potom tvoria maticu rotácií, ktorá je identická s maticou transformácií súradníc v pravouhlej súradnicovej sústave pri pootáčaní bodu o uhol  $\varphi$  v tvare:

$$\begin{bmatrix} c & -s \\ s & c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) \\ \sin(\varphi) & \cos(\varphi) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

V niektorých prípadoch ortogonálnych matic platí  $C = T_{ij}^{-1} = T_{ij}^T$ ,  $\det[T_{ij}] = +1$ . Horný index v matici  $T_{ij}^T$  znamená, že matica je transponovaná (CARL 2000).

## 2.2 Euler-Rodriguesove parametre

Rovnica pre výpočet Euler-Rodriguesových parametrov má tvar:

$$\begin{bmatrix} \dot{\lambda}_0 \\ \dot{\lambda}_1 \\ \dot{\lambda}_2 \\ \dot{\lambda}_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 0 & -\omega_x & -\omega_y & -\omega_z \\ \omega_x & 0 & \omega_z & -\omega_y \\ \omega_y & -\omega_z & 0 & \omega_x \\ \omega_z & \omega_y & -\omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_0 \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

kde  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  sú uhlové rýchlosti referenčného bodu získané z experimentu. Bodka nad parametrom  $\lambda$  predstavuje jeho deriváciu. Rovnicu (6) môžeme prepísať na tvar:

$$\begin{cases} \dot{\lambda}_0 = \frac{1}{2}(-\omega_x \lambda_1 - \omega_y \lambda_2 - \omega_z \lambda_3) \\ \dot{\lambda}_1 = \frac{1}{2}(\omega_x \lambda_0 - \omega_y \lambda_3 + \omega_z \lambda_2) \\ \dot{\lambda}_2 = \frac{1}{2}(\omega_y \lambda_0 - \omega_z \lambda_1 + \omega_x \lambda_3) \\ \dot{\lambda}_3 = \frac{1}{2}(\omega_z \lambda_0 - \omega_x \lambda_2 + \omega_y \lambda_1) \end{cases}. \quad (7)$$

Dostávame sústavu simultánných diferenciálnych rovníc, riešením ktorých získame Euler-Rodriguesove parametre (DURHAM 2000). Vzhľadom na implementáciu algoritmu do počítačového systému je nutné riešiť uvedenú sústavu numericky.

## 2.3 Metóda Runge-Kutta

Základom metódy Runge-Kutta je vyjadrenie rozdielu medzi hodnotami  $y$  v bodoch  $x_{n+1}$  a  $x_n$  v tvare:

$$y_{n+1} - y_n = \sum_{i=1}^m w_i k_i, \quad \text{kde} \quad (8)$$

$w_i$  sú konštanty a  $k_i = h_n f\left(x_n + \alpha_i h_n, y_n + \sum_{j=1}^{i-1} \beta_{ij} k_j\right)$ , kde  $h_n = x_{n+1} - x_n$  a  $\alpha_1 = 0$ . Rozpísaním do Taylorovho rozvoja pre obe strany rovnice (8) pre  $i = 1..4$  členov rozvoja dostávame sústavu rovníc pre  $k_i$  a  $h_n^i$ . Porovnaním dostávame sústavu parametrov:

$$w_1 + w_2 + w_3 + w_4 = 1, \quad w_2\alpha_2 + w_3\alpha_3 + w_4\alpha_4 = \frac{1}{2}, \quad w_2\alpha_2^2 + w_3\alpha_3^2 + w_4\alpha_4^2 = \frac{1}{3},$$

$$w_3\alpha_2\beta_{32} + w_4(\alpha_2\beta_{42} + \alpha_3\beta_{43}) = \frac{1}{6}, \quad w_2\alpha_2^3 + w_3\alpha_3^3 + w_4\alpha_4^3 = \frac{1}{4},$$

$$w_3\alpha_2^2\beta_{32} + w_4(\alpha_2^2\beta_{42} + \alpha_3^2\beta_{43}) = \frac{1}{12}, \quad w_3\alpha_2\alpha_3\beta_{32} + w_4(\alpha_2\beta_{42} + \alpha_3\beta_{43})\alpha_4 = \frac{1}{8},$$

$$w_4\alpha_2\beta_{32}\beta_{43} = \frac{1}{24}.$$

Ak riešime túto sústavu s dvomi stupňami voľnosti dostávame:

$$w_1 = \frac{1}{2} + \frac{1-2(\alpha_2+\alpha_3)}{12\alpha_2\alpha_3}, \quad w_2 = \frac{2\alpha_3-1}{12\alpha_2(\alpha_3-\alpha_2)(1-\alpha_2)}, \quad w_3 = \frac{1-2\alpha_2}{12\alpha_2(\alpha_3-\alpha_2)(1-\alpha_2)},$$

$$w_4 = \frac{1}{2} + \frac{2(\alpha_2+\alpha_3)-3}{12(1-\alpha_2)(1-\alpha_3)}, \quad \beta_{32} = \frac{\alpha_3(\alpha_3-\alpha_2)}{2\alpha_2(1-2\alpha_2)}, \quad \alpha_4 = 1$$

$$\beta_{42} = \frac{(1-\alpha_2)[\alpha_2+\alpha_3-1-(2\alpha_3-1)^2]}{2\alpha_2(\alpha_3-\alpha_2)[6\alpha_2\alpha_3-4(\alpha_2+\alpha_3)+3]}, \quad \beta_{43} = \frac{(1-2\alpha_2)(1-\alpha_2)(1-\alpha_3)}{\alpha_3(\alpha_3-\alpha_2)[6\alpha_2\alpha_3-4(\alpha_2+\alpha_3)+3]}.$$

Ak do rovníc dosadíme za  $\alpha_2 = \alpha_3 = \frac{1}{2}$ , dostávame všeobecný tvar metódy Runge-Kutta štvrtého rádu v tvare:

$$Y_j = Y_{j-1} + \frac{\Delta t}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4), \quad \text{kde:} \quad (9)$$

$$k_1 = f(x_{j-1}, Y_{j-1}, \dots, {}^n Y_k),$$

$$k_2 = f\left(x_{j-1} + \frac{\Delta t}{2}, Y_{j-1} + \frac{\Delta t}{2}k_1, \dots, Y_k + \frac{\Delta t}{2}k_1\right), \quad (10)$$

$$k_3 = f\left(x_{j-1} + \frac{\Delta t}{2}, Y_{j-1} + \frac{\Delta t}{2}k_2, \dots, Y_k + \frac{\Delta t}{2}k_2\right),$$

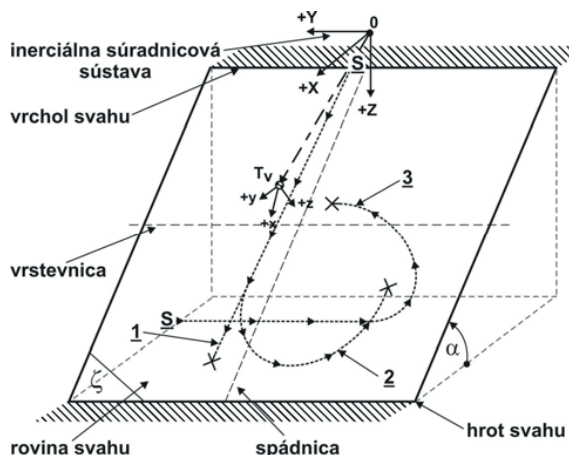
$$k_4 = f(x_{j-1} + \Delta t, Y_{j-1} + \Delta t k_3, \dots, Y_k + \Delta t k_3).$$

### 3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Experimentálne merania sme uskutočnili na systémovom nosiči náradia MT8-222 Synona s vpredu nesenou rotačnou bubnovou kosou AM4-003. Systémový nosič vykonával na svahu testovacie manévry (1, 2, 3) ako to je znázornené na obrázku 1. Každý



manéver začal z pozície označenou  $S$  a končil v pozícii  $x$ . Uhol sklonu svahu bol  $30^\circ\text{--}32^\circ$ . Z vykonaných manévrov sme získali záznamy translačných a uhlových zrýchlení ťažiska vozidla. Na výpočet Euler-Rodriguesových parametrov sme potom použili uhlové rýchlosti  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ , čo sú uhlové rýchlosti ťažiska vozidla.



Obrázok 1 Manévre na svahu

Riešením sústavy rovníc (7) dostávame parametre  $\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  v každom časovom okamžiku realizácie manévru. Uvedenú sústavu simultánných diferenciálnych rovníc sme previedli na tvar:

$${}^i Y_{(j)} = {}^i Y_{(j-1)} + \frac{\Delta t}{6} ({}^i k_1 + 2 \cdot {}^i k_2 + 2 \cdot {}^i k_3 + {}^i k_4),$$

kde:

$${}^i k_1 = {}^i f(x_{(j-1)}, {}^1 Y_{(j-1)}, \dots, {}^n Y_k),$$

$${}^i k_2 = {}^i f\left(x_{(j-1)} + \frac{\Delta t}{2}, {}^1 Y_{(j-1)} + \frac{\Delta t}{2} \cdot {}^1 k_1, \dots, {}^n Y_k + \frac{\Delta t}{2} \cdot {}^n k_1\right),$$

$${}^i k_3 = {}^i f\left(x_{(j-1)} + \frac{\Delta t}{2}, {}^1 Y_{(j-1)} + \frac{\Delta t}{2} \cdot {}^1 k_2, \dots, {}^n Y_k + \frac{\Delta t}{2} \cdot {}^n k_2\right),$$

$${}^i k_4 = {}^i f(x_{(j-1)} + \Delta t, {}^1 Y_{(j-1)} + \Delta t \cdot {}^1 k_3, \dots, {}^n Y_k + \Delta t \cdot {}^n k_3).$$

Index  $i$  predstavuje počet diferenciálnych rovníc v sústave a nadobúda hodnoty  $i = 1..n$ . Index  $j$  predstavuje počet bodov, v intervale  $\langle 1, k \rangle$  a nadobúda hodnoty  $j = 1..k$ . Všade predpokladáme, že funkcie  $f$ , resp.  ${}^1 f \dots {}^n f$  sú také, že v intervale  $\langle j-1, j \rangle$ , v ktorom hľadáme riešenie je zaručená existencia a jednoznačnosť riešenia. Premenná  $\Delta t$  predstavuje reálny prírastok času. Ak pre jednotlivé prvky sústavy (7) zadefinujeme nasledujúce matice v tvare:

$$M^\omega = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}, \quad M^\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_0 \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \end{bmatrix}, \quad M^z = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} -\lambda_1 \omega_x - \lambda_2 \omega_y - \lambda_3 \omega_z \\ \lambda_0 \omega_x - \lambda_3 \omega_y + \lambda_2 \omega_z \\ \lambda_3 \omega_x + \lambda_0 \omega_y - \lambda_1 \omega_z \\ -\lambda_2 \omega_x + \lambda_1 \omega_y + \lambda_0 \omega_z \end{bmatrix}.$$

Potom sústavu (7) môžeme numericky riešiť pre  $i = 1 \dots n$  cyklus podľa štruktúry (11).

Riešením tohto cyklu potom dostávame maticu parametrov  $M_i^\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_0 \\ \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_3 \end{bmatrix}_i$  z ktorej zostavíme

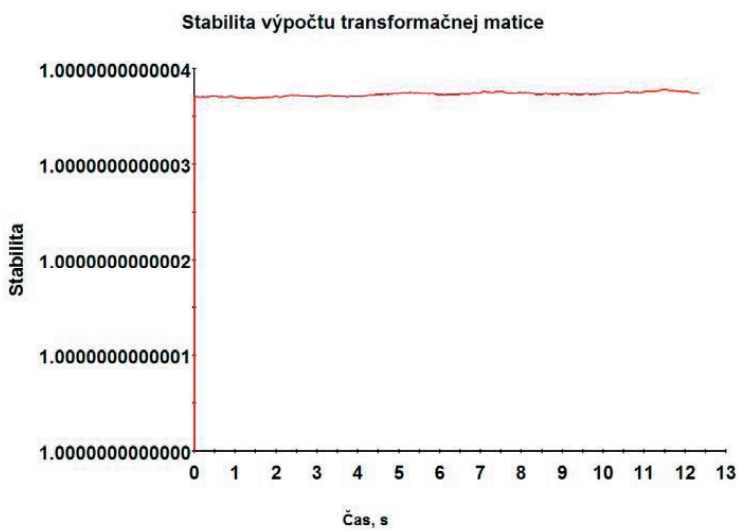
transformačnú maticu v tvare:

$${}^i M_T^\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_0^2 + \lambda_1^2 - \lambda_2^2 - \lambda_3^2 & 2 \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_2 + \lambda_0 \cdot \lambda_3) & 2 \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_3 - \lambda_0 \cdot \lambda_2) \\ 2 \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_2 - \lambda_0 \cdot \lambda_3) & \lambda_0^2 + \lambda_2^2 - \lambda_3^2 - \lambda_1^2 & 2 \cdot (\lambda_2 \cdot \lambda_3 + \lambda_0 \cdot \lambda_1) \\ 2 \cdot (\lambda_3 \cdot \lambda_1 + \lambda_0 \cdot \lambda_2) & 2 \cdot (\lambda_2 \cdot \lambda_3 - \lambda_0 \cdot \lambda_1) & \lambda_0^2 + \lambda_3^2 - \lambda_1^2 - \lambda_2^2 \end{bmatrix}_i$$

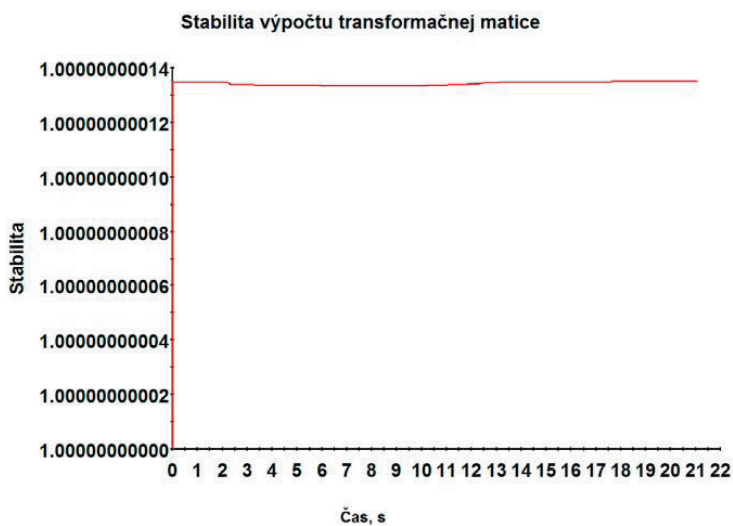
v každom  $i$ -tom kroku. V každom kroku numerickej integrácie vypočítame súčiniteľ stability výpočtu v tvare  $\delta_i = \det[{}^i M_T^\lambda]$ . Keďže matica  $[{}^i M_T^\lambda]$  je priamo ortogonálna, potom z podmienok ortogonalít vyplýva aj kritérium stability v tvare  $\delta_i = +1$ .

$$\left| \begin{array}{l} M_0^\omega = M_{i-1}^\omega, \quad M_0^\lambda = M_{i-1}^\lambda, \quad M^\lambda = M_{i-1}^\lambda, \quad M^\omega = M_{i-1}^\omega \\ \left| \begin{array}{l} M^\omega = M_0^\omega + \frac{1}{2}(M_1^\omega - M_0^\omega), \quad M^\lambda = M_0^\lambda + \frac{dt}{6} M_j^z \\ \left| \begin{array}{l} M^\lambda = M_0^\lambda + \frac{dt}{6} M_j^z \\ \left| \begin{array}{l} M^\omega = M_1^\omega, \quad M^\lambda = M_0^\lambda + dt \cdot M_j^z \\ \left| \begin{array}{l} M_i^\lambda = M_0^\lambda + \frac{dt}{6}(M_{j-3}^z + 2M_{j-2}^z + 2M_{j-1}^z + M_j^z) \\ j = 4 \\ j = 3 \\ j = 2 \\ j = 1 \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (11)$$

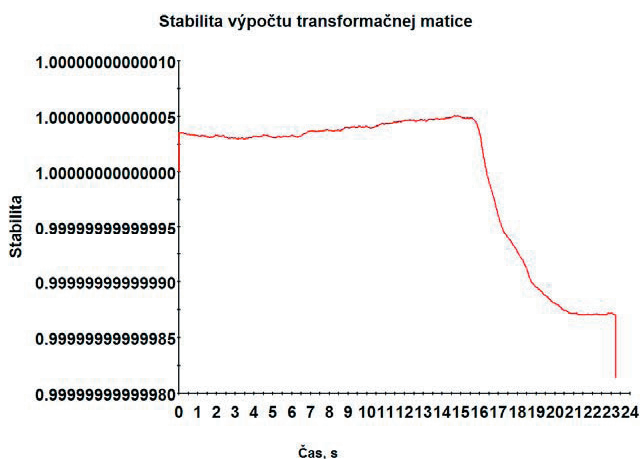
Pre jednotlivé manévry sme potom stanovili súčinitele stability výpočtu. Pre manéver jazdy dolu po spádnicí je priebeh súčiniteľa stability na obrázku 2.



Obrázok 2 Súčiniteľ stability pre manéver jazdy dole po spádnicí s brzdením



Obrázok 3 Súčiniteľ stability pre manéver jazdy dole po spádnicí s protizvratnou U-zatáčkou do svahu



Obrázok 4 Súčiniteľ stability pre manéver jazdy po vrstevnici s protizvratnou U-zatáčkou do vrstevnice

Z uvedených priebehov vyplýva vysoká stabilita výpočtu a zároveň aj vysoká presnosť numerického riešenia sústavy diferenciálnych rovníc.

#### 4. ZÁVER

Vykonalí sme experimentálne testovacie manévry technologického vozidla, ktoré sa pohybovalo po svahu so sklonom 30°–32 °. Zo získaných záznamov uhlových zrýchlení sme uvedeným matematickým aparátom zistili Euler-Rodriguesove parametre. Na základe popísaných vlastností ortogonálnych matic sme stanovili kritérium stability výpočtu parametrov. Na riešenie sústavy diferenciálnych rovníc sme použili numerickú metódu Runge-Kutta štvrtého rádu. Krok numerickej integrácie sme zvolili  $\Delta t = \frac{1}{56}$ . Pre každý manéver (obrázok 1) sme potom stanovili v každom časovom okamihu príslušnú hodnotu súčiniteľa stability, ktorý sme v závislosti na čase trvania manévru graficky vizualizovali na obrázkoch 2, 3, 4. Z uvedených priebehov je zrejmé vysoká stabilita výpočtu a aj následná presnosť pri ďalšom využití pri stanovení priestorových polôh agregátu a jeho technologických súčastí.

#### 5. LITERATÚRA

- CARL, D.M. 2000. *Matrix analysis and applied linear algebra*, SIAM, 2000, s. 890. ISBN-10: 0-89871-454-0
- DURHAM, W. 2000. *Flying dynamics*, Virginia Tech Department of Aerospace and Ocean Engineering, 2000, Blacksburg VA, USA, s. 264
- SCHAUB, H. AND JUNKINS, J.L. 2002. *Analytical Mechanics of Space Systems*, IAAA, 2002, 558s. ISBN 1563475634

**Kontaktná adresa:**

**Ing. Jozef Rédl, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva

Mechanizačná fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre

Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra.

E-mail: [jozef.redl@uniag.sk](mailto:jozef.redl@uniag.sk), Tel.: 037 641 5669

**prof. Ing. Vladimír Kročko, CSc.**

Katedra spoľahlivosti strojov,

Mechanizačná fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre

Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra.

E-mail: [vladimir.krocko@uniag.sk](mailto:vladimir.krocko@uniag.sk), Tel.: 037 641 5685



## MATEMATICKÝ MODEL POHYBU SYSTÉMOVÉHO NOSIČA NÁRADIA S PRIPOJENÝM AGREGÁTOM

### MATHEMATICAL MODEL OF SYSTEMIC VEHICLE MOVEMENT WITH SUPPORTED AGGREGATE

**Jozef RĚDL – Vladimír KROČKO**

**ABSTRACT:** Operating ability of terrain technological vehicle has a significant affects on directional properties and steering. In this contribution is terrain technological vehicle was described with non-linear differential equations. Terrain technological vehicle has a three-degree of freedom. Movement of vehicle was monitored for constant speed of center of gravity. Centripetal component of a lateral forces affecting on wheels of vehicle are most relevant. Lateral forces was generated by functions obtained from experimental measuring with respect to the normal reactions of ground and yaw angle of tire. Equations of motion were integrated with PTC MATHCAD 14 by numerical techniques. Solved simulation kinematical parameters – angular vehicle speed in inertial plain, trajectory his center of gravity and chosen position of vehicle they are straight utilizable in view vehicle in rationalization actuating and technological element as well as in appraisal his stability and control.

**Key words:** vehicle dynamics, vehicle modeling, ride stability

**ABSTRAKT:** Manévrovanie terénneho technologického vozidla významnou mierou ovplyvňuje smerové vlastnosti a riaditeľnosť tohto vozidla. V príspevku je manévrujúce terénne technologické vozidlo popísané nelineárnymi diferenciálnymi rovnicami. Simulačné, modelované vozidlo má tri stupne voľnosti. Pohyb vozidla sme sledovali pre stálu rýchlosť jeho ťažiska. Významne sa teda uplatnia dostredivé zložky bočných síl pôsobiacich na kolesá vozidla. Bočné sily sme generovali funkciami zistenými experimentmi v ktorých rešpektujeme normálové reakcie podložky a smerovú odchýlku kolies, osadených pneumatikami. Pohybové rovnice sme integrovali v segmente programu PTC Mathcad 14. Vypočítané simulačné kinematické parametre – uhlová rýchlosť vozidla v inerciálnej rovine, trajektória jeho ťažiska a vybrané polohy vozidla sú priamo využiteľné v projekcii vozidla a v racionalizácii pohonných a technologických prvkov, ako aj v posudzovaní jeho stability a riaditeľnosti.

**Kľúčové slová:** dynamika vozidiel, modelovanie vozidiel, stabilita riadenia

## 1. ÚVOD

V mnohých analýzach, ktoré uvádzajú Rajamani (2003), Renfroe (2006) sú použité 2-D modely, ktoré neumožňujú rešpektovať všetky polohy vygenerované reálnym vozidlom.

Pozornosť konštruktérov automobilov vrátane technologických poľnohospodárskych nosičov náradia, sa v poslednej dobe obracia k ich riadeniu a smerovej stabilite. K tomuto prispievajú aj lepšie poznatky a zrealnenie síl a dvojíc, ktoré vznikajú medzi podložkou a pneumatikou vozidla, Wong (1989), Pacejka (2002). Na rozdiel od iných prác je ďalej uvádzaný nosič náradia modelovaný v 3-D. To umožňuje sledovať rozloženie bočných síl pri jazde zatáčkou a v manévroch. Popísaný matematický model je sústava nelineárnych diferenciálnych rovníc, ktoré nemajú jednoduché explicitné analytické riešenie. Výsledky numerického riešenia rovníc modelu popisujú smerovú dynamiku nosiča hodnovernejšie než lineárne aproximácie alebo zjednodušenie na model plošný.

## 2. MATERIÁL A METÓDY

Na analýzu smerovej dynamiky vozidla sme vybrali priestorový model, v ktorom uvažujeme tuhosť pneumatík a jeho kinematické manévry, obr. 1.

Pohybové rovnice sme zostavili pre tieto predpoklady:

- bočná sila, ktorá vznikne medzi pneumatikou a vozovkou (terénom), je závislá od zvislého zaťaženia kolesa a smerovej odchýlky vektora rýchlosti pohybu kolesa od roviny kolmej na os otáčania kolesa. Túto silu modelujeme rovnicou:

$$F = 0,75 \cdot G \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta}{9}} \right). \quad (1)$$

Pre malé uhly smerovej odchýlky ( $\delta$ ) môžeme rovnicu (1) linearizovať:

$$F = C \cdot \delta, \quad (2)$$

kde, súčiniteľ úmernosti je smerová tuhosť pneumatiky v  $\text{N} \cdot \text{rad}^{-1}$ , a bude:

$$F = 3,86 \cdot G.$$

Nositeľka bočnej sily je kolmá na rovinu kolesa. Pôsobisko bočnej sily je vo zvislom priemete osi kolesa s rovinou terénu, vtedy „závlak“ pneumatiky predpokladáme nulový.

- rýchlosť pohybu jednotlivých kolies voči inerciálnej súradnicovej sústave ( $x, y$ ), obr. 1 a obr. 2, je súčtom rýchlosti pohybu ťažiska a vektorového súčinu uhlovej rýchlosti otáčania vozidla s polohovým vektorom stredu kolies so začiatkom v ťažisku vozidla.

Pre zložky vektorov rýchlostí kolies platí:

$$v_{iu} = v_u + r_i \cdot \omega \cdot \cos\left(\gamma_i + \frac{\pi}{2}\right), \quad (3)$$

$$v_{iv} = v_v + r_i \cdot \omega \cdot \sin\left(\gamma_i + \frac{\pi}{2}\right), \quad (4)$$

symbols ( $u, v$ ) tu označujú súradnicovú sústavu pevne spojenú s vozidlom, ktorej počiatok je v ťažisku. Nositeľka vektora výslednej rýchlosti kolesa ( $\vec{v}_i$ ) je potom:

$$\alpha_i = \arctg \frac{v_{iu}}{v_{iv}}, \quad (5)$$



a smerová odchýlka kola:

$$\delta_i = \beta_i - \alpha_i. \quad (6)$$

Detail sme vyznačili na obr. 2.

- vozidlo sa pohybuje stálou rýchlosťou, teda absolútna veľkosť vektora rýchlosti ťažiska je konštantná. Z tohto predpokladu vyplýva, že zrýchlenie v smere dotyčnice k trajektórii ťažiska je nulové:

$$a_t = 0. \quad (7)$$

V tomto smere je statická rovnováha. Predpokladáme, že sa vzájomne kompenzujú dotyčnicové zložky bočných a hnacích síl, ktoré sa svojou veľkosťou zložkám bočných síl prispôbujú. Zanedbávame aj normálové zložky hnacích síl. V smere normály k trajektórii ťažiska sa uplatnia výlučne normálové zložky bočných síl:

$$F_{in} = F_i \cdot \cos(\beta_i - \alpha) \quad (8)$$

Vozidlo otáčajú silové dvojice, vyvolané týmito normálovými zložkami.

Pohybové rovnice, vyhovujúce predchádzajúcim podmienkam budú:

$$m \cdot a_n = \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} \quad (9)$$

$$I \cdot \ddot{\varphi} = \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} \cdot r_i \cdot \cos(\gamma_i - \alpha) \quad (10)$$

Po úpravách:

$$m \cdot v \cdot \left( \dot{\varphi} + \dot{\alpha} \right) = \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} \quad (11)$$

$$I \cdot \dot{\varphi} = \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} \cdot r_i \cdot \cos(\gamma_i - \alpha) \quad (12)$$

Sústava diferenciálnych rovníc (11–12) je nelineárna. Z tohto dôvodu ju musíme riešiť numericky. Úprava rovníc do požadovaného tvaru pre riešenie je:

$$\dot{\alpha} = \frac{1}{m \cdot v} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} - \omega \quad (13)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} F_{in} \cdot r_i \cdot \cos(\gamma_i - \alpha) \quad (14)$$

$$\dot{\varphi} = \omega \quad (15)$$

$$\dot{x} = v \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (16)$$

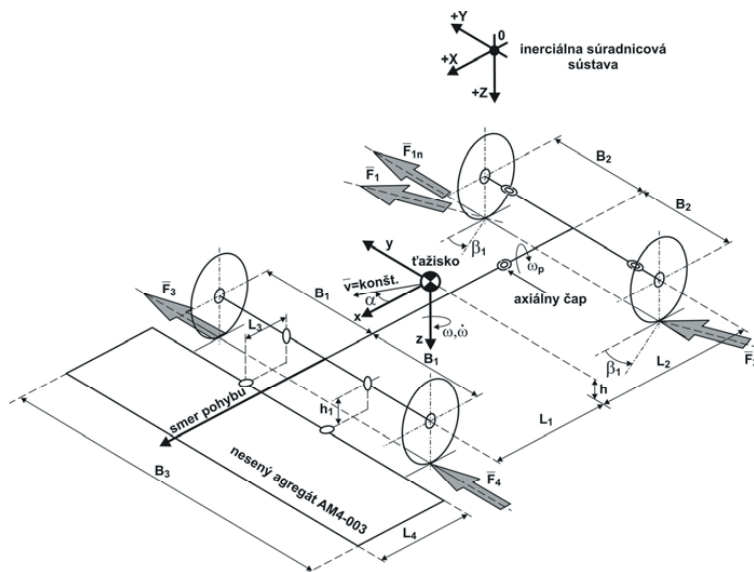
$$\dot{y} = v \cdot \sin(\alpha + \varphi) \quad (17)$$

### 3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

V simulačných výpočtoch vyhodnocujeme správanie sa systémového nosiča náradia MT8-222 Synona s vpredu pripojeným agregátom AM4-003 s technickými parametrami uvedenými v tabuľke 1.

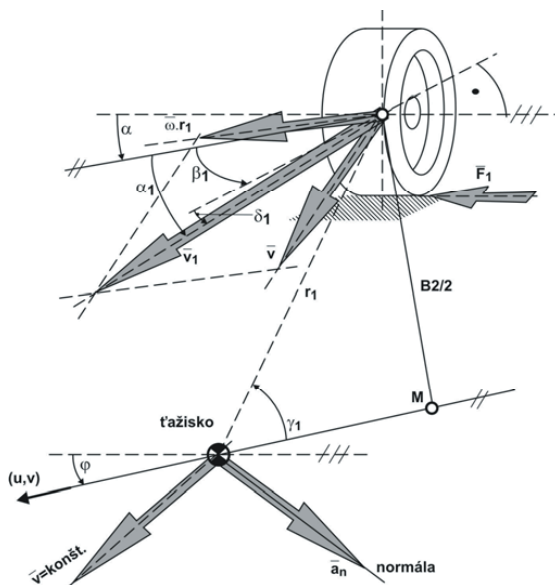
Tabuľka 1 Technické parametre nosiča náradia a agregátu

Hmotnosť vozidla s agregátom	$m = 1\,356 \text{ kg}$
Rozchod vpredu	$2B_1 = 1\,620 \text{ mm}$
Rozchod vzadu	$2B_2 = 1\,580 \text{ mm}$
Rázvor	$L = 1\,600 \text{ mm}$
Vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy	$L_1 = 657 \text{ mm}$
Vzdialenosť ťažiska od zadnej nápravy	$L_2 = 943 \text{ mm}$
Výška ťažiska od osi prednej nápravy	$h = 310 \text{ mm}$
Moment zotrvačnosti k zvislej osi prechádzajúcej	$I = 950 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Natočenie zadných kolies	$\beta_1 = 15^\circ$ , obr. 1
Predný previs	$L_3 = 580 \text{ mm}$
Rozmery AM4-003	$L_4 = 860 \text{ mm}$ , $B_3 = 2\,200 \text{ mm}$ , $h_1 = 310 \text{ mm}$



Obrázok 1 Výpočtový model vozidla

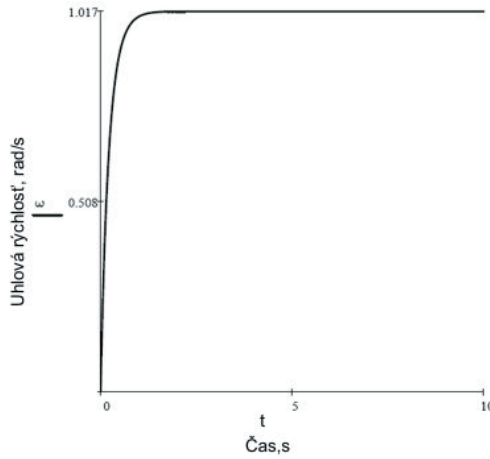
Prvou z hlavných informácií, podľa ktorej určuje vodič natočenie volantu je odchýlka medzi polohou pozdĺžnej osi vozidla a požadovaným smerom pohybu vozidla. To znamená, že pre vodiča by bolo výhodné aby pri krivočiarom pohybe sa smer osi vozidla odchyľoval čo najmenej od smeru okamžitej rýchlosti pohybu ťažiska vozidla. Takéto vozidlo bude veľmi ľahko ovládateľné. K testovaniu variant riadenia sme použili výpočty v jazde s konštantným uhlom natočenia zadných kolies. Druhou variantov výpočtov je v praxi používaný vyhýbací manéver a to prechod z jedného jazdného pruhu do druhého. Náš simulačný výpočet obsahuje plynulú zmenu uhlov natočenia zadných kolies podľa zvolenej funkcie. V oboch variantoch sú predné kolesá „tuhé“ voči natáčaniu. Variant AWS (All Wheel Steering) je našim postupom simulovateľná – stačí definovať funkciu zmien uhla natočenia zadných kolies, prípadne jedinou funkciu riadiť prevodom medzi uhlom natočenia predných a zadných kolies. V našej praxi však systém AWS je doteraz používaný ojedinele. Prvou zo simulovaných variant je výpočet parametrov pohybu pre stály uhol natočenia zadných kolies, keď  $\beta_1=15^\circ$  (obrázok 1 a obrázok 2), rýchlosť v ťažisku vozidla bola  $v = 2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = \text{konšt.}$



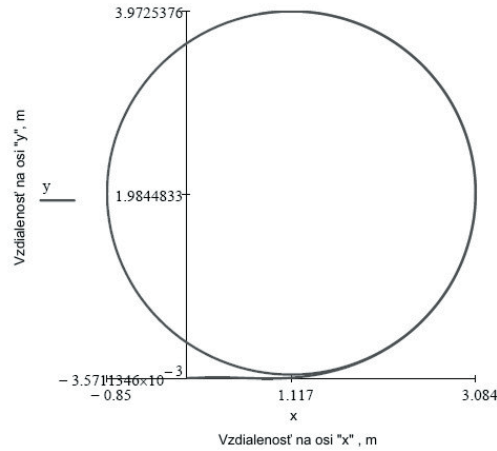
Obrázok 2 Detail smerovej odchýlky vozidla

Zmena uhlovej rýchlosti, závislá od času a to pre pozdĺžnu os vozidla sme vyznačili v obrázku 3. Typická logická zmena približne do 2s charakterizuje postupné otáčania pozdĺžnej osi v kladnom zmysle, pričom ďalšie jej zmeny sú výrazne ovplyvnené v programe použitými periodickými frekvenciami, kde zmena bočnej adhézie je málo významná. Druhým významným parametrom, bola vypočítaná trajektória ťažiska v súradniciach inerciálnej sústavy. Túto sme zobrazili na obrázku 4. Jej charakter zodpovedá podmienkam pohybu, a to ľavej „zátáčke“. Trajektóriu osí prednej a zadnej nápravy sme zobrazili na obrázku 5. Tu uvedené označenie zodpovedá obrázku 1. Z celého priebehu 10 sekundovej simulácie sme pre prehľadnosť vybrali len 11 polôh. Po rýchlom stočení vozidla v začiatku „zátáčania“ sa

smer jeho pozdĺžnej osi mení nevýznamne, čomu zodpovedá aj graf zmien uhla pootočen-  
 nia jeho pozdĺžnej osi voči osi „x“ inerciálnej sústavy, ako to vidieť na obrázku 6.



Obrázok 3 Zmena uhlovej rýchlosti

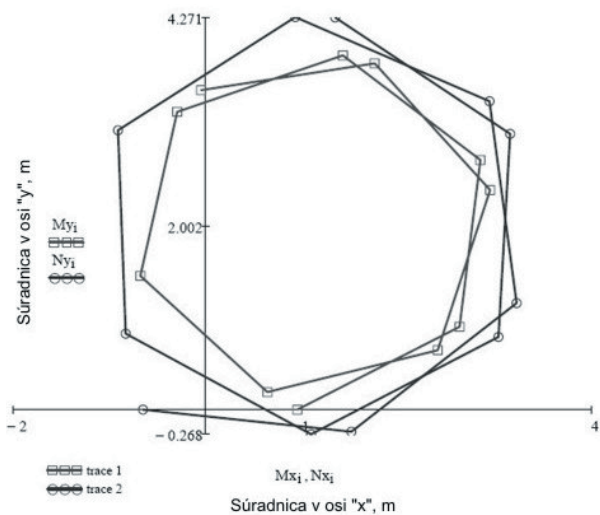


Obrázok 4 Trajektória ťažiska

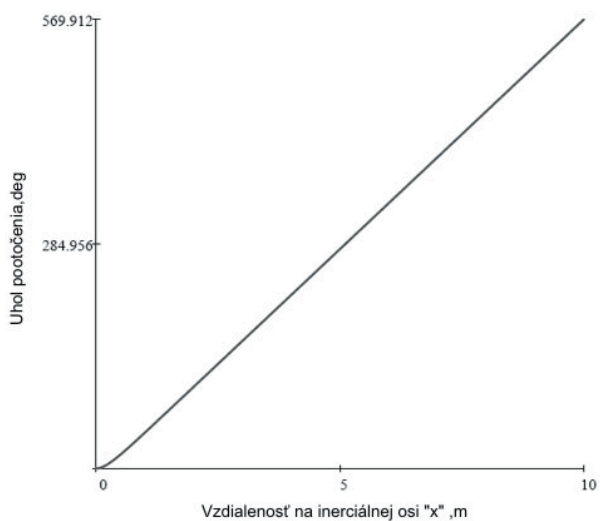
Druhou simulačnou, výpočtovou variantov bol pohyb vozidla so stálou rýchlosťou  
 ťažiska v hodnote  $v = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = \text{konšt}$ . Uhol natočenia zadných kolies (uhly natočenia  
 obidvoch zadných kolies boli identické) sme menili podľa vzťahu:

$$\beta_1 = \frac{8 \cdot A}{\pi^2} \cdot \left( \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{10} \cdot t\right) - \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{10.3!} \cdot t\right) + \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{10.5!} \cdot t\right) \right) \quad (18)$$

kde:  $A$  – maximálna amplitúda (v našom prípade  $A = 15$  stupňov),  $t$  – čas výpočtu.



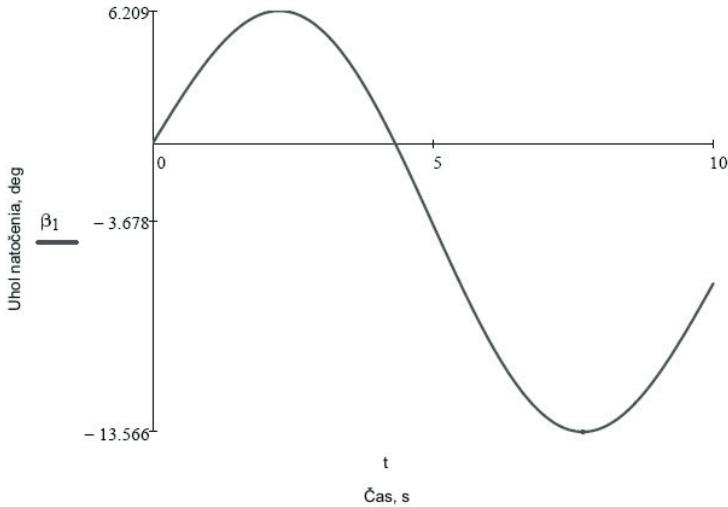
Obrázok 5 Trajektória osí náprav



Obrázok 6 Potočenie pozdĺžnej osi vozidla

Technicky zaujímavá je trajektória pohybu ťažiska vozidla, ktorú sme v rovine pohybu vozidla  $(x, y)$  znázornili na obrázku 4. Významná je skutočnosť, že vozidlo ako celok nekopíruje impulz natáčania zadných kolies, ale účinkom bočnej adhézie a teda aj vygenerovaných bočných síl pôsobiacich na samostatné kolesá vytvorí „kruhovou“ trajektóriu pohybu. Niekoľko polôh pozdĺžnej osi vozidla, v rovine jeho pohybu sme v priebehu výpočtov simulácie zobrazili na obrázku 5. Označenie osí náprav použité tu je v súlade s obrázkom 1 a 2. V obrázku 6 vyznačujeme vypočítanú zmenu uhla pootáčania pozdĺžnej

osi vozidla voči inerciálnej osi  $x$ . Zistený uhol pootáčania je kinematicky kompatibilný s predchádzajúcimi obrázkami. Natáčanie zadných kolies je na obrázku 7.



Obrázok 7 Natáčanie zadných kolies

#### 4. ZÁVER

Praktické pohyby a manévry terénneho technologického vozidla sme pre jeho tri stupne voľnosti popísali nelineárnymi diferenciálnymi rovnicami. Simulačné výpočty kinematických parametrov vozidla, sme vypočítali numerickou integráciou zostavených pohybových rovníc. Simulačnými výpočtami sme stanovili:

- závislosť uhlovej rýchlosti vozidla od času a to pre jeho pohyb v zatáčke a vo zvolenom manévri,
- trajektóriu ťažiska vozidla v inerciálnej rovine,
- polohu vozidla v inerciálnej rovine, popísanú osami prednej a zadnej nápravy.

Zistené parametre sú priamo využiteľné pri projekčnom a vývojovom štúdiu návrhu nového stroja ako aj v racionalizačných a optimalizačných výpočtoch prvkov konštrukcie a exploatácie. Zostavený model je v danom rozsahu adaptovaný pre modelovanie AWS a rôzne teórie generovania bočných síl pôsobiacich na kolesá a tiež na zmenu smerovej odchýlky kolies.

#### 5. LITERATÚRA

- PACEJKA, H. B. 2002. *Tyre and vehicle dynamics*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002 621 s. ISBN-13: 978-0-7506-6918-4
- RAJAMANI, R. – ZHU, C. – ALEXANDER, L. 2003. Lateral control of a backward driven front-steering vehicle. In: *Control Engineering Practice* 11 (2003) 531–540. ISSN 0967-0661

RENFROE, D. – ROBERTS, A. – GILBERT, M. 2006. Vehicle rollover maximum limits, In: *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 40, Nos. 144 1/2/3, 2006. ISSN 0143-3369  
WONG, J, Y. 1989. *Terramechanics and Off-Road Vehicles*. Elsevier Science Publisher, 1989. s. 251. ISBN 0-444-88301-0.

**Kontaktná adresa:**

**Ing. Jozef Rédl, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva

Mechanizačná fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra.

E-mail: jozef.redl@uniag.sk, Tel.: 037 641 5669

**prof. Ing. Vladimír Kročko, CSc.**

Katedra spoľahlivosti strojov

Mechanizačná fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, Tr. A. Hlinku 2, 949 76 Nitra.

E-mail: vladimir.krocko@uniag.sk, Tel.: 037 641 5685





## APLIKÁCIA MODERNÝCH AUTOMATIZAČNÝCH PROSTRIEDKOV V SKÚŠOBNOM STROJI TRIBOTESTOR

### APPLICATION OF MODERN AUTOMATING MEANS IN TESTING MACHINE TRIBOTESTOR

**Juraj RUSNÁK – Milan KADNÁR**

**Abstract:** The experimental machine tribotestor A30 was constructed by ZVL Dolny Kubin in 1981. The machine's equipment of the measuring technology also belongs to this period. This measuring technology does not belong to present conditions, which are required from experimental machines. The most necessary are conditions of precision, measured quantities speed, control and collection simplicity and transmission of information to evaluation equipments. That is why the machine's draft of scanning and processing the analogue signals from tribotestor helps to the computer has become an inevitable condition of its next using as a modern experimental equipment. The first phase of this draft was to modernize the control of the testing machine and the method of measured values scanning. The second phase was focused on the application of modern sensors and new electro pneumatic regulator.

**Key words:** tribology, modernization, testing machine, sensors

**Abstrakt:** Skúšobný stroj TRIBOTESTOR A30 bol vyrobený podnikom ZVL Dolný Kubín v roku 1981. Tejto dobe zodpovedalo aj vybavenie stroja meracou technikou, ktorá už nezodpovedala súčasným požiadavkám kladeným na skúšobné zariadenia. Ide predovšetkým o požiadavku presnosti, rýchlosti meraných veličín, jednoduchosti ovládania, zberu a prenosu informácií na vyhodnocovacie zariadenia. Z tohto dôvodu sa stal návrh zariadenia na snímanie a spracovanie analógových signálov z tribotestora pomocou počítača nevyhnutnou požiadavkou na jeho ďalšie využitie ako moderného experimentálneho zariadenia. V prvej etape došlo k modernizácii ovládania skúšobného stroja a spôsobu snímania meraných veličín. V druhej etape sme sa venovali aplikácií moderných snímačov a nového elektropneumatického regulátora.

**Kľúčové slová:** tribológia, modernizácia, skúšobný stroj, snímače

## 1. ÚVOD

Skúšobný stroj TRIBOTESTOR M'06 je určený na zisťovanie parametrov a vlastností klzných ložísk všeobecne. Zariadenie umožňuje vykonávanie štyroch základných skúšok:

- skúšku medzného zaťaženia,
- skúšku medznej rýchlosti,
- skúšku únosnosti,
- skúšku životnosti.

Skúšobný stroj umožňuje simuláciu rôznych prevádzkových podmienok práce klzného uzla, pokiaľ sa tieto nachádzajú v oblasti jeho technických parametrov. Programovateľnými parametrami sú zaťažujúca sila a klzná rýchlosť (frekvencia otáčok).

Zariadenie môže pracovať pri konštantnej klznej rýchlosti a premenným parametrom sa stáva merné zaťaženie. Zariadenie môže pracovať i opačne, t.j. pri konštantnom zaťažení sa priebeh klznej rýchlosti môže individuálne voliť podľa potreby alebo programovo riadiť.

V prípade potreby je možné priebehy oboch hlavných parametrov, t.j. zaťaženie i klznú rýchlosť nezávisle od seba naprogramovať.

Po ukončení programu alebo pri dosiahnutí vopred zvolenej maximálnej prípustnej teploty v ložisku alebo maximálneho momentu trenia sa stroj automaticky zastaví.

Merací systém skúšobného stroja okrem hlavných parametrov (tlak, klzná rýchlosť) umožňuje meranie a zaznamenávanie ďalších parametrov, ako sú teplota v ložisku, priebeh trecieho momentu (z ktorého sa potom vypočítava súčiniteľ trenia „ $\mu$ “) a teplota pracovného prostredia.

Takto získané údaje o priebehu skúšky sa programovo ukladajú do systému Microsoft EXCEL, kde ich možno štatisticky spracovať a vyhodnotiť. Na základe zistených a spracovaných hodnôt jednotlivých parametrov je možné určiť tieto ich vzájomne súvisiace vzťahy:

- súčiniteľ trenia v závislosti od zaťaženia pri konštantnej klznej rýchlosti  $\mu = f(p)$ ,
- súčiniteľ trenia v závislosti od klznej rýchlosti pri konštantnom zaťažení  $\mu = f(v)$ ,
- závislosť zaťaženia „ $p$ “ od klznej rýchlosti „ $v$ “ pri konštantnej teplote  $p = f(v)$  a opačne  $v = f(p)$ ,
- závislosť opotrebovania od zaťaženia a klznej rýchlosti,
- závislosť teploty v ložisku od zaťaženia alebo klznej rýchlosti,
- vzťah medzi opotrebovaním a súčiniteľom trenia.

## 2. MATERIÁL A METÓDY

### 2.1 Inovácia merania snímaných veličín

Pôvodný merací reťazec pozostával zo snímača a meracieho prístroja. Pri návrhu meracieho reťazca sme postupovali podľa týchto krokov:

- voľba celkového riešenia meracieho zariadenia,
- návrh vstupných (vyhodnocovacích) obvodov,
- výber vhodných elektronických súčiastok vyhodnocovacích obvodov,
- spôsob komunikácie s počítačom,
- praktické overenie činnosti navrhnutých zapojení.

Jednotlivé merané veličiny postupujú cez vstupné obvody A/Č prevodníka, kde sa upravujú a následne prebieha analógovo-číslicový prevod. Prevedené analógové hodnoty postupujú do riadiacej jednotky RJ. Táto jednotka riadi činnosť celého zariadenia.

Dáta získané z A/Č prevodníka riadiaca jednotka odosiela do počítača. Naopak, dáta, ktoré prijíma z počítača, prevedie na analógový signál v Č/A prevodníkoch alebo nastaví na vstupno-výstupné zariadenia.

Riadiacu jednotku predstavuje mikrokontrolér a jeho pomocné obvody. Táto jednotka tvorí samostatný celok. Jadrom celého zariadenia je mikrokontrolér ATMEL AT89S53. Podľa výrobcu je to nízkoprikonový, vysokovýkonný 8-bitový CMOS mikrokontrolér s 12 kB pamäti FLASH. Obvod je vyrobený použitím technológie Atmel a je kompatibilný s priemyselným štandardom 80C51 inštrukčnou sadou a osadením vývodov. FLASH dovoľuje programovú pamäť programovať priamo v systéme alebo pomocou konvenčných programátorov FLASH pamätí. Pri výbere mikrokontroléra boli hlavným kritériom počet V/V liniek, jednoduchosť programovania a schopnosť komunikovať pomocou UART. Tento mikrokontrolér umožňuje programovanie pamäte FLASH priamo v obvode, tzn. bez akejkoľvek demontáže. Mikrokontrolér pracuje na pracovnom kmitočte 11,0592 MHz.

## 2.2 Regulácia zaťažujúcej sily

Elektropneumatický regulátor zabezpečuje v rámci pôvodnej koncepcie skúšobného stroja programovo zvolenú hodnotu zaťažujúcej sily. Správna funkcia regulátora je kľúčovým predpokladom realizácie úspešných experimentov na skúšobnom stroji.

Na elektropneumatický regulátor sú kladené nasledovné požiadavky:

- dodržiavanie zvolenej hodnoty normálovej sily ( $\pm 5$  N),
- rýchla zmena zaťažujúcej sily,
- spoľahlivosť.

Pôvodný elektropneumatický regulátor (obr. 1) nevyhovoval ani jednej s týchto požiadaviek.



Obr. 1 Pôvodný elektropneumatický regulátor  
Fig. 1 Original electro pneumatic regulator

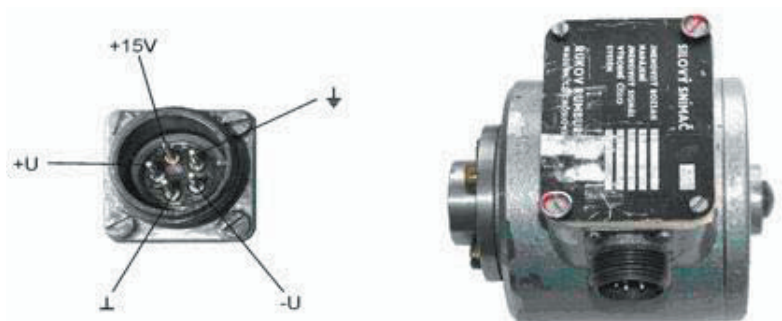


Obr. 2 Nový elektropneumatický regulátor VP 51  
Fig. 2 New electro pneumatic regulator VP 51

Preto sme rozhodli použiť nový elektropneumatický regulátor s požadovanými vlastnosťami – VP 51 (obr. 2) od firmy NORGREN s výstupným rozsahom 0–1 000 kPa. Ovládacie napätie je v rozsahu 0–10 V.

## 2.3 Meranie zaťažovacej sily

Meranie zaťažovacej sily bolo pôvodne uskutočňované pomocou tenzometrického snímača sily TS 20 (obr. 3). Snímač pracoval v rozsahu do 15 kN, čomu zodpovedalo výstupné napätie do 150 mV. Bol napájaný jednosmerným napätím  $15V \pm 10\%$ .



Obr. 3 Snímač TS 20 a zapojenie jeho konektora  
Fig. 3 Sensor TS 20 and its connector's connection

Pôvodný snímač sme nahradili snímačom C9B (obr. 4) od firmy HBM. Vzhľadom na rozmery pôvodného snímača bolo treba konštrukčne vyriešiť uloženie nového snímača. Snímač z rozsahom 0–10kN je súčasťou pneumatického servomotora.

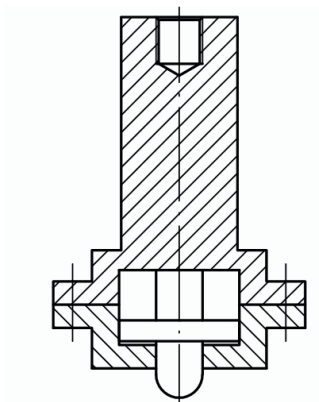


Obr. 4 Tenzometrický snímač C9B 10 kN  
Fig. 4 Tensometric sensor C9B 10 kN

Tlakové médium, ktoré je pod membránou pneumatického servomotora, vyvolá tlakovú silu, ktorá je prenášaná lôžkom s guľovou plochou cez tenzometrický snímač sily na skúšobnú objímku. Snímač má diferenčný výstup a jeho signál je potrebné zosilniť. Uloženie snímača uvádzame na obr. 5, detail konštrukčného riešenia na obr. 6.



Obr. 5 Uloženie snímača zaťažujúcej sily  
Fig. 5 Suspension of normal force sensor

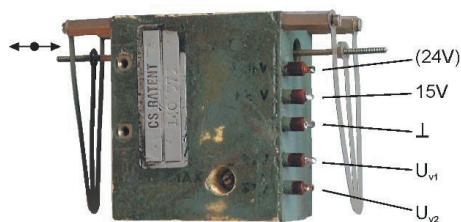


Obr. 6 Konštrukčný návrh uloženia snímača normálovej sily  
 Fig. 6 Design of normal force sensor suspension

## 2.4 Meranie trecieho momentu

Meranie trecieho momentu sa uskutočňovalo pomocou indukčného vysielača polohy MSI 01 (obr. 7). Na meranie trecieho momentu sme sa rozhodli použiť snímač C9B – 50 N.

Snímač pracuje v rozsahu 0–50 N a je napájaný jednosmerným napätím  $10V \pm 10\%$ . Vzhľadom k pôvodnej konštrukcii stroja sme museli vyriešiť uloženie snímača (obr. 8).



Obr. 7 Indukčný vysielač polohy MSI 01  
 Fig. 7 Inductive transmitter of position MSI 01



Obr. 8 Uloženie snímača trecieho momentu  
 Fig. 8 Sensor of frictional moment suspension

Pre potreby meraní s menšími priermi hriadel'ov, resp. vyššími rýchlosťami a menšími zaťaženiami sme použili snímač S2 (obr. 9) od firmy HBM. Snímač pracuje v rozsahu do 20 N, čomu zodpovedá výstupné napätie do 20 mV. Je napájaný jednosmerným napätím  $10V \pm 10\%$ . Snímač má diferenčný výstup a jeho signál je potrebné zosilniť.



Obr. 9 Snímač trecieho momentu S2 20N  
Fig. 9 Sensor of frictional moment S2 20N

### 3. VÝSLEDKY A ZÁVER

Popisované zariadenie predstavuje komplexné riešenie merania a ovládania skúšobného stroja tribotestor. Umožňuje merať fyzikálne veličiny ako sú teplota, frekvencia otáčania, trecí moment a zaťažovacia sila. Dokáže nastavovať zaťažovaciu silu a rýchlosť otáčania skúšobného hriadeľa, pritom sledovať stavy tribotestora a jeho príslušenstva. To všetko prostredníctvom softwaru na počítači, ktorý ovláda toto zariadenie pripojené cez zbernicu USB. Softwarom je možné naprogramovať priebeh celého merania bez časového obmedzenia a obsluha vykonáva iba náhodnú kontrolu priebehu merania. Po ukončení merania na skúšanej vzorke zariadenie dokáže samo vypnúť celý skúšobný stroj a jeho príslušenstvo, napr. pri ukončení skúšky počas neprítomnosti obsluhy.

Použitý A/Č prevodník má využitých šesť vstupov, takže ďalšie dva môžu byť využité na meranie iných veličín a to bez potreby akéhokoľvek zásahu do softwaru mikrokontrolóra. Taktiež výstupné analógové signály je možné jednoducho rozšíriť o ďalšie. Využitie zariadenia nie je viazané len na použitie v skúšobnom stroji „tribotestor“. Predstavuje prakticky univerzálne zapojenie využiteľné napr. aj pri riadení jednoduchých technologických procesov v poľnohospodárstve alebo v inom odvetví národného hospodárstva.

Nesporňujúcou výhodou celého zariadenia je aj využitie modernej zbernice USB pri komunikácii s počítačom.

### LITERATÚRA

KAINKA, B. 2003. *Měření, řízení a regulace pomocí PC*. Praha: BEN – technická literatura, 2003, 272 s., ISBN 80-7300-089-X

- KAINKA, B. 2003. *Měření, řízení a regulace pomocí sběrnice USB*. Praha: BEN – technická literatura, 2003, 248 s., ISBN 80-7300-073-3
- KULICH, P. 2005. *Návrh zariadenia na snímanie a spracovanie analógových signálov z Tribotestora*. Diplomová práca KEaA MF SPU Nitra, 2005
- VALÍČEK, J. – KOPEČNÝ, J. – DRŽÍK, M. Měření drsnosti povrchu vybranými optickými metodami. In: *DIAGO 2001 Ostrava*, VŠB-TUO 2001, s. 66–76.

**Kontaktná adresa:**

**doc. Juraj Rusnák, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva

Technická fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, tr. A. Hlinku 2

949 76 Nitra

tel./fax: 037/641 4100, e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk

**Ing. Milan Kadnár, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva

Technická fakulta

Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, tr. A. Hlinku 2

949 76 Nitra

tel./fax: 037/641 4107, e-mail: milan.kadnar@uniag.sk



# REALIZÁCIA TECHNICKÝCH KRIVIEK V SYSTÉME PRO/ENGINEER

## TECHNICAL CURVES REALIZATION IN PRO/ENGINEER

**Juraj RUSNÁK – Milan KADNÁR – Marian KUČERA**

**ABSTRACT:** Our contribution is focused on parametrical modeling of technical curves in Pro/ENGINEER. This is explained by way of the example of tooth profile modeling – head involute gear with no correction. This work also adds mathematical expressions for calculation of curves coordinates given parametrically, suggestions in technical curves realization and the way of their creating in Pro/ENGINEER Wildfire 3.

**Key words:** parametric modeling, Pro/ENGINEER, technical curves

**ABSTRAKT:** V príspevku sa venujeme parametrickému modelovaniu technických kriviek v systéme Pro/ENGINEER. Na možnosti realizácie technických kriviek poukazujeme na príklade modelovania bočnej krivky zuba čelného evolventného nekorigovaného ozubenia. Uvádzame vzťahy pre výpočet súradníc kriviek daných parametricky, odporúčania pri realizácii technických kriviek, ako aj spôsob ich tvorby v prostredí systému Pro/ENGINEER Wildfire 3.

**Kľúčové slová:** parametrické modelovanie, Pro/ENGINEER, technické krivky

### 1. ÚVOD

Úspech podnikateľského zámeru v rôznych výrobných oblastiach dnes vyplýva z miery akceptácie výrobku na trhu. Dôležitým faktorom je nielen atraktívnosť výrobku pre zákazníka, ale aj čas v ktorom výrobca s výrobkom na trh prichádza. Pri neustálom stupňovaní nárokov na kvalitu a potrebe znižovania nákladov je využívanie CAD/CAM technológií priamym dôsledkom snahy o konkurencieschopnosť strojárnských podnikov.

Viacere súčasné nástroje v oblasti CAD/CAM vylučujú nákladné prepracovávanie hotových návrhov, pretože konštruktéri môžu funkčné problémy a závislosti rozlíšiť už vo fáze koncepčných skíc, ktoré dramaticky zvyšujú obraz o danom probléme. Zostavy umožňujú jednoduché zmeny väzieb medzi súčiastkami a zostavami bez toho, aby bolo potrebné vytvárať nové modely, a bez ohľadu na to, v akom poradí a akým spôsobom boli väzby medzi jednotlivými súčiastkami definované. Takto sa ich celkovým určením získa 3D model, následne použiteľný pre pevnostnú analýzu, určenie kinetiky a zabudovanie

do zostavy. Prípadným využitím metódy konečných prvkov je možné riešiť zložité úlohy v pomerne krátkom čase a s vysokou presnosťou.

Nevýhodou sa tak niekedy stáva nepresnosť pôvodného modelu, resp. nevedomosť konštruktéra zdefinovať reálne tvary konštrukčných prvkov v kriticky dôležitých oblastiach.

Tieto pritom niekedy bývajú exaktne definované v rámci technických kriviek. Konštruktér potom môže využiť zvláštne programové vybavenie (napr. KISSoft pre modelovanie ozubení), ktoré je schopné generovať rôzne technické krivky na základe daných parametrov a tieto následne exportovať do formátu používaného konštruktérom.

Druhou možnosťou je definovanie krivky priamo v systéme, v závislosti od možností použitého programového vybavenia dostupného konštruktérovi.

V našom článku sa zaoberáme modelovaním čelného nekorigovaného ozubenia v systéme Pro/ENGINEER, verzia Wildfire 3.

## 2. MATERIÁL A METÓDY

Systém Pro/ENGINEER umožňuje využívať parametrické modelovanie – teda používanie matematických vzťahov medzi symbolickými kótami a parametrami. Parametrický model je 2D/3D model, ktorý sa odvoláva na zadané parametre, zároveň je však modifikovaný reláciami (Kelley, 2001).

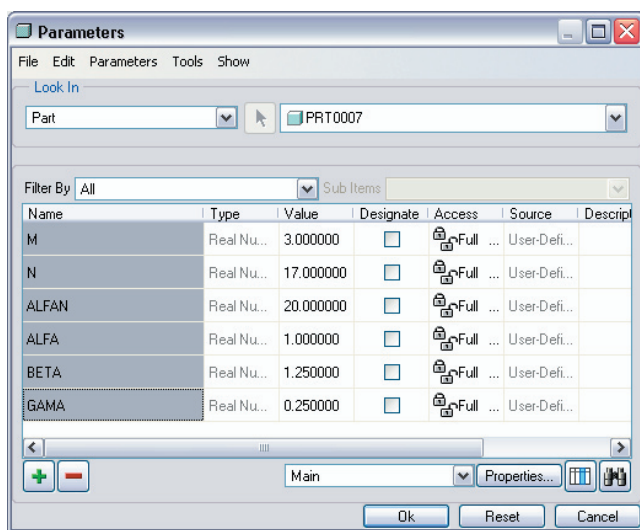
### 2.1 Základná príprava parametrov modelu

Hlavnými parametrami pre modelovanie bočnej krivky zuba sú:

- modul –  $m$ ,
- počet zubov –  $n$ ,
- uhol záberu –  $\alpha_n$ ,
- súčiniteľ výšky hlavy zuba –  $\alpha$  (obvykle 1),
- súčiniteľ výšky päty zuba –  $\beta$  (obvykle 1,25),
- súčiniteľ zaoblenia nástroja –  $\chi$  (obvykle 0,25).

V rámci univerzálnosti tvoreného modelu je vhodné využiť možnosť zadania globálnych parametrov, ako aj automatický výpočet zadaných rozmerových premenných. Definovať parametre je možné pomocou voľby Tools|Parameters (obr. 1).

Vzhľadom k nemožnosti využitia symbolov v pomenovávaní parametrov či premenných, zavádzame slovné označenia písmen gréckej abecedy (napr.  $\alpha$  = alfa), pričom poradie definovaných parametrov resp. vzťahov v systéme Pro/ENGINEER zostáva voči poradiu uvedenému v článku nezmenené. Použitie karteziánskej súradnicovej sústavy so štandardným označením osí X, Y, Z si vynútilo miesto štandardného označenia počtu zubov „z“ zavedenie označenia „n“.



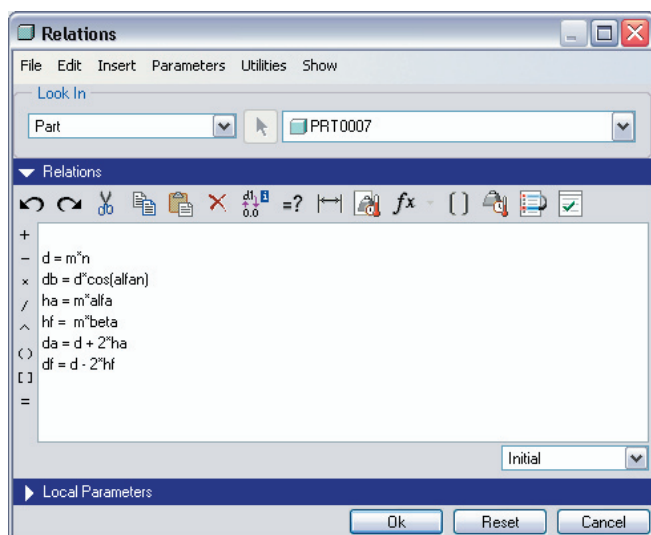
Obr. 1 Zadávania parametrov ozubenia  
Fig. 1 Gear parameters adding

## 2.2 Modelovanie pomocných kružníc

Aplikácia pomocných kružníc nie je nevyhnutná, slúžia nám však pri spätnej kontrole modelovaných kriviek, ale aj ako príklad aplikácie vzťahov a parametrov v systéme Pro/ENGINEER.

Rozmerové parametre pomocných kružníc sú:

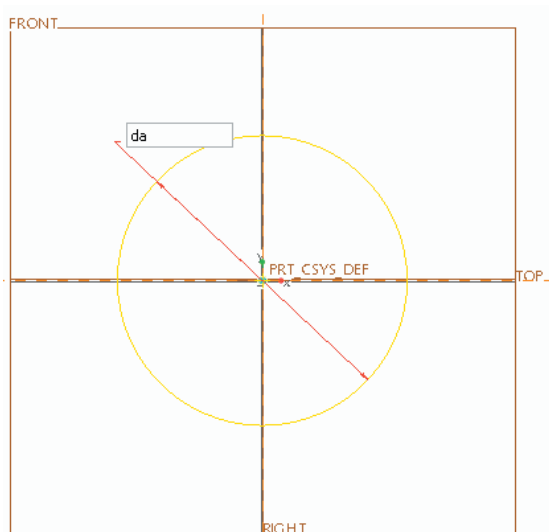
- priemer rozstupovej kružnice  $d = m \cdot n$ , (1)
- priemer základnej kružnice  $d_b = d \cdot \cos(\alpha_n)$ , (2)
- výška hlavy zuba  $h_a = m \cdot \alpha$ , (3)
- výška päty zuba  $h_f = m \cdot \beta$ , (4)
- priemer hlavovej kružnice  $d_a = d + 2h_a$ , (5)
- priemer pätej kružnice  $d_f = d - 2h_f$ , (6)



Obr. 2 Zadávanie rovníc pre pomocné premenné  
Fig. 2 Supporting variables equations adding

Rozmerové parametre pomocných kružníc je možné určiť pomocou voľby Tools|Relations (obr. 2).

Takto nadefinované premenné je možné použiť napr. v skicári (obr. 3). Model je tak pri každej zmene vstupných parametrov automaticky aktualizovaný. Pre isté obmedzenia, ktoré sa vzťahujú na celočíselné typy je výhodnejšie pri deklarácií parametrov voliť typ „Real number“.



Obr. 3 Aplikovanie pomocných premenných na konštrukčné rozmery  
Fig. 3 Supporting variables application to design dimensions

## 2.3 Modelovanie kriviek

Pri evolventnom ozubení je potrebné poznať vzťahy popisujúce jednotlivé časti bočnej krivky zuba – teda evolventu a prechodovú krivku.

Pre tento účel použijeme karteziánsku súradnicovú sústavu – vhodnou alternatívou pre cykloidy je tiež polárna súradnicová sústava. Umiestnenie modelovanej krivky zuba v rámci zvolenej súradnicovej sústavy volíme tak, že os modelovaného zuba je totožná s vertikálnou osou Y.

Pri modelovaní využijeme možnosť určenia krivky pomocou parametrických rovníc. Volíme funkciu Insert|Model Datum|Curve|From Equation.

Zvolíme karteziánsku súradnicovú sústavu a definujeme vzťahy pre krivku, t. j. určíme vzťah medzi súradnicami X, Y, Z jednotlivých bodov zvolenej krivky v závislosti od systémového parametra „t”.

## 2.4 Evolventa

Pri modelovaní prvej časti bočnej krivky zuba využívame evolventu danú parametricky. Vzhľadom k zložitosti použitých vzťahov definujeme parametre U a V pre ktoré platí (Litvin, 2004):

$$U = -\left[\frac{\pi}{4} + (\alpha - \chi)\tan\alpha_n + \frac{\chi}{\cos\alpha_n}\right], \quad (7)$$

$$V = \chi - \alpha. \quad (8)$$

Ďalej definujeme parameter  $\theta_{\text{deg}}$  odpovedajúci uhlu pootočenia konkrétneho bodu krivky vzhľadom na os „Y” zvoleného súradnicového systému. Volíme ho v rozsahu:

$$\theta_{\min} \leq \theta_{\text{deg}} \leq \theta_{\max}, \quad (9)$$

kde  $\theta_{\min}$  a  $\theta_{\max}$  vypočítame podľa vzťahov (Kuang, 1992):

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left( U + \frac{V}{\tan\alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}, \quad (10)$$

$$\theta_{\max} = \left[ \frac{1}{n \cos\alpha_n} \sqrt{(2+n)^2 - (n \cos\alpha_n)^2} - \left( 1 + \frac{2}{n} \right) \tan\alpha_n - \frac{\pi}{2z} \right] \frac{180}{\pi} \quad (11)$$

Z uvedených vzťahov vyplýva, že hodnota parametru  $\theta_{\text{deg}}$  je vyjadrená v stupňoch, keďže goniometrické funkcie systému Pro/ENGINEER vyžadujú na vstupe práve tieto jednotky.

Zavedením parametra „t“ – nadobúdajúceho hodnoty od 0 po 1 – zohľadníme požiadavky systému na diskretizáciu kriviek. Vzhľadom k tomu, že neskôr uvedené vzťahy vyžadujú aj hodnotu parametra  $\theta$  v oblúkovej miere, zavádzame označenia  $\theta_{\text{deg}}$  a  $\theta$  pričom platí:

$$\theta_{\text{deg}} = \theta_{\text{min}} + t(\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}}), \quad (12)$$

$$\theta = \theta_{\text{deg}} \frac{\pi}{180}. \quad (13)$$

Výsledné vzťahy pre evolventu potom sú:

$$x(\theta, \theta_{\text{deg}}) = \frac{m.n}{2} \left\{ \sin \theta_{\text{deg}} - \left[ \left( \theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \cos(\theta_{\text{deg}} + \alpha_n) \right\}, \quad (14)$$

$$y(\theta, \theta_{\text{deg}}) = \frac{m.n}{2} \left\{ \cos \theta_{\text{deg}} + \left[ \left( \theta + \frac{\pi}{2n} \right) \cos \alpha_n + \frac{2}{n} \sin \alpha_n \right] \sin(\theta_{\text{deg}} + \alpha_n) \right\}. \quad (15)$$

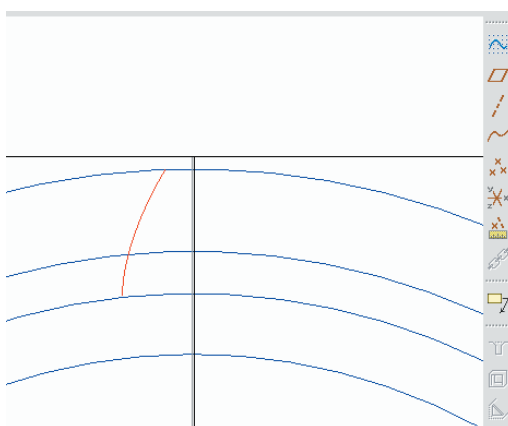
Spôsob zápisu uvádzame na obr. 4, vymodelovanú evolventu na obr. 5.

```

rel.ptd - Poznámkový blok
Súbor Úpravy Formát Zobrazit' Pomocník
U = -(PI/4 + (ALFA-GAMA)*TAN(ALFAN)+GAMA/COS(ALFAN))
V = GAMA - ALFA
thetamin = 2/n*(U+(V)/tan(a1fan))*180/pi
thetamax = (1/(n*cos(a1fan))*sqrt((2+n+2)^2-(n*cos(a1fan))^2)-(1+2/n)*tan(a1fan)-pi/(2*n))*180/pi
THETADEG = THETAMIN + T*(THETAMAX-THETAMIN)
THETA = THETADEG*PI/180
/* *****
/* VYPOCET
/* *****
X = (M*N/2)*(SIN(THETADEG)-((THETA+PI/(2*N))*COS(ALFAN)+2/N*SIN(ALFAN))*COS(THETADEG+ALFAN))
Y = (M*N/2)*(COS(THETADEG)+((THETA+PI/(2*N))*COS(ALFAN)+2/N*SIN(ALFAN))*SIN(THETADEG+ALFAN))

```

Obr. 4 Editácia rovníc pre parametricky danú krivku  
Fig. 4 Equations editing for selected parametric curve



Obr. 5 Namodelovaná krivka daná parametricky  
Fig. 5 Parametrically given modelled curve

## 2.5 Prechodová krivka

Rovnakým spôsobom postupujeme pri modelovaní prechodovej krivky pričom parameter volíme v rozsahu:

$$\theta_{\min} \leq \theta_{\text{deg}} \leq \theta_{\max}, \quad (16)$$

kde  $\theta_{\min}$  a  $\theta_{\max}$  vypočítame podľa vzťahov (Kuang, 1992):

$$\theta_{\min} = \frac{2}{n} \left( U + \frac{V}{\tan \alpha_n} \right) \frac{180}{\pi}, \quad (17)$$

$$\theta_{\max} = \frac{2U}{n} \frac{180}{\pi}. \quad (18)$$

Ako je ďalej vidieť, hodnota parametra  $\theta_{\min}$  je pre obe krivky rovnaká, jedná sa teda o spoločný – inflexný – bod. Pri modelovaní druhej časti bočnej krivky zuba využívame prechodovú krivku danú parametricky:

$$x(\theta_{\text{deg}}) = m(P \cos \theta_{\text{deg}} + Q \sin \theta_{\text{deg}}), \quad (19)$$

$$y(\theta_{\text{deg}}) = m(-P \sin \theta_{\text{deg}} + Q \cos \theta_{\text{deg}}), \quad (20)$$

kde parametre P, a Q sú dané vzťahmi (Litvin, 2004):

$$P = \frac{\chi}{L} + \left( U - \frac{n\theta}{2} \right), \quad (21)$$

$$Q = \frac{2\chi}{L} \cdot \left( \frac{V}{2U - n\theta} \right) + V + \frac{n}{2}, \quad (22)$$

pričom

$$L = \sqrt{1 + 4 \left( \frac{V}{2U - n\theta} \right)^2}. \quad (23)$$

Aplikáciou uvedených vzťahov pri dodržaní jednotlivých bodov postupu tak dostávame jednoznačne danú bočnú krivku zuba. Dotvorenie výsledného profilu zuba vzhľadom k jednoduchosti neuvádzame.



Obr. 6 Náhľad na renderované ozubenie  
Fig. 6 View of rendered teeth

### 3. VÝSLEDKY A ZÁVER

Výhodou uvedeného programového vybavenia je možnosť, realizácie technických kriviek bez nutnosti použitia externého softvéru, ďalej možnosť voľby súradnicovej sústavy a v neposlednom rade aj definovanie globálnych parametrov, ktoré majú za cieľ systematizáciu práce a univerzálnosť vytvoreného modelu. Významnou pomocou pri modelovaní ozubených kolies je funkcia „pattern“. Pri práci s metódou konečných prvkov tak dostávame model reálnych tvarov, čo môže mať podstatný vplyv na presnosť výsledkov. Nevýhodou uvedeného programového vybavenia je menší komfort pri práci z parametrickými rovnicami, občasná strata citlivosti na zmenu parametrov, či nedokonalé odľadovanie problémov pri problémoch so zostrojením kriviek na základe daných parametrov.

### LITERATÚRA

- LITVIN, F. – FUENTES, A.: 2004. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge: Cambridge University Press, 2004, 800 s. ISBN 0521815177.
- KELLEY, D.: 2001. *Pro Engineer 2001 Assistant*. Whitby: McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2001, 256 s. ISBN 00-7249-939-7.
- KUANG, J. – YANG, T.: 1992. An Estimate of Mesh Stiffness and Load Sharing Ratio of a Spur Gear Pair. In *6th ASME International Power Transmission and Gearing Conference*, Phoenix, Arizona, USA, Sept. 1992. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1992, s. 1–9.

#### **Kontaktná adresa:**

**doc. Juraj Rusnák, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva, Technická fakulta  
Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, tr. A. Hlinku 2  
949 76 Nitra  
tel./fax : 037/641 4100, e-mail: juraj.rusnak@uniag.sk



**Ing. Milan Kadnár, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva, Technická fakulta  
Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, tr. A. Hlinku 2  
949 76 Nitra  
tel./fax: 037/641 4107, e-mail: milan.kadnar@uniag.sk

**Ing. Marian Kučera, PhD.**

Katedra mechaniky a strojnictva, Technická fakulta  
Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, tr. A. Hlinku 2  
949 76 Nitra  
tel./fax: 037/641 4106, e-mail: marian.kucera@uniag.sk



## LASER BEAM ENERGY DISTRIBUTION FOR CUTTING OF PLASTICS

### SIMULACE LASEROVÉHO PAPERSKU PRO OBRÁBĚNÍ POLYMERNÍCH MATERIÁLŮ

**Dana SHEJBALOVÁ – Libuše SÝKOROVÁ**

**ABSTRACT:** Results of the laser micromachining – surface quality of product and his utility in specific application – depend on the laser parameters and the polymer material type. Commercial CO<sub>2</sub> laser Mercury L-30 by firm LaserPro, USA was used for cutting of the different plastics materials – PMMA, ABS. The output parameters were evaluated as the entering data for the laser emission distribution. This exploration was realized on the optical microscope MU ZEISS. Than digital camera was installed in microscope and it scanned photo of specimens. Photo of grooves and melted boundaries were made. Finally nonlinear regression was realized with the help of DATAFIT V.8.

**Key words:** micromachining, CO<sub>2</sub> laser, distribution of laser beam

**ABSTRAKT:** Výsledky mikroobrábění – výsledná kvalita povrchu a jeho užitnost v konkrétních aplikacích – závisí především na technologických parametrech laserového svazku a typu polymerního materiálu. Pro řezání PMMA byl použit komerční CO<sub>2</sub> laser. Parametry řezání byly vyhodnoceny a použity jako vstup pro vyhodnocení distribuce laserového záření u CO<sub>2</sub> laseru. Toto bylo realizováno za pomoci mikroskopu MU ZEISS, na který byla nainstalována kamera a zhotovené snímky řezaných vzorků. Závěrečná lineární regrese s vyhodnocením distribuce záření byla realizována za pomoci software DATAFIT 8. Na základě experimentů byla potvrzena Gaussova distribuce laserového svazku. Mod TEM<sub>00</sub> je ideální pro řezání díky rozložení intenzity záření do bodu.

**Klíčová slova:** mikroobrábění, CO<sub>2</sub> laser, distribuce laserového záření

## 1. INTRODUCTION

### 1.1 The Lasing Process

The term “laser” tells us that a simplified description of the lasing process could be “opposite of absorption”. At the heart of the lasing phenomenon is the ability of photons to stimulate the emission of other photons, each having the same wavelength and direction of travel as the original.

According to quantum theory, atoms and molecules have discrete energy levels, and can change from one level to another in discontinuous jumps. Under normal conditions,

most atoms or molecules remain quiescent at their lowest energy level, or ground state. But if these particles are excited into higher energy states-by an intensive flash of light, an electrical charge, or other means-they will, in dropping back to the normal ground state, emit incoherent light in the process. In a laser cavity, such emitted photons are trapped between highly polished and parallel mirrors. Whenever a photon passes close to another excited particle of the same wavelength, the second particle will also be stimulated to emit a photon that is identical in wavelength, phase, too, become part of the growing wave between mirrors (figure 1). Lasing begins when enough photons are present, and if one of the mirrors is partially transparent, a highly disciplined, intense, and now, coherent beam is emitted.

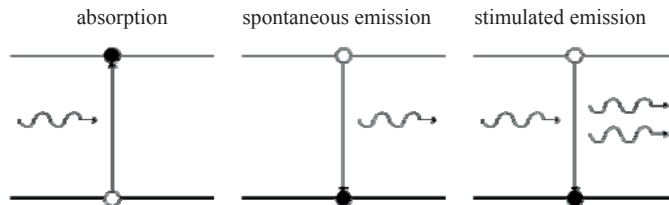
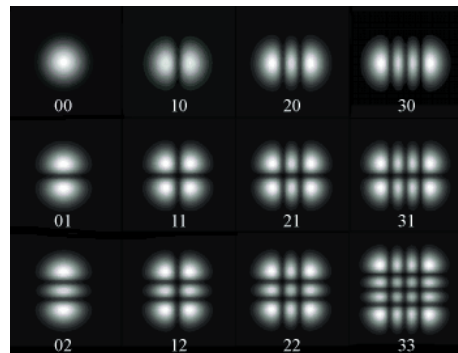
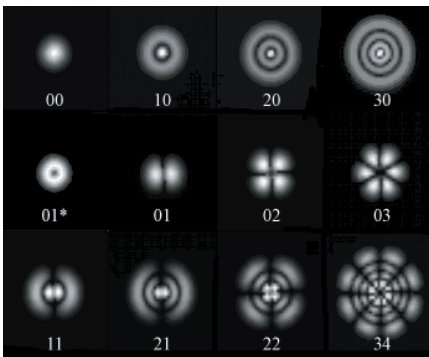


Figure 1 Stimulated emission

## 1.2 Transverse Beam Modes

The photons oscillating from one end of the resonator to the other constitute electromagnetic energy which forms an intense electromagnetic field. The shape of this field is critically dependent not only on the photon wavelength, but also on the mirror alignment, curvature, and spacing, and on the bore diameter of the laser tube. This field can assume many different cross-sectional shapes, termed transverse electromagnetic modes (TEM), but only certain modes, or mixtures of them, are useful for processing materials. The TEM<sub>00</sub> mode is ideal for most cutting, drilling, and welding applications because it produces a beam that can be focussed to a minimum spot size for very high power density. It is a Gaussian mode, with most of the energy in the centre.



Figures 2, 3 Selected Mode TEM

The TEM<sub>01</sub> mode cross section shows a “hollow” centre, with most of the energy concentrated near the periphery of the focussed area. This mode distributes the beam energy efficiently for other heat-treating and drilling applications. TEM<sub>01</sub> also has its particular uses. But not the difference between the cross-sectional representation of the widely used TEM<sub>00</sub> mode and that of mode called TEM<sub>11</sub>. It is evident that the distribution of power across the TEM<sub>00</sub> beam (shown at the left in figure 4 as a single Gaussian curve) results in a more efficient tool for cutting than does the more fragmented power distribution of the divided TEM<sub>11</sub> beam (shown at the right in figure 4 as two curves).

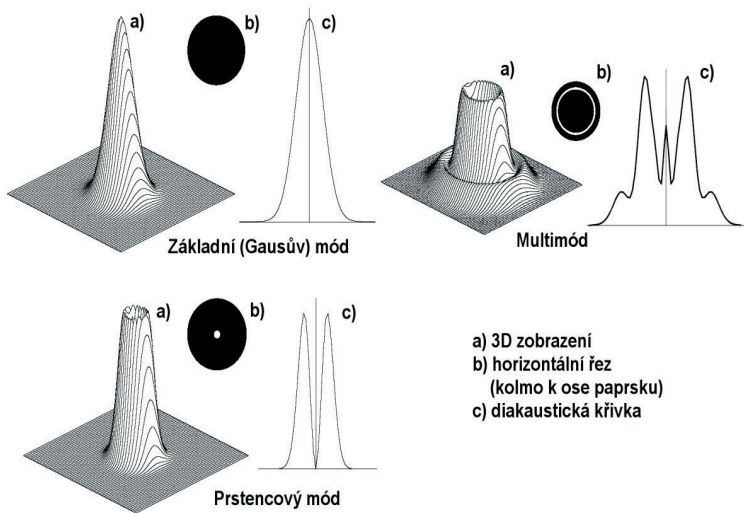


Figure 4 Analogy of Beam Modes to tool

## 2. EXPERIMENT

### 2.1 Preparation of specimens

Commercial CO<sub>2</sub> laser Mercury L-30 by firm LaserPro, USA was used for cutting of the PMMA. It is possible to change power and feed rate of laser system. Ray of laser could be focused on mark diameter  $d = 185 \mu\text{m}$ . The maximum value of density of energy flow is  $q = 1,1 \text{ GWm}^{-2}$ . The maximum value of power is 30W and maximum value of feed is  $1066 \text{ mms}^{-1}$ . Laser is cutting with the software help of Corel Draw. Wide spectrum of different materials (ceramic, quartz, plastic, rubber, wood and certain composite structures) can be described and cut by laser MERCURY L-30. This kind of laser is used for commercial description by laser.

Desired symbol was created in program Corel Draw, slot width was 2 mm. Cutting parameters (output power and feed) were adjusted and these were changed gradually. Values of power and feed are presented as percents from maximum power ( $P = 30 \text{ W}$ ) and maximum feed ( $f_{\text{max}} = 1066 \text{ mms}^{-1}$ ) in charts of parameters combination and graphs.

The output parameters were evaluated as the entering data for the laser emission distribution.

Table 1 Adjusted parameters of machining for all specimens

Feed f [%]	50	70	100					
Laser power [%]	10	20	30	40	50	60	70	80

## 2.2 Covering materials used for experiments

Dependence of slot depth on the laser parameters – output power and feed – was measured. The dimension and profiles measuring of machined slots were realized on the optical microscope ZEISS 2772. Suitable microscope optics which ensured 117× enlargement was set first of all. For the reason of statistical evaluation of measured values the measurement of depth was realized in all slots 5 times. Slot depth ( $d$  in  $\mu\text{m}$ ) in dependence on laser parameters combination is presented in following results tables. Values of power and feed are presented as percents from maximum power ( $P = 30\text{ W}$ ) and maximum feed ( $f_{\text{max}} = 1066\text{ mms}^{-1}$ ) in charts of parameters combination and graphs. Description 20/70 means 20% value from power 30 W and 70% value from maximal feed 1 066  $\text{mms}^{-1}$ .

Table 2 Slot depth in  $\mu\text{m}$  for PMMA

f[%]/P[%]	10	20	30	40	50	60	70	80
50	24	38	102	126	178	200	246	248
70	–	3	15	39	51	116	146	160
100	–	–	8	25	31	37	47	63

Especially at short power slot values were very short and it was not possible to measure. These experimental results were evaluated and depicted into the graph. Approximating straight-line and their correlation coefficients were created for these dependencies.

Table 3 Regression equation of slot depth dependencies on laser parameters combination designated in program EXEL

Feed f [%]	Equation	Correlation coefficient $R^2$
50	$y = 3,5167 x$	0,9759
70	$y = 2,8929 x$	0,9525
100	$y = 0,9914 x$	0,9681

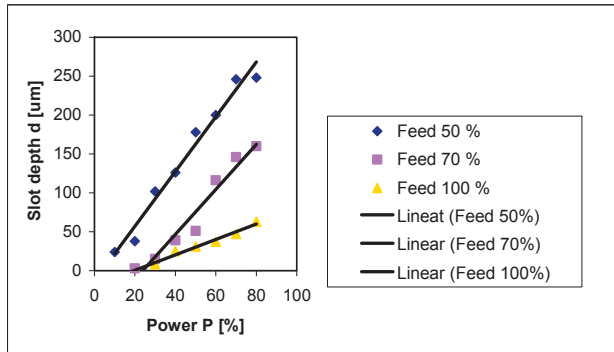


Figure 5 Graphic representation of experimental results

### 2.3 The laser emission distribution of groove profile

Because of exact evaluation of machined groove profile cuts of specimen were made and then these ones were grinded. This exploration was realized on the optical microscope MU ZEISS. Suitable microscope optics which ensured 250× enlargement was set first of all. Than digital camera was installed in microscope and it scanned photo of specimens. Photos of grooves and melted boundaries were made.

PMMA is presented on the picture by these cutting parameters: power 50% and feed 10% (fig. 6). Description 50/10 means 50% value from power 30W and 10% value from maximal feed 1066 mms<sup>-1</sup>.

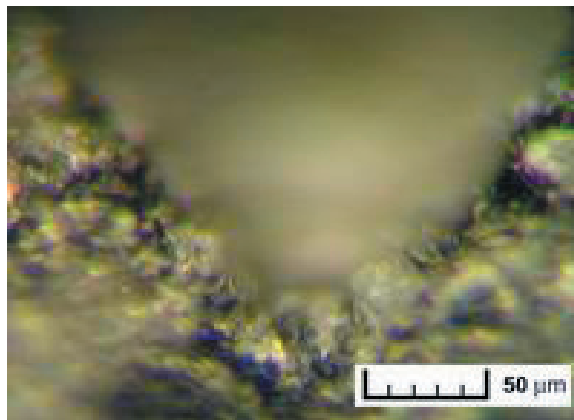


Figure 6 The illustration of groove 50/10 PMMA

Digital photos were modified with the help of software ADOBE PHOTOSHOP 6.0 and AUTOCAD 2002. Scales factor corresponding used optics of microscope were assigned at modified photos. Modified photos in JPG format were imported into software AUTOCAD 2002 for the purpose of profile groove digitalization of cut. Lower left corner was localised into coordinate global basic origin. Profile groove of cut was digitized

by 30 pixels at coordinates [x, y]. These coordinates were multiplied by corresponding scale so that value corresponded to real values in  $\mu\text{m}$  (bitmap inserts into AUTOCAD 2002 is not in real scale). Subsequently the model was defined with the help of software DataFit V.8:

$$h = A + B.e^{-(x-C)^2} \quad (1)$$

*A, B, C – coefficients*

*x – groove width*

and numerical values of coefficients A, B, C were itemized.

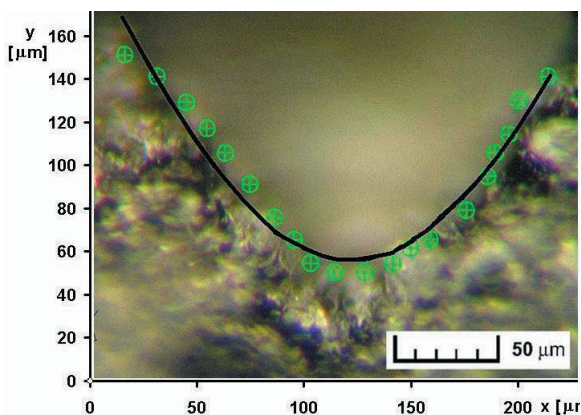


Figure 7 Gaussian density distribution of laser beam energy for cutting parameters power 50 % and 10%, material PMMA

Finally nonlinear regression was realized with the help of DATAFIT V.8. These tests are presented in given study.

DataFit version 8.0.32

Result: Laserové obrábění PMMA – Gaussovská distribuce hloubky drážky

Results from project “d:\BH\\_+datafit\pmma\_50\_10\pmma\_50\_10.dft”

Equation ID: **Guassova krivka**

Model Definition:  **$Y = A - B \cdot \exp(-(x-C)^2)$**

Number of observations = 20

Number of missing observations = 0

Solver type: Nonlinear

Nonlinear iteration limit = 250

Diverging nonlinear iteration limit = 10

Number of nonlinear iterations performed = 11

Residual tolerance = 0,0000000001

Sum of Residuals = 3,23907567434389E-14



Average Residual = 1,61953783717195E-15  
 Residual Sum of Squares (Absolute) = 2,19948241583288E-02  
 Residual Sum of Squares (Relative) = 2,19948241583288E-02  
 Standard Error of the Estimate = 3,59696147572371E-02  
 Coefficient of Multiple Determination ( $R^2$ ) = **0,9454307028**  
 Proportion of Variance Explained = 94,54307028%  
 Adjusted coefficient of multiple determination ( $R_a^2$ ) = 0,9390107855

Durbin-Watson statistic = 0,708195981978393

#### Regression Variable Results

Variable	Value	Standard Error	t-ratio	Prob(t)
A	2,719977819	0,1368162844	19,88051225	0,0
B	2,473814313	0,1461350292	16,92827741	0,0
C	0,5366725455	0,007038152692	76,2519043	0,0

#### 99% Confidence Intervals

Variable	Value	99% (+/-)	Lower Limit	Upper Limit
A	2,719977819	0,3965209555	2,323456863	3,116498774
B	2,473814313	0,4235285415	2,050285771	2,897342854
C	0,5366725455	0,02039797413	0,5162745714	0,5570705196

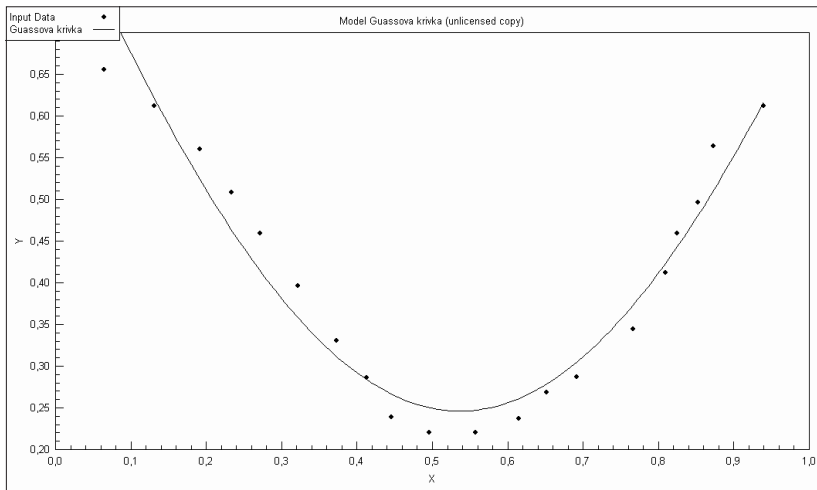


Figure 8 Gaussian density distribution from DATAFIT V.8

### 3. CONCLUSION

From this experiment it is evident the slot depth grows linear with increasing values of power at concrete adjusted value of feed. Biggest depth is at low values of feed. Gradient of lines and correlation coefficients offer information about dependence

character of slot depth on adjusted power and feed at graphic presenting results. Value of gradient ( $k$ ) is used for exact control of stock removal (slot depth). Gradient of line gives information about slot depth at increasing of power about definite number of percents. Correlation coefficient gives approximate quality of linear dependence (compare with  $R^2 = 1$ ).

Resulting structures can be very exact and with high quality of surface in dependence on laser parameters and on type of machining materials. The biggest problem is the transformation of unremoved material again into solid state. This phenomenon causes deterioration of both accuracy of dimension and quality of surface.

From results of experiment is evident that density distribution of used laser beam is Gaussian. The  $TEM_{00}$  mode is ideal for most cutting, drilling, and welding applications because it produces a beam that can be focussed to a minimum spot size for very high power density. It is a Gaussian mode, with most of the energy in the centre.

If technological conditions (moving speed of the laser head, the beam output, mode parameters of the optics) are optimized, a good quality of the cut can be reached for wide spectrum of materials.

At the conclusion, it is possible to state that it is necessary to know output parameters combination of concrete laser system and properties of machined polymer materials for obtaining good results of micromachining by laser. It is possible to obtain high accuracy of machined texture with respect to these conditions. The result machining is different at the use of various kind of laser.

## REFERENCES

- HENDRYCHOVÁ, B.: 2003 *Výzkum mikroobrábění polymerních materiálů laserem*. (Diplomová práce). Zlín. FT VUT ve Zlíně, 2003, stran 95.
- HALAŠKA, P., MAŇAS, M., STANĚK, M., POP MIRCEA T.: 2003. *Modelling of Polymeric Plates Laser Cutting*. Annuals of the Oradea University, Vol. II, 2003, Editura Universitatii Din Oradea, stran 128. ISSN 1583-0691

## ACKNOWLEDGEMENT

*This work was supported by the Ministry of Education and Youth of the Czech Republic under grant MSM 7088352102. This support is very gratefully acknowledged.*

### **Kontaktní adresa:**

#### **Ing. Dana Shejbalová, Ph.D.**

Ústav výrobního inženýrství, Fakulta technologická  
Univerzita Tomáše Bati Zlín,  
nám. T. G. Masaryka 275, 762 72 Zlín  
tel.: +420 576035203, fax +420 576035176, e-mail: shejbalova@ft.utb.cz

#### **Ing. Libuše Sýkorová, Ph.D.**

Ústav výrobního inženýrství, Fakulta technologická  
Univerzita Tomáše Bati Zlín,  
nám. T. G. Masaryka 275, 762 72 Zlín  
tel.: +420 576035169, fax +420 576035176, e-mail: sykorova@ft.utb.cz

## MANAŽÉRSKE INFORMAČNÉ SYSTÉMY A INFORMAČNÁ STRATÉGIA

### MANAGEMENT INFORMATION SYSTEMS AND INFORMATION STRATEGY

**František SUDZINA – Miloš HITKA**

**ABSTRACT:** Management information system (MIS) can be defined as an information system at the tactical level of organization, which helps with planning, control and decision-making providing regular reports about exceptional situations. The aim of the article is present results of last year research of MIS usage in Slovak companies incorporating data on information strategy.

**Key words:** information strategy, management information systems, empirical research

**ABSTRAKT:** Manažérsky informačný systém (MIS) možno definovať ako informačný systém na taktickom stupni riadenia organizácie, ktorý slúži funkciám plánovania, kontroly a rozhodovania poskytovaním pravidelných prehľadov a hlásení o výnimočných situáciách. Cieľom článku je prezentovať výsledky minuloročného výskumu využívania MIS v slovenských podnikoch, a to aj v súvislosti s tým, či podniky majú definovanú informačnú stratégiu.

**Kľúčové slová:** informačná stratégia, manažérské informačné systémy, empirický výskum

### ÚVOD

Implementácia nových informačných systémov a technológií do života podnikov znamenala výrazný rozvoj. Každý podnik disponoval aj v minulosti nejakým informačným systémom a nástup informačnej spoločnosti predstavoval postupný prechod na informačný systém s podporou moderných informačných technológií. Proces automatizácie prebiehal v podnikoch od prvých nesmelých krokov v podobe automatizácie jednotlivých agend, cez zavádzanie prvých podnikových automatizovaných systémov riadenia, až po nasadzovanie integrovaných podnikových informačných systémov.

So zavádzaním nových systémov prebiehali i ďalšie zmeny, ktoré menili tvárnosť podniku. Bol to hlavne nástup prechodu od funkcionálnej deľby práce k procesnému chápaniu podnikov. Zmeny spôsobené týmto prístupom mali vplyv na vývoj novej generácie informačných systémov, ktoré v sebe obsahujú základné typové procesné modely správania organizácie. V tejto podobe sa informačné systémy stávajú nositeľmi potenciálu podnikovej

kultúry, know-how, spôsobu riadenia, ale až samotná realizácia dodávaného informačného systému v konkrétnych podmienkach prináša podniku požadovanú hodnotu.

Keďže význam informačných systémov sa zvyšuje, informačná stratégia sa stala kritickeým faktorom úspechu. Podniky používajú informačné systémy ako nástroj pre zmenu podnikových procesov a stratégií. Informačná stratégia by mala obsahovať plánovanie, implementáciu a post-implementačné procesy informačných systémov v podnikoch. Konkurenčnú výhodu už nemožno dosiahnuť iba kúpou a implementáciou informačného systému, lebo už aj výhodnosť investícií do manažérskych informačných systémov sa posudzuje v zmysle nákladov a výnosov. Potrebu tvorby informačnej stratégie su začali ľudia uvedomovať v osemdesiatych rokoch minulého storočia a mnohé prístupy k tvorbe informačnej stratégie preto pochádzajú z konca osemdesiatych a začiatku deväťdesiatych rokov minulého storočia.

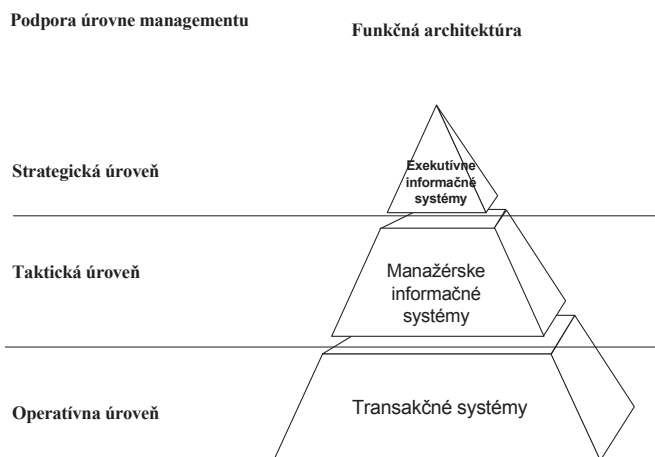
Problematika manažérskych informačných systémov je podrobnejšie rozobraná v prvej kapitole a problematika tvorby informačnej stratégie v druhej kapitole. Tretia kapitola popisuje výskumnú vzorku a štatistické metódy použité na jej analýzu. Výsledky a diskusia sú uvedené vo štvrtjej kapitole.

## 1. MANAŽÉRSKE INFORMAČNÉ SYSTÉMY

Prenikanie informačných technológií do všetkých činností človeka spôsobuje i zmeny systému a spoločnosti ako celku. Tieto zmeny sú viditeľné hlavne v činnostiach, ktoré prerastajú celou spoločnosťou. Úspešnosť riadenia podnikov v súčasnej dobe vo veľkom rozsahu závisí od kvality manažérskych systémov, ktoré manažéri a ostatní pracovníci využívajú. Zvýšené požiadavky na kvalitu riadenia a rýchly vývoj nových poznatkov a skúseností v oblasti manažmentu a podnikania spolu s rýchlym rozvojom nových softvérových produktov a technických prostriedkov vyvolávajú potrebu zavádzania a využívania manažérskych informačných systémov poskytujúcich kvalitatívne nové aplikačné možnosti.

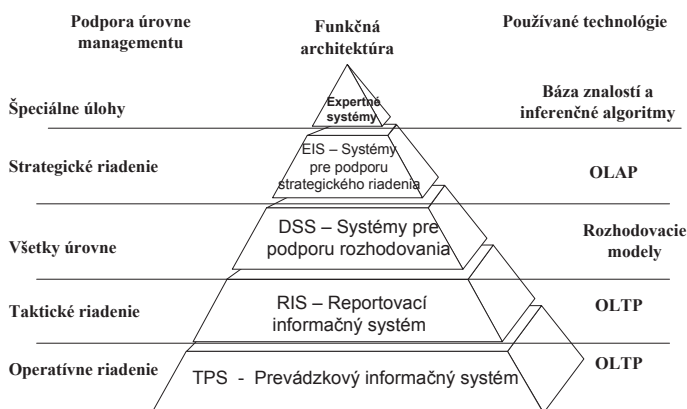
Jednotná definícia manažérskoho informačného systému v odbornej literatúre neexistuje. Niektorí autori ho vymedzujú užšie. Napr. Laudon a Laudon (1999, s. 46) ho vymedzujú ako informačný systém na taktickom stupni riadenia organizácie, ktorý slúži funkciám plánovania, kontroly a rozhodovania poskytovaním pravidelných prehľadov a hlásení o výnimočných situáciách. Je ho možné chápať širšie – ako systém na pretváranie údajov z interných a externých zdrojov na informácie a na poskytovanie týchto informácií vo vhodnej forme manažérom na všetkých stupňoch riadenia a vo všetkých funkciách s cieľom umožniť im včas a efektívne rozhodovať pri plánovaní, riadení a kontrole tých činností, za ktoré sú zodpovední. Pyramída informačných systémov je znázornená na obrázku 1.

Manažérske aplikácie podľa Bébra a Douceka (2005) patria v oblasti Business Intelligence medzi zložky s najväčšou tradíciou. Sú obvykle chápané ako nadstavba, ktorá dokáže spracovávať a interpretovať veľké objemy transformovaných primárnych dát generovaných základnými procesmi. Tieto transformácie je potrebné vykonať v špecializovanej časti informačného systému, ktorá je dátovo riadená transakčným systémom (TPS).



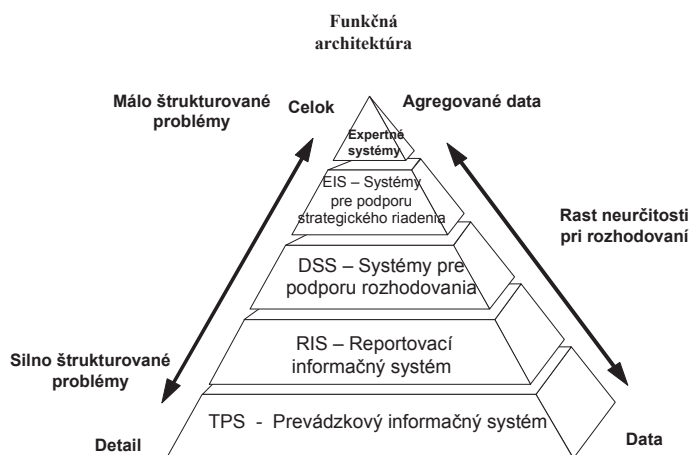
Obrázok 1 Pyramída informačných systémov

Charakter potrieb manažérskeho výkazníctva, podnikových analýz a rozborov, potrieb modelovania a ďalších potrieb vyžaduje úplne odlišné mechanizmy práce s dátami ako možno dosiahnuť priamo v transakčných systémoch. Základom architektúry transakčných systémov sú obvykle relačné databázy vybudované na technológii OLTP (On-Line Technological Processing). Systémy, ktoré dokážu efektívne prepojiť dátový potenciál transakčného systému s radiaciami mechanizmami podniku a analytickými potrebami jednotlivých zložiek riadenia sú založené na technológii OLAP (On-Line Analytical Processing), ktorá zabezpečuje vysoko efektívny a intuitívny mechanizmus viackriteriálnej analýzy dát. V nadväznosti na predchádzajúce vrstvy spracovania dát (OLTP a OLAP) na prezentáciu dát manažment využíva tzv. prezentačnú vrstvu, ktorá zabezpečuje logiku a prehľadnosť výstupov pre podnikový manažment. Schéma nadväznosti pri výmene dát medzi technológiami OLTP a OLAP je znázornená na obrázku 2.



Obrázok 2 Typy manažérskych aplikácií

V podmienkach súčasného riadenia podnikov získavajú stále väčšiu dôležitosť informačné systémy, ktoré nepracujú s primárnymi dátami získanými prevádzkovým informačným systémom, ale s dátami, ktoré sú upravené pomocou aplikácií vyššej úrovne – informačných systémov na podporu rozhodovania. Nadväznosť jednotlivých pohľadov na dáta – od jednotlivých detailných dátových prvkov, ktoré sa v štruktúre nachádzajú na úrovni prevádzkového IS, až po syntetický súhrnný pohľad, ktorý poskytuje úroveň EIS a expertných systémov je znázornená na obrázku 3.



Obrázok 3 Spracovanie dát pomocou rôznych technológií

## 2. INFORMAČNÁ STRATÉGIA

Problematika využívania informačných systémov pre podnikové potreby sa dostala do popredia v osemdesiatych rokoch minulého storočia. Problémy s tvorbou informačnej stratégie možno čiastočne riešiť sofistikovanými metódami. Väčšina formálnych metód formulovania informačných stratégií bola publikovaná koncom osemdesiatych a začiatkom deväťdesiatych rokov minulého storočia. Napriek tomu, že sa začiatkom tohto storočia označovali aj ako e-business stratégie, podstata je stále rovnaká – tvorba strategickej vízie, správa projektov, alokovanie zdrojov, plánovanie infraštruktúry a zabezpečenie podpory od (vrcholového) manažmentu. Pritom nemožno zabúdať aj na s tým spojenú problematiku ľudských zdrojov. Úlohami znalostných pracovníkov so špecializáciou na informačné systémy sa bližšie zaoberá (Krajčík, 2007).

Mnohé, nielen veľké, podniky v posledných desiatich rokoch implementovali systémy ako napr. ERP, SCM, CRM, PLM. Mnohé z nich zaviedli aj data warehousey (vrátane ETL a starajú sa o master data management) a nástroje Business Intelligence. Tieto nákladné investície by mali byť plánované vopred a navyše efektívne, čo je dôvodom pre formulovanie informačnej stratégie. Hlavným produktom informačnej stratégie je portfólio informačných systémov a technológií, ktoré pomôžu podniku pri realizácii podnikateľských plánov a dosahovaní podnikových cieľov. Podniky si takto môžu vybrať spomedzi

viacerých projektov tie, ktoré sú najvýhodnejšie z hľadiska prínosov, strategickej dôležitosti a kompatibility s podnikovými potrebami.

Kvôli turbulentnosti makroprostredia je pre podniky čím ďalej tým ťažšie prognózovať zmeny vo svojom okolí, čo zvyšuje riziko neúspechu investícií do informačných systémov. Plánovanie informačných systémov zahŕňa aj ich implementáciu. Dôležitým cieľom pri plánovaní informačných systémov je zabezpečiť podporu vrcholového manažmentu pre implementovanie vybraných projektov a vytvoriť atmosféru spolupráce medzi oddelením informatiky a koncovými používateľmi. Pri plánovaní projektov informačných systémov je nutné myslieť aj na požiadavky na zručnosti používateľov a definovať vylepšenia infraštruktúry IT a organizácie informačných systémov, a to ako pre existujúce, tak aj budúce informačné systémy.

V súčasnom turbulentnom prostredí môže zabezpečenie dobrej organizácie informačných systémov a infraštruktúry IT byť dôležitejšie ako jednoduchý výber prioritných projektov informačných systémov. Dlhodobejší pohľad na plánovanie informačných systémov by mal viesť aj k zlepšeniu manažérskych zručností pri samotnom plánovaní informačných systémov. Plánovací proces by mal byť vedomo ohodnotený a vylepšený. Niektorí autori odporúčajú použiť výstup informačného auditu ako vstup pre tvorbu informačnej stratégie. Nemožno zabudúvať na bezpečnostné a zákonné požiadavky plynúce napr. z Basel II, či SarbOx-u. Tieto požiadavky smerujú podniky k projektom, ktoré zvyšujú kvalitu údajov. Do úvahy je nutné brať nielen kvalitu, ale aj kvantitu, lebo podľa konzultačnej spoločnosti Gartner, podniky budú v roku 2012 spracovávať 30-krát viac údajov ako to bolo v roku 2002.

### 3. MATERIÁL A METÓDY

Výskum sa uskutočnil v roku 2006 dotazníkovou formou na vzorke 81 podnikov, z čoho bolo 39 malých, 19 stredných a 23 veľkých. Okrem veľkosti podniku hodnotenej podľa počtu zamestnancov sa skúmalo, či mal podnik zavedený manažérsky informačný systém a či mal zadanú informačnú stratégiu.

Okrem zistených podielov budú v ďalšej kapitole prezentované aj intervaly spoľahlivosti pre tieto podiely. Tieto intervaly nebudú symetrické, lebo sa použije presný vzorec pre interval spoľahlivosti pre alternatívne rozdelenie (využívajúci Fischerovo rozdelenie), a nie aproximácia cez normálne rozdelenie.

Zistené podiely využívania manažérskych informačných systémov a informačnej stratégie budú porovnané v jednotlivých veľkostných skupinách pomocou  $\chi^2$  testu. Okrem testu rovnosti podielov sa bude zisťovať aj monotónnosť v údajoch, na čo sa použije test navrhnutý v (Armitage, Berry, 1994; Altman, 1991), ktorý zisťuje lineárny a nelineárny trend. V posledne spomínanom teste sa pre malé podniky použije hodnota 1, pre stredné podniky 2 a pre veľké podniky 3.

Na vyhodnotenie údajov z tabuľky 3 je na porovnanie podielov použitý presný Fischerov test, a nie  $\chi^2$  test, lebo v niekoľkých bunkách sa nachádzajú hodnoty menšie ako 5, čo je predpokladom pre použitie  $\chi^2$  testu. Všetky intervaly spoľahlivosti i štatistické testy sú vykonané na hladine spoľahlivosti  $\alpha = 0,05$ .

## 4. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Podiel využívania manažérskych informačných systémov a príslušné 95 % intervaly spoľahlivosti, v delení podľa veľkosti podniku, sú uvedené v tabuľke 1.

Tabuľka 1 Využívanie manažérskych informačných systémov

Veľkosť podniku	podiel (v %)	interval spoľahlivosti (v %)
Malý	17,95	(7,54; 33,54)
Stredný	47,37	(24,45; 71,14)
Veľký	56,52	(34,49; 76,81)

Medzi uvedenými podielmi je štatisticky významný rozdiel (p-hodnota  $\chi^2$  testu je 0,004 493). Možno konštatovať lineárny trend týchto podiel (p-hodnota  $\chi^2$  testu pre lineárny trend je 0,001 426 a p-hodnota zostávajúceho  $\chi^2$  (nelinearity) je 0,424 067).

Podiel využívania manažérskych informačných systémov je v malých podnikoch stále relatívne nízky. Zistených 18 % však nemožno považovať za nedostačujúce, pretože väčšinu malých podnikov tvoria mikropodniky a prevažnú väčšinu týchto možno efektívne viesť aj bez použitia manažérskych informačných systémov. Problematickejšim sa javí len tesne nadpolovičné využívanie manažérskych informačných systémov vo veľkých podnikoch. Tu by sa malo byť ich využívanie blížilo k 100 %.

Podiel podnikov s definovanou informačnou stratégiou a príslušné 95 % intervaly spoľahlivosti, v delení podľa počtu zamestnancov, sú uvedené v tabuľke 2.

Tabuľka 2 Využívanie informačnej stratégie

Veľkosť podniku	podiel (v %)	interval spoľahlivosti (v %)
Malý	30,77	(17,02; 47,57)
Stredný	73,68	(48,80; 90,85)
Veľký	82,61	(61,22; 95,05)

Medzi uvedenými podielmi je štatisticky významný rozdiel (p-hodnota  $\chi^2$  testu je 0,000 073). Možno konštatovať lineárny trend týchto podiel (p-hodnota  $\chi^2$  testu pre lineárny trend je 0,000 031 a p-hodnota zostávajúceho  $\chi^2$  (nelinearity) je 0,195 823).

Pri informačnej stratégii zodpovedajú podiely jej významu, hoci aj tu by sa mal podiel u väčších podielov blížilo k 100 %.

Početnosti odpovedí o manažérskych informačných systémoch a informačnej stratégii podľa veľkosti podniku a spolu sú uvedené v tabuľke 3.

Tabuľka 3 Vzťah informačnej stratégie a manažérskych informačných systémov

Veľkosť podniku	s informačnou stratégiou		bez informačnej stratégie	
	s MIS	bez MIS	s MIS	bez MIS
Malý	4	8	3	24
Stredný	8	6	1	4
Veľký	12	7	1	3
Spolu	24	21	5	31



Medzi uvedenými podielmi v jednotlivých veľkostných skupinách nie je štatisticky významný rozdiel (hodnota presného Fischerovho testu pri malých podnikoch je 0,171 617, pri stredných podnikoch je 0,303 406 a pri veľkých podnikoch je 0,280 632). Ale pri analýze všetkých podnikov spolu to už významný rozdiel je (hodnota presného Fischerovho testu je 0,000 372).

Pokiaľ ide o vzťah medzi manažérskymi informačnými systémami a informačnou stratégiou, možno ho interpretovať tak, že zavádzanie manažérskych informačných systémov sa zvažuje len v podnikoch, ktoré tvoria informačnú stratégiu. Toto pozorovanie je však potrebné brať opatrne a malo by byť predmetom ďalšieho výskumu.

Záverom je nutné poznamenať, že pri manažérskych informačných systémoch i pri informačnej stratégii možno konštatovať linearitu v získaných údajoch. Možno síce namietat použitie hodnôt 1, 2 a 3 pre malé, stredné a veľké podniky ako príliš zjednodušené, ale lineárnu závislosť bolo možné preukázať aj pri použití práve týchto hodnôt.

## ZÁVER

Podľa Mesároša a Karčákovvej (2004) sa informačná stratégia zameriava na informačné systémy alebo ekonomické aplikácie informačných technológií, ktoré naplňajú podnikové potreby, a ako ich použiť na dosiahnutie strategických prínosov.

Kvalita manažmentu podnikov v súčasnosti silne závisí aj od kvality manažérskych informačných systémov. Výskum uskutočnený začiatkom roku 2006 poukázal na to, že si to uvedomujú aj slovenskí manažéri, lebo manažérske informačné systémy sa používajú v 7–34 % malých, 24–72 % stredných a 34–77 % veľkých podnikov.

Doucek a Nedomová (2004) upozorňujú, že so vstupom do európskych štruktúr a pozvoľnou integráciou novo prístupujúcich krajín do veľkej rodiny európskych národov získava prakticky každým dňom význam riadenia bezpečnosti informačných systémov a informačných technológií, keďže naša súčasná spoločnosť je čím ďalej tým viac závislá od ich správnej funkčnosti. To by mala byť jedna z dôležitých súčastí informačnej stratégie podnikov. Tu má, podľa nášho výskumu, na Slovensku definovanú 17–48 % malých, 48–91 % stredných a 61–95 % veľkých podnikov.

Pokiaľ ide o vzťah manažérskych informačných systémov, je štatisticky významný a na základe získaných odpovedí možno postulovať hypotézu, že o zavádzaní manažérskych informačných systémov sa uvažuje len v podnikoch, ktoré tvoria informačnú stratégiu.

## LITERATÚRA

- ALTMAN, D. G.: 1991. *Practical Statistics for Medical Research*. London: Chapman and Hall, 1991, 611 s. ISBN 0-412-27630-5
- ARMITAGE, P., BERRY, G.: 1994. *Statistical Methods in Medical Research*. 3. vydanie. Oxford: Blackwell, 1994, xi+620 s. ISBN 0-632-03695-8
- BÉBR, R., DOUCEK, P.: 2005. *Informační systémy pro podporu manažerské práce*. Praha: Professional Publishing, 2005, 216 s. ISBN 80-86419-79-7
- ČARNICKÝ, Š.: 2004. *Manažerske informačné systémy podnikov*. Bratislava: Vydavateľstvo EKONÓM, 2004. 116 s. ISBN 80-225-1822-0

- ČARNICKÝ, Š.: 2001. *Strategická úloha informačných systémov*. In: *Acta Oeconomica Casovien-sia* N°5. Košice: Podnikovohospodárska fakulta Ekonomickej univerzity v Bratislave so sídlom v Košiciach, 2001, s. 83–92. ISBN 80-225-1407-1
- DOUCEK, P., NEDOMOVÁ, L.: 2004. *Nasazení integrovaného systému řízení pro získání konkurenční výhody*. *AT&P Journal*, 2004, roč. 11, č. 12, s. 53–55. ISSN 1335-2237
- KRAJČÍK, V.: 2007. *Managing human resources in project IT management*. *Vesník*, 2007, roč. 43, č. 1, s. 27–35. ISSN 2138-0246
- LAUDON, K. C., LAUDON, J. P.: 1999. *Essentials of Management Information Systems. Transforming Business and Management*. 3. vydanie, New Jersey: Prentice Hall, 1999. ISBN 0-13-011506-1
- MESÁROŠ, P., KARČÁKOVÁ, L.: 2004. *Impact of business strategy on management information system development and implementation*. In: *Podniková ekonomika a management*. Brno: Masarykova univerzita v Brně, 2004, s. 233–239. ISBN 80-210-3414-9

**Kontaktná adresa:**

**Ing. Mgr. František Sudzina, PhD.**

Center for Applied ICT  
Copenhagen Business School  
Howitzvej 60  
DK-2000 Frederiksberg  
Tel.: 0045-3815-2449  
e-mail: fs.caict@cbs.dk

**Ing. Miloš Hitka, PhD.**

Katedra podnikového hospodárstva  
Drevárska fakulta  
Technická univerzita Zvolen  
T. G. Masaryka 24  
960 53 Zvolen  
Tel./fax: 00421-45-5206433  
e-mail: hitka@vsld.tuzvo.sk

## VPLYV KOMPENZAČNÝCH DRÁŽOK, MEDENÝCH NITOV V TELE PÍLOVÉHO KOTÚČA A NEROVNOMERNÉHO ROZSTUPU VIACERÝCH ZUBOV NA HLADINU HLUKU KOTÚČOVEJ PÍLY V PROCESSE REZANIA

### THE EFFECT OF THE COMPENSATION SLOTS, COOPER CORKS IN THE BODY OF A CIRCULAR SAW BLADE AND UNBALANCED PITCH OF SEVERAL TEETH ON NOISE LEVEL OF THE CIRCULAR SAWS IN THE CUTTING PROCESS

Ján SVOREŇ

**ABSTRACT:** In many cases, wood cutting by high feed speed and high cutting speed of circular saw blade is realized. The teeth of the circular saw blade rotate in material environment and therefore they are the sources of noise with the unwanted influences on working environment.

In this article the results of the measuring of the noise level of the three construction different circular saw blades are presented. Types of the circular saw blades are (without slots, with six compensation slots, with cooper corks and with the irregular distance of the group of teeth). Diameter of the circular saw blades were 350 mm. Measurements of the noise level were performed in the cutting process with the standart devices. The circular saw blades with compensation slots, cooper corks and with the irregular distance of the group of teeth emitted high cutting noise, but their noise level (0,5 ÷ 5,8) dB (A) was lower then the noise level of the circular saw blade without slots.

**Key words:** circular saw, blade compensation slots, natural frequency, cutting noise level

**ABSTRAKT:** Vo väčšine prípadov sa rezanie dreva realizuje pri vysokej posuvnej rýchlosti a vysokej reznej rýchlosti pílových kotúčov. Zuby pílového kotúča rotujú v hmotnom prostredí a preto sú zdrojom hluku, s nežiadúcimi vplyvmi na pracovné prostredie.

V článku sú prezentované výsledky merania hladiny hluku troch konštrukčne rozdielnych pílových kotúčov. Typy pílových kotúčov sú (bez drážok, so šiestimi kompenzačnými drážkami, medenými nitmi a s nerovnomerným rozstupom viacerých zubov). Priemery pílových kotúčov boli 350 mm. Merania hladiny hluku boli vykonané pri rezaní dreva s použitím štandardných zariadení. Pílové kotúče s kompenzačnými drážkami, medenými nitmi a s nerovnomerným rozstupom viacerých zubov emitovali vysoký rezný hluk ale ich hladina hluku bola o (0,5 ÷ 5,8) dB (A) nižšia ako hladina hluku pílového kotúča bez drážok.

**Kľúčové slová:** pílový kotúč, kompenzačné drážky, vlastná uhlová frekvencia, hladina hluku pri rezaní

## ÚVOD

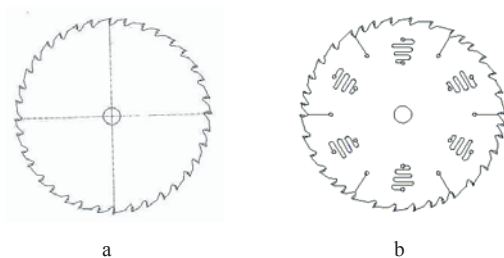
V drevárskom priemysle je najviac používaný proces rezania dreva a drevných materiálov kotúčovými pílamami. Reznými nástrojmi sú pílové kotúče. Kmitanie a hluk pílových kotúčov sú základné problémy nestability nástroja v procese rezania. Zníženie amplitúdy kmitov je nevyhnutné pre zlepšenie kvality povrchu, presnosti rezania, zvýšenie výťažnosti materiálu, predĺženie životnosti nástroja, ale aj pre redukciiu hluku. Zvlášť emisiu hluku môžeme priamo ovplyvniť tvarom pílového kotúča. Hladina hluku vyžarovaná pílovým kotúčom závisí predovšetkým od nárastu reznej (obvodovej) rýchlosti a tiež na tom, či sa jedná o chod naprázdno, alebo rezanie. Pílové kotúče emitujú niekedy vyššie hladiny hluku pri chode naprázdno ako pri rezaní. Tento hluk je silný rezonančný hluk známy tiež ako „pískanie pílových kotúčov“. Veľmi dôležité je zistiť a odstrániť tento jav hlavne pri kotúčových píloch pre priečne rezanie. V tomto prípade je podiel času pri chode naprázdno podstatne vyšší ako podiel času pri rezaní z celkového času pracovnej smeny.

V poslednom období je v drevárskom priemysle najčastejšie používaný ako nástroj asymetrický pílový kotúč, v tele ktorého sú vyrobené viaceré kompenzačné drážky. Vplyvy dĺžky, počtu drážok a medených nitov na hladinu hluku pílových kotúčov boli skúmané vo viacerých výskumných prácach. Niektoré z týchto prác môžeme uviesť (Leu a Mote, 1979; Dugdale, 1977; Plester, 1985; Miklaszewski a Grobelny, 1995; Svoreň a Naščák, 1999; Goglia, 1999; Svoreň, 2004; Orłowski, 2005; Svoreň, 2006). Výrobcovia pílových kotúčov využívajú pre zníženie emisie hluku rozličné tlmiace metódy. Tieto metódy môžeme rozdeliť do troch skupín:

1. Lepené pílové kotúče – podľa (Westkämper, 1990) je zníženie hladiny hluku pri chode naprázdno o 10 dB (A), pri rezaní o  $(6 \div 8)$  dB (A).
2. Telo pílového kotúča vyrobené z vysoko tlmiacich materiálov – podľa (Hattori, 1987; 2001) je zníženie hladiny hluku pri chode naprázdno o 11 dB (A).
3. Laserové rezanie kompenzačných drážok do tela pílového kotúča – podľa (Westkämper, 1994) je zníženie hladiny hluku pri chode naprázdno a pri rezaní od  $(2 \div 8)$  dB (A). Laserové rezanie prináša so sebou rad výhod ako je presnosť, rýchlosť a schopnosť robiť individuálne aplikácie.

## MATERIÁL A METÓDY

V rámci výskumu boli pri experimentálnych meraniach použité dva pílové kotúče. Prvý pílový kotúč (PK1) mal neupravené telo a rovnomerný rozstup zubov (obr. 1a). Druhý pílový kotúč (PK2) mal v tele pomocou laseru vypálené kompenzačné drážky, medené nity a nerovnomerný rozstup viacerých zubov opakujúci sa po 1/6 obvodu (obr. 1b). Zuby pílových kotúčov sú osadené doštičkami zo spekaného karbidu a sú striedavo šikmo brúsené. Použité upínacie príruby mali vonkajší priemer  $d_p = 110$  mm. Konštrukčné rozdiely použitých pílových kotúčov sú znázornené na obr. 1.



Obr. 1 Použité pílové kotúče

Tabuľka 1 Základné parametre použitých pílových kotúčov sú uvedené v tabuľke č. 1.

Parametre	PK1	PK2
Priemer pílového kotúča, mm	350	350
Priemer upínacej diery, mm	30	30
Počet zubov	36	36
Hrúbka pílového kotúča, mm	2,5	2,5
Šírka reznej hrany, mm	4,5	4,5
Výška zuba, mm	13	13
Rozstup zubov, mm	30,52 39,68; 36,63; 33,55; 30,52; 21,35	
Geometria zuba	$\alpha_f = 15^\circ$	
	$\beta_f = 65^\circ$	
	$\gamma_f = 10^\circ$	
Typ zuba	WZ	

Pracovné otáčky pílových kotúčov sa určili na základe výpočtu rezonančných (kritických) frekvencií otáčania podľa (Nishio a Marui, 1996) z rovnice:

$$n_{r,k} = \frac{60 \cdot f_{(n=0)}}{\sqrt{(k+Z)^2 - \lambda}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (1)$$

kde:  $f_{(n=0)}$  – vlastná uhlová frekvencia kmitov neotáčajúceho sa pílového kotúča, [Hz]

$k$  – počet uzlových priemerov, [-]

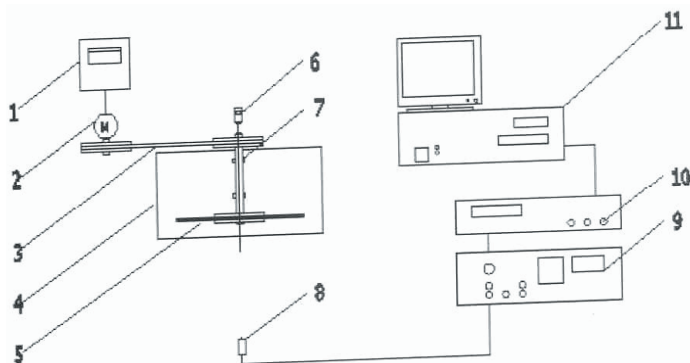
$Z$  – harmonické číslo, ( $Z = 0; 1; 2; 3; 4; \dots$ ) [-]

$\lambda$  – koeficient odstredivej sily. [-]

Vlastné uhlové frekvencie kmitov neotáčajúcich sa pílových kotúčov boli pre  $k = 1; 2; 3$  experimentálne určené na meracej aparatúre, ktorá je popísaná v práci (Svoren, 2000). Koeficienty odstredivej sily  $\lambda$  boli experimentálne určené na meracej aparatúre v laboratóriu KDSZ TU vo Zvolene, ktorá je popísaná v práci (Svoren a Danko, 2004). Na základe analýzy vypočítaných rezonančných (kritických) otáčok boli vybrané pracovné otáčky pre experimentálne merania hladiny hluku:  $n_1 = 3400 \text{ min}^{-1}$ ;  $n_2 = 3450 \text{ min}^{-1}$ ;  $n_3 = 3500 \text{ min}^{-1}$ ;  $n_4 = 3550 \text{ min}^{-1}$ .

Ako rezaný materiál boli pri experimentálnych meraniach hladiny hluku použité bukové dosky s rozmermi  $1350 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$ . Hrúbka dosiek bola 25 mm a 40 mm. Vlhkosť dosiek  $w = 12\%$ . Posuvné rýchlosti rezaného materiálu boli  $v_{f1} = 12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  a  $v_{f2} = 17 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ .

Meranie hladín hluku kotúčovej píly pri experimentálnych rezoch sa realizovalo na meracej aparatúre, ktorej bloková schéma je znázornená na obr. 2. Mikrofón bol pri meraniach umiestnený v osi pilového kotúča, vo vzdialenosti 1 m od stojana stroja a vo výške 1,5 m nad podlahou. Hlukomer bol nastavený na frekvenčný – váhový filter „A“ a časový – váhový filter „F“ v rozsahu (70 ÷ 110) dB. Celý merací reťazec bol kalibrovaný pomocou kalibračného zariadenia, ktoré emituje pri frekvencii  $f = 1000 \text{ Hz} \pm 5\%$  hladinu hluku  $L = 94 \text{ dB} \pm 0,8 \text{ dB}$ .



Obr. 2 Bloková schéma zapojenia prístrojov pre meranie hladiny hluku kotúčovej píly  
 1 – frekvenčný menič, 2 – elektromotor, 3 – klinovo remeňový prevod, 4 – stojan kotúčovej píly,  
 5 – pilový kotúč, 6 – bezkontaktný otáčkomer, 7 – hriadeľ kotúčovej píly, 8 – kondenzátorový mikrofón,  
 9 – laboratórny hlukomer, 10 – multimeter MIT 380, 11 – osobný počítač (PC).

## VÝSLEDKY MERANIA A DISKUSIA

Hodnoty hluku jednotlivých experimentálnych rezov boli zaznamenané pomocou programu „METRA“ do PC v milivoltoch. V programe EXCEL „97“ boli tieto hodnoty prepočítané na hodnoty v decibeloch podľa rovnice:

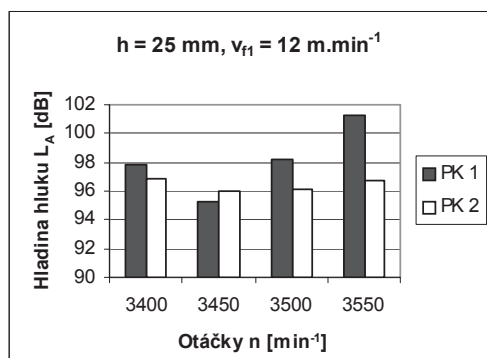
$$L_A = 70 + \frac{U}{25} \quad [\text{dB}] \quad (2)$$

kde: 70 – konštanta nastavená na zosilňovači, (dB)

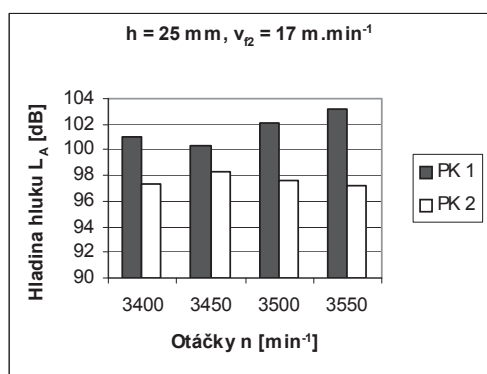
U – zaznamenané hodnoty hladiny hluku, (mV).

Grafické znázornenie výsledkov meraní je na obr. 3, obr. 4, obr. 5, obr. 6, z ktorých sme zistili nasledujúce poznatky:

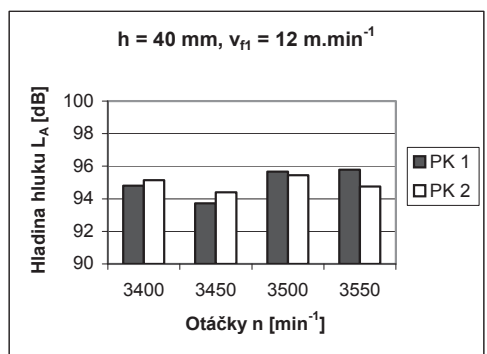
- potvrdila sa z literatúry známa závislosť, že s rastúcou posuvnou rýchlosťou  $v_f$  narastá hladina hluku kotúčovej píly pri ďalších rovnakých parametroch (obr. 3 a obr. 4),
- pri porovnaní neupraveného pilového kotúča (PK 1) s upraveným pilovým kotúčom (PK 2) boli jeho priemerné hladiny hluku  $L_A$  vyššie o (0,5 ÷ 4,5) dB pri podmienkach rezania  $h = (25 \div 40) \text{ mm}$  a  $v_{f1} = 12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ,
- pri porovnaní neupraveného pilového kotúča (PK 1) s upraveným pilovým kotúčom (PK 2) boli jeho priemerné hladiny hluku  $L_A$  vyššie o (0,5 ÷ 5,8) dB pri podmienkach rezania  $h = (25 \div 40) \text{ mm}$  a  $v_{f2} = 17 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ,



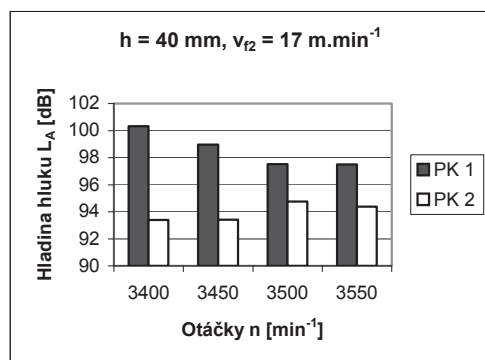
Obr. 3 Závislosť hladiny hluku  $L_A$  kotúčovej píly na otáčkach



Obr. 4 Závislosť hladiny hluku  $L_A$  kotúčovej píly na otáčkach



Obr. 5 Závislosť hladiny hluku  $L_A$  kotúčovej píly na otáčkach



Obr. 6 Závislosť hladiny hluku  $L_A$  kotúčovej píly na otáčkach

## ZÁVER

Konštrukčnými úpravami tela pílového kotúča (PK 2) sa dosiahlo zníženie hladiny hluku kotúčovej píly v procese rezania. Kompenzačné drážky a medené nity v tele ako aj nerovnomerný rozstup viacerých zubov pílového kotúča (PK 2) nezabezpečujú rovnaké zníženie hladiny hluku kotúčovej píly pri rovnakých pracovných otáčkach a rôznych rezných podmienkach. Získané poznatky dobre korešpondujú s poznatkami uvádzanými v prospektových materiáloch firiem (LIETZ, FREUD, AKE, OMAS a iní). Výroba takto upravených pílových kotúčov musí predstavovať pre každého výrobcu bežný štandard. V prípade užívateľov ide hlavne o zvýšenie kvality pracovného prostredia a ochranu zdravia ľudí pri práci.

## LITERATÚRA

- DUGDALE, D. S. 1977: Practical analysis of saw noise. Proceedings of a conference held at the University of California, Forest Product Laboratory, Richmond, Marec 28–30, s. 198–206.
- GOGLIA, V. 1999: Some possibilities of reducing circular saw idling noise. In: Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Wood Machining Seminar. Volume 2. Paris, Epinal, Cluny – France, September 12–19, s. 345–353.
- HATTORI, N. – IZUMI, S. – NOGUCHI, M. 1987: Suppression of the Whistling Noise in Tungsten Carbide – Tipped Circular Saws Using a High – Damping Alloy. J. Jap. Wood Res. Soc., 33, č. 4, s. 268–273.
- HATTORI, N. a kol. 2001: Suppression of the whistling noise in circular saws using commercially – available damping metal. Holz als Roh – und Werkstoff, 59, s. 394–398.
- LEU, M. C. – MOTE, C. D. 1979: Noise generation by circular saws. Wood machining seminar, University of California, Forest Product Laboratory, Richmond, Október 15–17, s. 169–188.
- MIKLASZEWSKI, S. – GROBELNY, T. 1995: Sound power determination of two circular saws with different constructions of the blades. In: Zborník I. Medzinárodná konferencia „Stroj – nástroj – obrobok“, 4.–6. Október Nitra, s. 83–88.
- NISHIO, S. – MARUI, E. 1996: Effects of Slots on the Lateral Vibration of a Circular Saw Blade. Proceedings of Tenth Wood Machining Seminar, s. 159–168.



- ORLOWSKI, K. A. 2005: Identification of critical speeds of clamped circular saws. *Drvna Industrija*, 56, č. 3, s. 103–106.
- PLESTER, J. 1985: Origin of noise and noise reduction in circular sawing. *Proceedings Circular Sawblade Technology*, 17.–18. Jún 1985, Oslo, s. 178–188.
- SVOREŇ, J. – NAŠČÁK, E. 1999: Vplyv počtu drážok tela pílových kotúčov na emisiu hluku pri cho-de naprázdno a pri rezaní. *Acta Facultatis Technicae*, 3, č. 1, s. 103–108, ISBN 80-228-0899-7.
- SVOREŇ, J. 2000: Určenie vlastných statických frekvencií kmitov pílových kotúčov s kompenzač-nými drážkami rôznymi metódami. In: Zborník prednášok II. Medzinárodná vedecká konferen-cia „Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva 2000, 19.–21. Október 2000, Starý Smokovec – Tatry, s. 177–182, ISBN 80-228-0952-7.
- SVOREŇ, J. 2004: Vplyv kompenzačných drážok a nerovnomerného rozstupu zubov pílového ko-túča na hladinu hluku v procese rezania. In: Zborník prednášok IV. Medzinárodná vedecká kon-ferencia „Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva 2004, 14.–16. 10. 2004, Starý Smokovec – Tatry, s. 237–242, ISBN 80-228-1385-0.
- SVOREŇ, J. – DANKO, P. 2004: Vplyv drážok tela na kritické otáčky pílových kotúčov. *Acta Fa-cultatis Technicae*, 8, č. 1, s. 13–19, ISBN 80-228-1517-9.
- SVOREŇ, J. 2006: Vplyv kompenzačných drážok, medených nitov a nerovnomerného rozstupu zubov pílového kotúča na hladinu hluku v procese rezania. In: Zborník prednášok – V. Medzi-národná vedecká konferencia „Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva 2006“, 12.–14. 2006, Starý Smokovec – Tatry. Technická univerzita Zvolen, s. 271–276. ISBN 80-228-1674-4.
- WESTKÄMPER, E. – LICHER, E. – PREKWINKEL, F. 1990: Sägen von Holz – und Holzwerk-stoffen. *Holzbearbeitung*, č. 1/2, s. 38 –45.
- WESTKÄMPER, E. – FUS, M. 1994: Stand der Technik beim Kreissägen. *Holzbearbeitung*, č. 4, s. 56–64.

Výsledky boli získané v rámci riešenia grantového projektu KIAT VGP – č.1/2419/05 (4028).

**Adresa autora:**

**doc. Ing. Ján Svoreň, CSc.**

Katedra drevárskych strojov a zariadení

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen, Slovenská republika

e-mail: svoren@vsld.tuzvo.sk.



## DREVINA AKO FAKTOR, KTORÝ OVPLYVŇUJE GRANULOMETRICKÉ ZLOŽENIE DREVNEJ SYPKEJ HMOTY

### WOOD SPECIES AS FACTOR WHICH AFFECTS GRANULOMETRY STRUCTURE OF WOOD FLUFFY MASS

**Annamária BELJAKOVÁ – Alena OČKAJOVÁ**

**ABSTRACT:** Wood dust is specific factor, which affects adversely work conditions and environment, too. Ours article brings partial results of this problematic solution. We were focused for monitoring of wood species effect as a factor, which affects granulometric structure of wood dust. Analyzed was shape and dimensional representation of dust particles for wood dust obtained from real furniture operation from sanding process of furniture segments from beech, oak, spruce and partially abies timber. Results confirm us that the wood species is relevant factor, which affects granulometry structure of wood fluffy mass.

**Key words:** wood dust, granulometry structure, wood species, particles shape

**ABSTRAKT:** Drevný prach je špecifický faktor, ktorý nepriaznivo ovplyvňuje pracovné aj životné prostredie. Náš článok prináša dieľčie výsledky riešenia tejto problematiky. V tejto práci sme sa zamerali na sledovanie vplyvu druhu dreveniny ako faktora, ktorý ovplyvňuje granulometrické zloženie drevného prachu. Rozmerové a tvarové zastúpenie častíc prachu sme analyzovali na drevnom prachu získanom z reálnej nábytkárskej prevádzky z procesu brúsenia masívnych nábytkových dielcov z bukoveho, duboveho, smrekoveho a s častí aj jedľoveho reziva. Výsledky nám potvrdili, že drevena je významný faktor, ktorý ovplyvňuje granulometrické zloženie drevnej sypkej hmoty.

**Kľúčové slová:** drevný prach, granulometrické zloženie, druh dreveniny, tvar častíc

## 1. ÚVOD

Spoločnosť by nemala v súčasnosti podceňovať vznik nežiaducich faktorov, ktoré ovplyvňujú pracovné aj životné prostredie, a tiež životnosť strojov a zariadení. Preto sa musíme zaoberať tým, ako týmto škodlivým účinkom účinne predchádzať, alebo ako ich odstrániť, či minimalizovať. Dôležité je uvedomiť si, že škodlivé vplyvy prachu sa nemusia

prejavovať rovnako ani v rovnakej miere účinku, nepochybne aj v súvislosti s materiálom, z ktorého substancia vznikla a pri akých technických podmienkach vznikla.

Pri drevoobrábacích procesoch vznikajú triesky a prachové častice rôznych veľkostí. Častice menšie ako 100  $\mu\text{m}$ , definované ako vzduchom nesený „polietavý“ prach, sú z hľadiska hygieny a bezpečnosti práce najnebezpečnejšie. Vyskytujú sa pri rôznych druhoch obrábania, v najväčšej miere však pri brúsení drevených materiálov.

Proces brúsenia dreva a drevených materiálov je špecifický z mnohých hľadísk. Daná problematika je zatiaľ nie až tak podrobne rozpracovaná ako napr. procesy pilenia či frézovania. Osobitý je tu predovšetkým nástroj a s tým sa odvíja aj trieskotvorný proces, opotrebenie nástroja, kvalita obrobku, čo si vyžaduje pristupovať s veľkým rešpektom k špecifikácii optimálnych vstupných a výstupných parametrov, (Očkajová, 2002).

Aj na iných vedeckých pracoviskách doma aj v zahraničí sa venujú tejto problematike. Kopecký a Pernica (2004) skúmali vplyv prachu (jeho rozmerov) na kvalitu vzduchu, Kos a Beljo Lučič (2004 a, b) charakterizujú faktory, ktoré vplyvajú na granulometrické zloženie prachu, Rogozinski a Dolny (2004) poukazujú na vplyv vlhkosti na sypné vlastnosti brúsneho prachu.

Prach škodlivo pôsobí na ľudský organizmus, a tiež vzniká nebezpečenstvo vzniku požiaru alebo výbuchu, ktoré vzniká v uzavretých priestoroch. Vplyv na zdravie a bezpečnosť osôb v pracovných halách závisí od druhu substancie, z ktorej prach vznikol, hustoty zaprášenia, veľkosti a tvaru jednotlivých čiastočiek a od schopnosti rozkladu v organizme. Prítomnosť prachu vo výrobných halách spôsobuje aj iné problémy. Sú spojené s exploatáciou mechanických zariadení nainštalovaných v prašných priestoroch. Čiastočky prachu pôsobiace v ovzduší vyvolávajú zrýchlenie opotrebenia tých častí strojov a zariadení, ktoré majú mechanizmy neuzavreté pred prachom, medzi povrchnými trecích častí. Tento proces postupuje tým intenzívnejšie, čím väčší je obsah minerálnych substancií v prachu.

Cieľom našej práce bolo sledovať vplyv dreveniny na granulometrické zloženie dreveného prachu. Ako druh dreveniny ovplyvňuje rozmery vznikajúcich častíc a ich zastúpenie v jednotlivých frakciách, ako aj tvar vznikajúcich častíc.

## 2. TEORETICKÝ ROZBOR

Veľkosť a tvar častíc patria medzi najdôležitejšie veličiny, ktoré charakterizujú častice a stanovujú stupeň ich odlúčenia z plynného prostredia. Závisia od nich pohybové vlastnosti, ktoré pri mechanických a elektrických odlučovačoch rozhodujú o odlučovacích rýchlostiach a teda aj o ich konečnom stupni odlúčenia, od veľkosti častice závisí veľkosť elektrického náboja, ktorý je častica schopná niesť a určuje tak pri elektrických odlučovačoch možnosti odlučovania. Rovnako difúzia častíc, ktorá sa značným spôsobom uplatňuje pri procese filtrácie, je silne závislá na veľkosti častice. Od veľkosti častíc závisia i ich optické vlastnosti, ktoré sa využívajú k meraniu koncentrácie a zrnitosti častíc.

Rozlišujeme tri základné druhy častíc (Horák, 1996):

- častice izometrické, pri ktorých všetky tri rozmery sú vzájomne zrovnateľné,
- častice laminárne (ploché), pri ktorých dva rozmery prevládajú nad tretím (lamely, šupiny, hoblíny),

- častice fibrilárne (vláknité), pri ktorých je jeden rozmer podstatne väčší ako ostatné dva (vlákna, ihličky).

Sypká hmota má väčšinou nehomogénne zloženie čo do veľkosti a počtu jednotlivých častíc (súbory s časticami rôznych veľkostí sa nazývajú polydisperzné). Potom je potrebné uvádzať, v akom množstve sú zastúpené častice rôznych veľkostí. Rozdelením sypkej hmoty na jednotlivé skupiny – frakcie, ktorých rozmer spadá do určitého vymedzeného intervalu veľkostí možno získať navzájom súvisiace údaje charakterizujúce spojitý zákon rozdelenia. Vzhľadom k veľkému počtu častíc obsiahnutých v partikulárnej látke a ich rôznej veľkosti, možno rozmery jednotlivých častíc považovať za hodnoty spojitely náhodnej premennej (veľičiny). Frakčné zloženie sypkej hmoty možno stanoviť niektorou z metód disperzného rozboru. Väčšinou sa jedná o metódy experimentálne. Metóda určovania charakteristických znakov disperzií sa nazýva granulometria a metódy granulometrické. Sitovanie je frakčné triedenie sitom, pričom zrnitý materiál je rozdelený sitom na prepad a zvyšok (Medek, 1985).

Zastúpenie častíc rôznych veľkostí znázorňujeme krivkami zrnitosti, ktoré odvodzujeme z histogramov, radov rozdelení početnosti častíc. Histogram znázorňujúci početné zastúpenie častíc získame tak, že znázorníme výškou stĺpca nad zvoleným intervalom veľkostí príslušný počet častíc (objem, hmotnosť, percentuálne zastúpenie).

V praxi sa väčšinou nezisťujú veľkosti každej individuálnej častice  $x_j$ , ale častice sa zaraďujú do určitých veľkostných intervalov (frakcií)  $(\Delta x)_j$ , kde počet frakcií je konečné číslo dané napr. počtom kanálov elektronických meracích prístrojov, teda  $j = 1, 2, \dots, k$ . Počet častíc v určitej frakcii  $(\Delta x)_j$  je  $(\Delta N)_j$  a celkový počet častíc  $N$  je daný vzťahom:

$$N = \sum_{j=1}^k (\Delta N)_j \quad (1)$$

Rozdelenie veľkostí častíc vyjadrené pomocou stĺpcových diagramov – histogramov: pri jednotlivých veľkostných intervaloch  $(\Delta x)_j$  sa vynášajú počty častíc  $(\Delta N)_j$  alebo pomerné počty častíc vo frakcii  $(\Delta P_N)_j$  (Longauer a Sujová, 2000):

$$(\Delta P_N)_j = \frac{(\Delta N)_j}{N} \quad (2)$$

### 3. MATERIÁL A METÓDY

#### 3.1 Príprava vzoriek drevného prachu

Vzorku dezintegrovanj drevnej hmoty, drevného prachu sme odobrali z procesu brúsenia masívnych dielcov na úzkopásovej stolárskej brúske SAFO OZJA (Poľsko) vo firme Klasik interiér Zvolen, kde bol použitý na brúsenie nekonečný brúsny pás zrnitosti 40, typ Antistatic BMA. Prítlak brúsneho pásu bol ručný, brúsenie bolo vykonávané tou istou osobou. Proces brúsenia bol pri prevažne priečnom modeli brúsenia. Brúsené dielce boli z bukového, dubového, smrekového a jedľového reziva.

Drevný prach bol odoberaný z povrchu strojného zariadenia do igelitového vrecka, ktoré sa uzavrelo ohybným drôtom, aby nedochádzalo k zmene parametrov. Vlhkosť prachových vzoriek bola v priemere 6–7%.

### **3.2 Metodika pre stanovenie granulometrického zloženia drevného prachu**

Použitý prístroj pre stanovenie podielov jednotlivých frakcií bol sitovací stroj Retsch AS 200 control, so sadou kontrolných nerezových sít s priemerami ôk sita 0,032; 0,063; 0,08; 0,125; 0,250; 0,5; 1; 2 (mm), Parametre sitovania: amplitúda 2 mm/,g<sup>o</sup>, interval 10 s, čas sitovania 20 min. Sitovanie bolo vykonané tri krát pre každý zo sledovaných súborov.

### **3.3 Metodika pre sledovanie tvaru častíc drevného prachu**

Mikroskopom sa sledoval tvar častíc prachu jednotlivých drevnín. Na snímanie tvaru a rozmerov najmenších častíc sa použil mikroskop SM1 (maximálne zväčšenie 400x), z ktorého bol obraz prenášaný priamo do PC pomocou kamery MoticCam 1000 (1/2<sup>o</sup> CMOS, 1.3 Mega pixels (1280x1024) s USB 2.0 PC output), kde sa spracoval grafickým softvérom Motic Images Plus 2.0, parametre PC – Intel(R), Celeron(R), CPU 2.4 GHz, 504 MB RAM, systém Microsoft Windows XP Profesional, grafický adaptér Intel (R) 82845G/GL/GE/PE/GV Graphic controler 64 MB.

Pre vyhodnotenie sa použil grafický program Corel Draw 11, do ktorého bola pre-transformovaná mriežka vyhotovená podľa Vošahlíka s mriežkou tvorenou 125 µm a 250 µm rozstupmi.

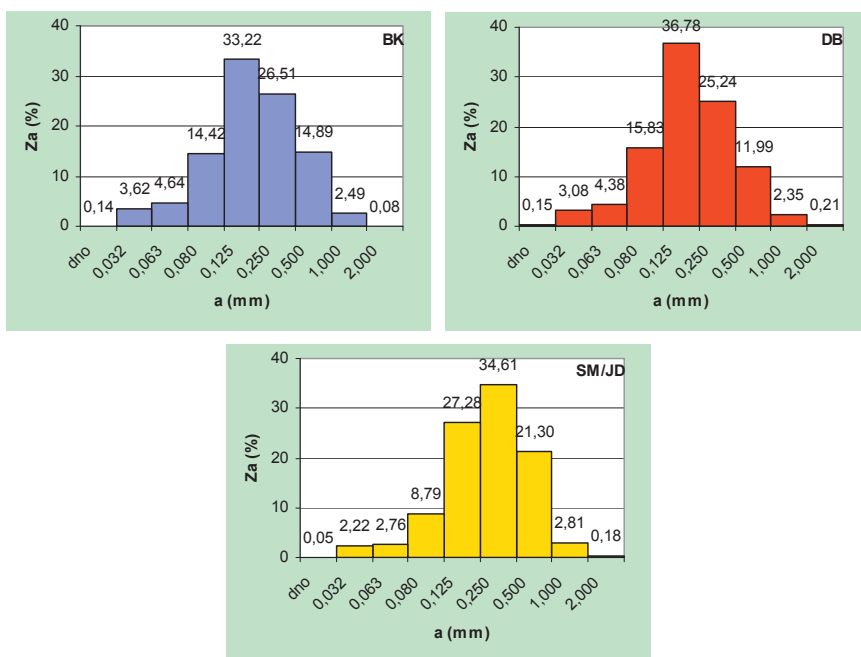
## **4. VÝSLEDKY A DISKUSIA**

Granulometrickú analýzu sme vykonali na drevnom prachu získanom z procesu brúsenia nábytkových dielcov vyrábaných z bukového, dubového, smrekového a jedľového reziva. Prach sme odoberali z reálnej nábytkárskej prevádzky. Výsledky sitovej analýzy sú zobrazené v histogramoch na obrázku 1.

Z výsledkov je zrejmé, že zastúpenie frakcií sa u jednotlivých druhov drevnín líši. Bukový a dubový prach má najväčšie zastúpenie frakcie v intervale (0,125–0,250 mm), pre buk je to 33,22 % a pre dub 36,78 %. Smrekovo-jedľový prach má najväčším podielom zastúpenú frakciu v intervale (0,250–0,500 mm), čo je 34,61%.

Ak sledujeme zastúpenie frakcie menšej ako 0,125 mm, vidíme, že bukový prach má podiel týchto častíc 22,82 % a dubový prach 23,44 %, kým u prachu z ihličnatých drevnín len 13,82%.

Z celkového zhodnotenia vyplýva, že najjemnejšie častice sú najväčším podielom zastúpené u dubového prachu. Bukový prach sa svojím granulometrickým zložením približuje zrnitosti prachu duba. Bukový prach má však o 4,18 % vyšší podiel častíc väčších ako 0,250 mm.



Obrázok 1 Histogramy z granulometrickej analýzy sypkej drevnej hmoty u sledovaných drevín: (BK), duba (DB) a kombinovaného prachu zo smreku a jedle (SM/JD)

Prach z ihličnatých drevín, smreka a jedle má v porovnaní s prachom z vybraných listnatých drevín výrazne viac zastúpené frakcie väčšie ako 0,250 mm.

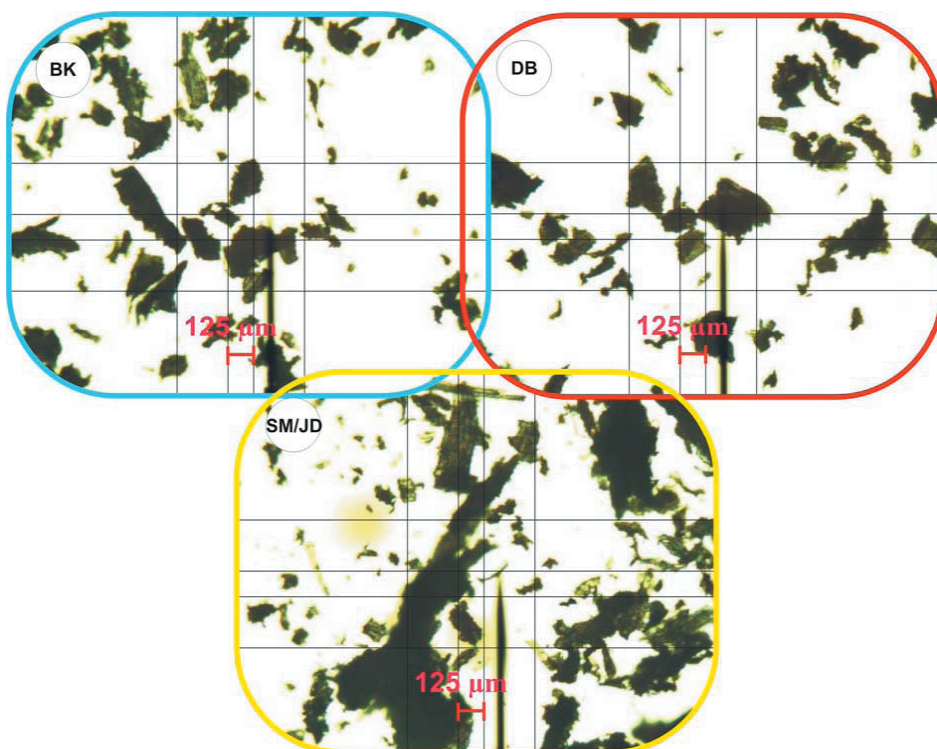
Aby sme jasnejšie pochopili aký tvar a rozmery má vznikajúci drevný prach, boli pre sledované súbory častíc vyhotovené mikroskopické snímky. Vybrané snímky sú zobrazené na obrázku 2.

U bukového a dubového prachu vidíme značnú podobnosť v tvare a rozmeroch prachových častíc. Častice môžeme definovať ako prevažne laminárne a izometrické, u menších rozmerov len izometrické. Častice sa vyznačujú istou pravidelnosťou.

Ak však porovnáme snímky prachu buku a duba s prachom zo smreku a jedle vidíme výrazný rozdiel v tvare častíc. Prachové častice sú ihlicovité až vláknité, výrazne členité, izometrické častice nachádzame u najjemnejších frakcií. Častice majú tendenciu vzájomne sa na seba viazať.

Získané výsledky potvrdzujú, že drevina je faktor, ktorý ovplyvňuje zrnitosť zloženie drevného prachu. Dreviny sa vyznačujú rôznou bunecnou stavbou, ktorá ovplyvňuje štruktúru dreva a aj ďalšie fyzikálno-mechanické vlastnosti dreva. Ihličnaté dreviny sú vývojovo staršie, s jednoduchšou anatomickou stavbou. U listnatých drevín je zložitejšia štruktúra, bunkové pletivá sú viac špecifikované. Buk je tvrdá roztrúsenopórovitá drevina, ktorá sa vyznačuje vysokou hustotou ( $686,84 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) a dobrými mechanickými vlastnosťami. Dub je kruhovitopórovitá drevina, ktorá má tiež dobré mechanické vlastnosti, s hustotou ( $672,86 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) sa približuje hustote buka. Smrek (hustota  $446,35 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) a jedľa

( $407 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) sú ihličnaté dreviny s malými pevnosťami pri rôznych druhoch namáhania. Z uvedeného možno konštatovať, že pri brúsení, či inom opracovávaní dreva bude veľkosť vznikajúcej triesky ovplyvňovaná týmito vlastnosťami, vyplývajúcimi z druhu dreviny.



Obrázok 2 Mikroskopické snímky prachu sledovaných drevín: (BK), duba (DB) a kombinovaného prachu zo smreku a jedle (SM/JD)

Dub je drevina, ktorá má vysokú tvrdosť v porovnaní s bukom a inými drevinami. Táto drevina je ťažko brúsiteľná, trieska sa oddeľuje z povrchu ťažko a je prevažne menších rozmerov. Pri brúsení buka bola trieska oddeľovaná ľahšie aj vznikajúce častice boli jemne hrubozrnnéjšie. Ak porovnávame hustotu bukového a dubového dreva v kompaktnom stave, vidíme, že sa pri skúmanom dreve výrazne nelíši. Preto musíme hľadať vysvetlenie v bunečnej štruktúre. Aj keď je buk drevina s dosť veľkým podielom vlákien hrubostenných vzhľadom k iným našim drevinám (definovaných ako I. a II. typu podľa Požgaj a kol. 1997) tento nepomer vysvetľuje skutočnosť, že patrí medzi dreviny s podpriemerným podielom výskytu vlákien v dreve (37 až 44%).

Smrek a jedľa sú dreviny lepšie brúsiteľné, keďže sa vyznačujú nižšou hustotou a horšími mechanickými vlastnosťami. Z tohto dôvodu aj vznikajúce triesky sú väčších rozmerov.



## 5. ZÁVER

Z nami zistených výsledkov vyplýva, že drevena je významný faktor, ktorý ovplyvňuje množstvo, rozmery a tvar vznikajúcich častíc.

Najvyšší podiel častíc, menších ako 0,125 mm sme zaznamenali duba 23,44 %, u buka 22,82 % a najnižší u kombinovaného smrekovo-jedľového prachu 13,82 %.

Poznaním vlastností a chovania sa prachu v prostredí od jeho vzniku až po separáciu z pracovného prostredia, môžeme účinnejšie predchádzať negatívnym účinkom v pracovnom prostredí a zvyšovať tak kvalitu, ale hlavne bezpečnosť práce, ako aj minimalizovať jeho účinky na ľudský organizmus.

## LITERATÚRA

- HORÁK, M.: Technika ochrany ovzdušia, Bratislava, ES STU, 1996, s. 26, 29, 60–62.
- MEDEK, J.: Mechanické pochody, Praha, SNTL Praha, 1985, s. 7, 10, 38.
- KOPECKÝ, Z., PERNICA, J.: Effects of the dimensional specification of dust on quality of air. In: Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva '04. Zborník prednášok z MVK. Starý Smokovec – Tatry, 2004, p. 125–130.
- KOS, A., BELJO LUČIČ, R.: Wood dust emission of different woodworking machines. The growth and development in forestry and wood industry. Scientific book. Zagreb, Croatia, 2004, p. 121–127.
- KOS, A., BELJO LUČIČ, R.: Factors influencing particle size distribution of oak sawdust developed during circular sawing. In: Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva '04. Zborník prednášok z MVK. Starý Smokovec – Tatry, 2004, p. 131–137.
- LONGAUER, J. – SUJOVÁ, E.: Vybrané vlastnosti tuhých častíc. Vedecké štúdie, TU vo Zvolene, 2000, s. 10–11, 14, 15–18, 30, 35, ISBN 80-228-1022-3
- OČKAJOVÁ, A.: Analýza faktorov v procese plošného brúsenia dreva. Vedecké štúdie 4/2002/A. ES TU Zvolen, 2002, 62 s.
- POŽGAJ, A. a kol.: *Štruktúra a vlastnosti dreva*, Bratislava, Príroda a.s. Bratislava, 1997, 487 s., ISBN 80-07-00960-4
- ROGOZINSKI, T., DOLNY, S. (2004): Influence of moisture content on the apparent densities of dust from sanding of alder wood. In: Trieskové a beztrieskové obrábanie dreva '04. Zborník prednášok z MVK. Starý Smokovec – Tatry, p. 205–208.

### **Kontaktná adresa:**

**Ing. Annamária Beljaková**

J. Poničana 2407/53, 960 01 Zvolen

beljakam@pobox.sk

### **doc. Ing. Alena Očkajová, PhD.**

Fakulta prírodných vied, Univerzita Mateja Bela Banská Bystrica

Tajovského 40, 974 01 Banská Bystrica,

ockajova@fpv.umb.sk



## TOOLS VERSUZ SAWING CAPACITY

## NÁSTROJE VERSUS PRODUKTIVITA

Leo TASKINEN – Ľubomír JAVOREK

**ABSTRACT:** The significance of problems with tools in sawing was researched by means of a questionnaire sent to Finnish sawmills. Existing problems are various. The down times mean lost production and if a tool has to be changed it means manpower in changing and repairing of tools. Changed tool must be reconditioned or replaced. Poor surface quality means lower prices or rejected products. Poor accuracy in sawing means added oversize, which means higher raw material consumption per unit of produced sawn wood. All of these mean lost net incomes. The answers showed that problems with tools causing poor surface quality or inaccuracy in sawing or broken tool are the most important reason for breakdowns in sawing.

**Key words:** Sawing, tools, saw blades, stoppages

**ABSTRAKT:** Vážny problém s používaním pilových nástrojov vo fínskych prevádzkach – pílniciach bol riešený pomocou dotazníka. Problémy s pilovými kotúčmi sú rôzne. Skrátene časy práce znamenajú výpadok výroby a ak nástroje musia byť vymenené, narastajú náklady na ich výmenu a opravu. Nedostatočná presnosť vyrábaných sortimentov vyžaduje dodatočný prídavok materiálu a tým aj vyššiu spotrebu vstupného materiálu na jednotku výroby. Výsledkom je zníženie zisku výrobcu. Odpovede užívateľov potvrdzujú, že problémy s nástrojmi produkujúcimi nekvalitný povrch obrobku, alebo rozmerovo nepresné výrobky, prípadne s lámajúcimi sa nástrojmi sú významným dôvodom na prerušenie práce.

**Kľúčové slová:** pilenie, nástroje, pilové kotúče, prerušenie práce

### INTRODUCTION

A modern sawmill is like a pipe, the sawing capacity depends on the flow of logs going to the sawing machinery. Every time the flow is broken down the sawmill output is lost.

Usually the sawmill capacity depends on the capacity of the sawing machines and a cap between the logs and every slow down of the in feed speed means cut in production.

Economically a cut in production means a cut in incomes. A part of costs is cut down also, but not all. The net incomes of lost production and some extra costs are lost.

There are many factors causing breaks in sawing process, inadequate log in feed, mechanical breakdowns of the machinery or electronics, jams in conveyors. Problems with the tools, such as poor surface quality, inaccurate sawing or broken saw blade or chipper knife require replacing of the tool. The machine must be stopped for that and many times restarting and adjustment takes its time also. The replaced tool shall be repaired and sharpened or scraped. Both alternatives mean extra work and costs.

## 1. EXPERIMENTAL

The breakdowns caused by failure of tools was investigate on two sawmills, one with a chipper-canter band saw, chipper-canter circular saw line and one with a band saw line. The reported breakdowns for a year were investigated. The reasons and duration were listed machine dependent. The average lengths are specified in the Table 1. The causes are shown in the Table 2. (Taskinen 1995)

Table 1 Average breakdowns of a sawmill due failure of tools

Reason	Avg. time [min]
Band saw – replacement of a blade	7.2
Band saw – blade broken	9.0
Band saw – replacement of a blade guide	9.0
Circular saw – replacement of a blade	6.8
Circular saw – blade broken	18.2
Circular saw – change of a set	13.7
Chipper-canter – knife broken	10.1
Chipper-canter – replacement of a knives	18.3
Edger– replacement of a blade	31.5

Table 2 Extra replacements of band saw blades on a band saw mill, 1994

Number of breakdowns for replacement of a saw blade							
	Snaking	Stone	Metal	Fracture	Broken	Bad surface	SUM
SHIFT 1	42	0	0	0	12	184	238
SHIFT 2	50	1	3	6	14	192	266
Average length of breakdowns when saw blade was broken 19.3 min; breakdowns for other reasons average 6.6 min							
Saw blade damaged, not any breakdowns, replacement on the scheduled break							
	Snaking	Stone	Metal	Fracture	Broken	Bad surface	SUM
SHIFT 1	130	0	1	4	0	60	195
SHIFT 2	172	1	3	4	9	68	257
All	394	2	7	14	35	504	956
	41.2	0.2	0.7	1.5	3.7	52.7	100

The sawmill has a special person on both shifts for quality and sawing accuracy control. He makes decision when any blade must be replaced. The differences between the numbers of breakdowns between the shifts are mostly result for difference of opinion of the controllers.

The number of shift is number of the working group not number of the working period.

The number of problems with tools is multiplied on the period when logs are frozen. The increase of breakdowns can be noticed on the figures of both sawmills. There is remarkable need on the knowledge of sawing frozen logs. The wood is harder and less elastic and the awdust will freeze on the surfaces of the kerfs. The number of cracks on gullets increases rapidly if the sharpening and tensioning are not properly carried out.

## 2. QUESTIONNAIRE

A questionnaire concerning problems with the tools was send to 99 Finnish sawmills. The 15 answers get covers sawmills, which produce 24% annual Finnish sawn wood production. There were questions about the reasons of the failure, the machine involved, length of the breakdowns and estimate of the lost production.

## 3. RESULTS

The answers of the questionnaire were compiled and analyzed. Average breakdown time of each machine per annual production and share of the total time are in the Table 3.

Table 3 Breakdowns caused by failure of tools

	[minutes / 1000 m <sup>3</sup> ]	[ % ]
Debarking	0,78	2,9
Log sawing	6,77	26,7
Resawing	13,08	51,6
Edging	–	3,57
Chipping	1,2	4,7
Total	25,40	100,0

The reasons of the replacements are specified in the Table 4.

Table 4 Reasons of the extra replacement of a blade or a knife

Machine type	Share of numbers	Reason and share of replacement time				
		Broken tool	Poor surface	Inaccurate sawing	Other reason	Total
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
Debarker	2.5	0.6	1.1	0.0	0.4	2.1
Chipper canter 1						
– dressing tools	4.3	0.0	3.2	0.0	1.2	4.3
– chipping knives	0.8	0.0	0.0	0.2	0.5	0.7
Log saw	27.4	3.0	10.3	8.7	0.2	22.2
Chipper canter 2						
– dressing tools	5.1	0.0	3.8	0.0	1.0	4.8
– chipping knives	0.8	0.0	0.0	0.2	0.3	0.6
Resaw	48.3	1.5	5.0	35.0	7.9	49.5
Edgers	9.0	0.7	2.5	1.0	8.1	12.2
Chipper	1.7	0.0	0.5	0.0	3.0	3.6
<b>Total</b>	100.0	5.8	26.3	45.2	22.7	100

The time required for a replacement in the Table 5.

Table 5 Time used for an extra replacement of a blade or tool

Machine type	Time – max. [min.]	Time – min. [min.]	Average [min.]
Debarker	20	4	11.6
Chipper canter dressing tools	20	10	15.4
Chipper canter chipping knives	30	5	16.6
Log saw	20	5	12.4
Resaw	30	5	14
Edgers	25	10	15.8
Chippers	90	15	33.1

The re-sawing seems to be the stage of process to cause majority of the breakdowns. There are the faces of lumber made and the uneven surface and inaccuracy is easily notified. The quality of products depends on them. The most important of the reasons behind the problems are that the tools do not work properly. Either the quality of tools material is not good enough or the tools are not properly sharpened or tensioned, stones, sand or pieces of metal in the logs

breaks the tool or causes utmost wearing. There are remarkable differences between the replacement times on various saws. The reasons may be difference in the machinery and model of the tools but also difference in registration of the time required. If there is any notice time needed to get the person alarmed the breakdown time will be longer.

The annual lost profit for breakdowns caused by failure of tools in the Finnish saw-mills could be approximated as follow:

- lost production in average 3.4% of the annual output,
- lost profit + extra costs 32 % of the price (FOB).

Together it means approximately 1% of the yearly incomes. The costs of extra work when the damaged tool is reconditioned or scraped or the shortened life of the tool are not included.

#### **4. CONCLUSIONS**

Problems with tools are an important reason for breakdowns in sawing. Sawing must be stopped and tools changed due unsatisfactory function of the tools. Reason can be poor surface quality or inaccuracy in sawing caused by damaged or broken tools. Most often the blades of the resaw or the knives of the chipper-canter need to be replaced because inaccuracy or surface quality is unaccepted. The primary reason is either damage caused by hard item like stone, sand or metal or damage caused by faulty properties of the tool. The reasons could be low quality of the tool or failing skills in the tool sharpening or conditioning. Special problem seems to be the sawing of frozen logs. Annual costs for lost production, costs of changing and repairing or replacing the tools are significant.

#### **REFERENCES**

1. TASKINEN, L.: 1996. Sahojen pääkoneiden teriin liittyvät olennaisimmat ongelmat ja niiden taloudellinen merkitys. Master of Thesis. 1995. Joutseno. p. 167.
2. Nordic Timber Grading rules for pine and spruce sawn timber. 1995. Markaryd: FSS, STMY; TTF, 1995, p. 64, ISBN 91-7322-181-3.
3. How to Increase Profit in Bandsawing. Uddeholm Strip Steel AB, Sweden. p. 44.
4. Nordic Timber. Grading rules for Pine and spruce sawn timber. Suomen sahateollisuusmiesten yhdistys. The Association of Finnish Sawmillmen, 1995. p. 64.

**Author address:**

**Dr. Leo Taskinen**

Lappeenranta University of Technology

PO Box 20

FI – 53851 Lappeenranta

**Assoc. Prof., MSc., (Eng.), PhD. Lubomír Javorek**

Technical University in Zvolen

T. G. Masaryka 24

SK – 960 53 Zvolen





## **APLIKÁCIA CAD, CAE S FEM PRE STANOVENIE HODNOTY KRITICKÝCH OTÁČOK PÍLOVÝCH KOTÚČOV**

### **APPLICATION OF CAD, CAE WITH FEM FOR ESTIMATION RANGES OF VALUES OF CRITICAL ROTATIONAL SPEED OF CIRCULAR SAW BLADES**

**Slavomír MICHNA – Ján SVOREŇ**

**ABSTRACT:** Producers of circular saws blades adjust bodies of their saw blades by the laser cutting slots. The main goal of this adjusting is reduction of saw body's noise emitting abilities during cutting process and idling. The producers apply many variants of shapes, numbers and placing of compensating slots. With application of CAD, CAE systems and developed method authors have analyzed of four construction variants of saw body. This article describes of mentioned application and method on four variants of circular saw blade body for estimation ranges of rotational speed values in which critical rotational speed exists.

**Keywords:** circular saw blade body, compensating slot, noise, critical rotational speed, CAD, CAE

**ABSTRAKT:** Výrobcovia pílových kotúčov upravujú telesá kotúčov laserovým rezaním drážok. Hlavným cieľom tejto úpravy je zníženie hlučnosti pílového kotúča v procese rezania a pri voľných otáčkach. Výrobcovia aplikujú množstvo variant tvaru, počtov a umiestnenia týchto kompenzačných drážok. Príspevok popisuje aplikáciu CAD, CAE systémov a metódu pre stanovenie rozsahu otáčok v ktorých sa nachádzajú kritické otáčky pílového kotúča na modeloch štyroch kotúčov bez a s kompenzačnými drážkami.

**Kľúčové slová:** pílový kotúč, kompenzačné drážky, kritické otáčky, CAD, CAE

## **ÚVOD**

Kotúčové píly sú najčastejšie aplikovaným strojným zariadením pre operácie delenia materiálov na báze dreva v drevárskom a nábytkárskom priemysle. Nástrojom je pílový kotúč, ktorý počas práce stroja rotuje v hmotnom prostredí čo spôsobuje jeho rozkmitanie. Kmitanie telesa pílového kotúča má technologický a environmentálny dopad, ktorý je pomerne známy. V mechanike pružných a poddajných telies je pílový kotúč popísaný

ako medzi kruhová doska. Body ležiace na vnútornom priemere zodpovedajúcom priemeru upínacích prírub majú dva stupne voľnosti (pohybujú sa v dvoch smeroch v rovine kotúča – rotácia okolo osi. Body patriace nefixovaným plochám pílového kotúča rotujú okolo osi pílového kotúča a súčasne sa vychýľujú v smere osi rotácie vplyvom samovoľného (vlastného), alebo vynúteného kmitania. Takáto kruhová doska má nekonečne veľa vlastných frekvencií a im odpovedajúcich tvarov kmitania. Tvary kmitania medzi kruhovej dosky sú opísateľné uzlovými priermi  $k$ , uzlovými kružnicami  $s$  a ich vzájomnou kombináciou.

Výrobcovia pílových kotúčov sa aplikovaním kombinácie rôznych úprav v telesách pílových kotúčov pokúšajú ovplyvniť ich tuhosť a tým aj znížiť schopnosť emitovať hluk. Najčastejšie aplikovanou úpravou je rezanie tenkých radiálnych kompenzačných drážok rôznych tvarov a rozmerov do telesa pílového kotúča. Vplyvy počtu, tvaru a rozmerov takýchto drážok na vlastné frekvencie, tvary kmitania, kritické otáčky a hladinu emitovaného hluku pílového kotúča boli predmetom výskumu napr. týchto autorov (Holoyen 1987, Szymani 1987, Yu – Mote 1987, Nishio – Marui 1996, Raman – Mote 1999).

## **CAD, CAE TECHNOLOGIE V MODELOVANÍ A ANALYZOVANÍ KMITANIA TELESA PÍLOVÉHO KOTÚČA**

Výrobcovia nástrojov využívajú niektorý s CAD (computer aided design) systémov pre tvorbu virtuálnych modelov a výrobnéj dokumentácie budúcich produktov. Virtuálne modely nástrojov sú v súčasnosti 3D (trojrozmerné) modely s komplexnou geometriou, ktoré detailne popisujú konštrukciu nástroja a slúžia na generovanie výkresovej dokumentácie a výrobných postupov. Spolu s CAD technológiami je vhodné aplikovať vo fáze vývoja produktu (nástroja) CAE technológiu pre tvorbu a testovanie virtuálnych prototypov. CAE systémy pracujúce s FEM (finite element method – metóda konečných prvkov) sú najvhodnejším riešením pre modelovanie, analyzovanie a tvorbu simulácií správania sa technických sústav počas fyzikálnych dejov akými sú aj zmeny tvaru telesa nástroja vyvolané pôsobením vonkajších síl a tepla vznikajúcich v technologickom procese. Aplikáciu FEM v oblasti výskumu kmitania telesa pílového kotúča je možné dokumentovať prácami [Leopold – Munz 1992, Svoreň – Michna 2006].

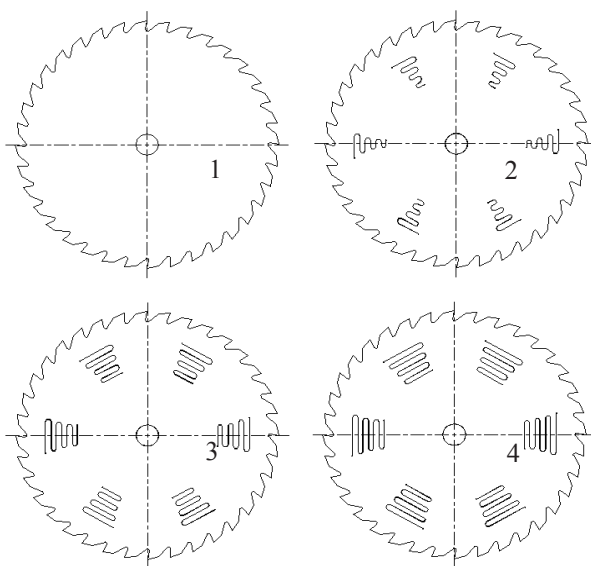
Na Katedre drevárskych strojov a zariadení využívame pre tvorbu modelov pílových kotúčov a ich analyzovanie CAD,CAM,CAE systém Pro/Engineer Wildfire 2 s integrovanou FEM technológiou Pro/Mechanica, ktorá používa P (polynomickú) konvergentnú metódu a generátor adaptívnej siete konečných prvkov. To znamená, že veľkosť a tvar konečných prvkov sa automaticky prispôbuje zložitosti geometrie modelovaného telesa. Výsledkom je, že na miestach kde modelované telesá obsahujú detailnú geometriu ako sú napr. drážky a malé otvory je sieť prvkov hustá a na miestach kde je geometria nemenná (plochy a objemy bez detailov) je sieť riedka.

## **CAD, CAE MODEL PÍLOVÉHO KOTÚČA**

Geometriu telesa a rezných klinov pílového kotúča je možné namodelovať v ktoromkoľvek CAD systéme. Pre potreby analyzovania vplyvu geometrie kompenzačných drážok je potrebné ich detailné modelovanie. Tvorba 3D modelu rezného klina je potrebná

pre stanovenie jeho hmotnostných parametrov, ktorými sú pre potreby analýz hmotnosť a matica momentov zotrvačnosti. Tieto parametre je možné stanoviť pre 3D model využitím CAD systému pre zadanú hustotu materiálu. V prípade rezného klina zo spekaného karbidu je hustota  $\rho = 14\,850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ . V CAD Pro/Engineer boli namodelované štyri telesá pílových kotúčov s rovnakými vonkajšími rozmermi, počtom a tvarom zubov (Obrázok 1). Kotúč č. 1 bol modelovaný bez kompenzačných drážok a kotúče č. 2 až č. 4 obsahovali 6 radiálne umiestnených drážok, ktoré sa odlišovali v dĺžkových rozmeroch v tangenciálnom smere. Prírastok dĺžky v tomto smere bol 5 mm.

CAE modely telesa kotúča vo FEM Pro/Mechanica boli modelované a analyzované ako 3D modely pomocou tenkostenných trojuholníkových a štvoruholníkových prvkov typu shell (škrupina). Prvky s definovaným parametrom hrúbky, boli generované na dvoch plošných regiónoch. Uzlové body elementov tvoriacich vnútorný región v tvare medzikružia okolo upínacieho otvoru mali odobraté stupne voľnosti tak aby región simuloval upnutie pílového kotúča. Prvky vonkajšieho regiónu modelovali voľnú časť telesa kotúča a mali ponechané všetky stupne voľnosti. Hmotnosť rezných klinov zo spekaného karbidu bola modelovaná pomocou hmotnostnej idealizácie, ktorá bola definovaná na vrcholoch zubov vo forme parametrov hmotnosti a momentov zotrvačnosti.



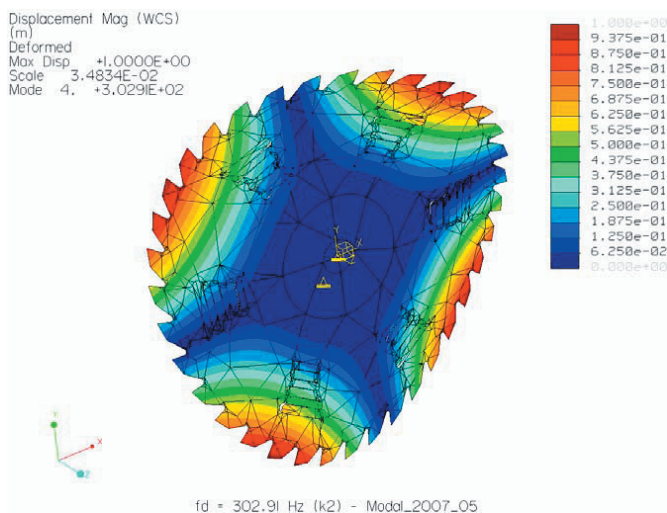
Obrázok 1 Analyzované tvary telesa pílového kotúča.

Priemer telesa  $D = 350\text{ mm}$ , priemer upínacieho otvoru  $d = 30\text{ mm}$ , počet zubov  $z = 36$ , hrúbka telesa  $a = 2,5\text{ mm}$ , priemer upínacích prírúb  $d_f = 110\text{ mm}$ .

## ANALÝZY VLASTNÝCH DYNAMICKÝCH FREKVENCÍ

CAE s FEM umožňujú stanovenie zadaného počtu alebo rozsahu hodnôt vlastných frekvencií a tvarov kmitania technických sústav v stanovených frekvenciách pomocou

modálnej analýzy. Vlastné frekvencie a tvary kmitania napr. telesa pílového kotúča stanovené pomocou modálnej analýzy označujeme ako statické vlastné frekvencie a tvary. Rotáciou pílového kotúča okolo osi upnutia vzniká v telese kotúča napät'ovo-deformačný stav, ktorý je závislý na veľkosti uhlovej rýchlosti rotácie kotúča a tvare telesa kotúča. Napät'ovo-deformačný stav zvyšuje priečnu tuhosť kotúča a tým ovplyvňuje hodnoty jednotlivých vlastných frekvencií, ktoré označujeme ako vlastné dynamické frekvencie. Vlastné dynamické frekvencie je možné v CAE s FEM stanoviť pomocou analýzy typu prestress modal, ktorá pre stanovenie vlastných frekvencií a tvarov kmitania analyzovaného telesa zohľadňuje existujúci napät'ovo-deformačný stav telesa. Každý pílový kotúč (Obrázok 1) bol podrobený analýzám typu prestress modal pre zaťaženia zodpovedajúce šiestim uhlovým rýchlostiam v rozsahu od  $314,16 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$  do  $1047,20 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ , ktoré stanovovali hodnoty vlastných dynamických frekvencií pre tvary kmitania v uzlových priemeroch  $k = 2$ ,  $k = 3$ ,  $k = 4$ .



Obrázok 2 Výsledok prestress modal analýzy. Deformácia telesa pílového kotúča pri kmitaní v tvare  $k = 2$  zodpovedajúcom vlastnej dynamickej frekvencii  $f_d = 302,9 \text{ Hz}$  a rotácii kotúča uhlovou rýchlosťou  $\omega = 1047,2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$

## STANOVENIE KRITICKÝCH OTÁČOK

Kritické otáčky pílového kotúča sú otáčky pri ktorých sa teleso kotúča rozkmitá vo frekvenciách rovnajúcich sa vlastným dynamickým frekvenciám. Takýto stav nastane ak je splnená podmienka

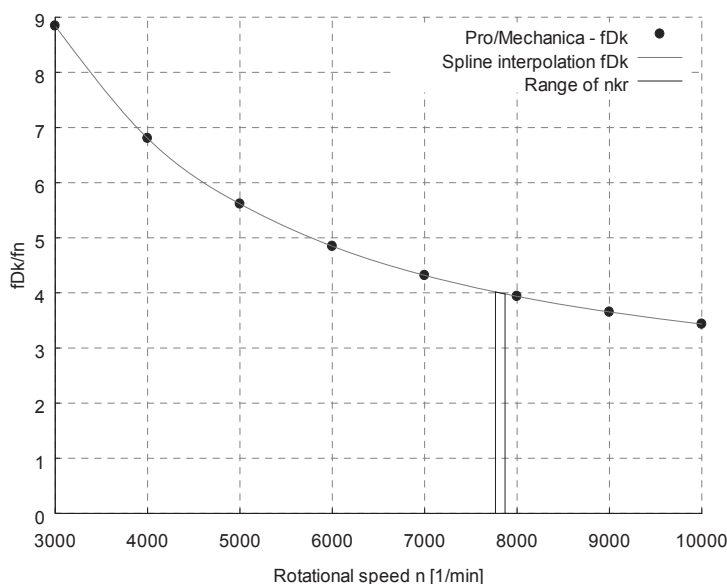
$$\frac{f_d}{f} = k \quad (1)$$

kde  $f_d$  sú vlastné dynamické frekvencie,  $f$  sú frekvencie otáčania pílového kotúča,  $k$  je tvar kmitania telesa kotúča v dvoch  $k = 2$ , troch  $k = 3$  a štyroch  $k = 4$  uzlových priemeroch.

Na obrázku 2 je tvar kmitania pilového kotúča v dvoch uzlových priemeroch  $k = 2$ . Stanovenie kritických otáčok pre príslušné  $k$  je možné zo závislosti pomeru (1) na otáčkach pilového kotúča. Výsledky prestress modal analýz boli spracované pomocou C/C++ interpretačného jazyka Ch, ktorý je určený na vedecké a technické výpočty. Program napísaný v Ch využíva spline interpoláciu a navrhnutý iteračný cyklus pre stanovenie rozsahu otáčok pilového kotúča v ktorom sa nachádzajú kritické otáčky s definovanou presnosťou. Program má numerický a grafický výstup, ktorého príklad je na obrázku 3. Tabuľka 1 obsahuje stanovené rozsahy otáčok analyzovaných kotúčov v ktorých ležia kritické otáčky pre príslušné tvary kmitania.

Tabuľka 1 Rozsahy otáčok kotúča v ktorých sa nachádzajú kritické otáčky pre príslušné  $k$

Kotúč	Stanovené rozsahy pre kritické otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]		
	$k = 2$	$k = 3$	$k = 4$
1	7915 – 8300	6916 – 7065	7766 – 7871
2	7608 – 7967	6399 – 6530	7170 – 7275
3	7389 – 7757	6171 – 6303	6750 – 6837
4	7540 – 7599	5856 – 5969	6154 – 6224



Obrázok 3 Grafický výstup z programu pre stanovenie rozsahu kritických otáčok pilového kotúča.

Os  $x$  – otáčky kotúča  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ], os  $y$  – pomer vlastných dynamických frekvencií  $f_d$  (v grafe označených  $f_{Dk}$ ) a frekvencie otáčania kotúča  $f$  ( $f_n$ )

## DISKUSIA A ZÁVER

Aplikácia CAD a CAE systémov spolu s využitím metódy pre spracovanie výsledkov CAE analýz umožňuje stanovenie rozsahu otáčok v ktorých sa nachádzajú kritické otáčky pílového kotúča. Šírka intervalu rozsahu otáčok je ovplyvnená zadanou presnosťou pre iteračný proces hľadajúci splnenie podmienky (1). Pre vyššie popísané analýzy bola zvolená presnosť  $k \pm 0,02$ .

Určovanie rozsahu otáčok ma v porovnaní so stanovením presnej hodnoty kritických otáčok pre príslušné  $k$  aj väčší praktický význam. Metóda je aplikovateľná v praxi v procese vývoja pílových kotúčov pri hľadaní optimálnych alebo nových tvarov kompenzačných drážok a posúdenia ich vplyvu na hodnoty kritických otáčok pílových kotúčov. Výsledky popísanej metódy sú porovnateľné s výsledkami získanými meraniami na existujúcich pílových kotúčoch, ktoré boli realizované v laboratórnych podmienkach našej katedry a publikované (Kopecký – Svoreň – Hric – Peršin 2007).

## LITERATÚRA

- HOLOYEN, S.: 1987. Vibrations and natural frequencies of angular slot circular saws. *Holz als Roh – und Werkstoff*, 45, p. 101–104.
- LEOPOLD, J. – MÜNZ, U. V.: 1992. Dynamische und statische Untersuchungen von Kreissägeblättern mittels der Finite – Elemente – Methode. *Holzbearbeitung*, 6, p. 52–56.
- NISHIO, S. – MARUI, E.: 1996. Effects of Slots on the Lateral Vibration of a Circular Saw Blade. *Proceedings of Tenth Wood Machinig Seminar*, p. 159–168.
- RAMAN, A. – MOTE, C.D.: 1999. Non – linear oscillations of circular plates near a critical speed resonance. *International Journal of Non – Linear Mechanics*, 34, s. 139–157.
- SZYMANI, R.: 1987. Dynamic design of saws: from theory to practice. *World Woo*, 28, č. 4, p. 40–42.
- YU, R. C. – MOTE, C.D.: 1987. Vibration of Circular saws Containing Slots. *Holz als Roh – und Werkstoff*, 45, p. 155–160.
- SVOREŇ, J. – MICHNA, S.: 2006. Estimation centrifugal force coefficient of circular saw with compensating gaps by two methods. *Trends of wood working, forest and environmental technology development and their application in manufacturing process*. International Scientific conference to the 10<sup>th</sup> anniversary of FEVT foundation., Zvolen, p. 372–379. ISBN 80-228-1648-5.
- KOPECKÝ, Z. – SVOREŇ, J. – HRIC, J. – PERŠIN, M.: 2007. Comparison of the circular-saw blade vibrations. *Obróbka drewna, Wood – Machine – Tool – Workpiece*, Poznań, 86 s. ISBN 83-907754-5-x.

### Kontaktná adresa:

**Ing. Slavomír Michna, doc. Ing. Ján Svoreň, CSc.**

Katedra drevárskych stojov a zariadení

FEVT TU vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen

michna@vsld.tuzvo.sk

svoren@vsld.tuzvo.sk