

A
F
T
ACTA
FACULTATIS
TECHNICAE



TECHNICKÁ UNIVERZITA VO ZVOLENE

2

ROČNÍK: XIX

ZVOLEN 2014

OBSAH

VEDECKÉ ČLÁNKY

APLIKÁCIA SYSTÉMU CHRONO::ENGINE V MODELOVANÍ A SIMULÁCII KOLESOVÉHO VOZIDLA AN APPLICATION OF CHRONO::ENGINE SYSTEM IN MODELING AND SIMULATION OF A WHEELED VEHICLE Jaroslav MATEJ	7
IDENTIFIKÁCIA OBJEKTOV V OBRAZE NA ZÁKLADE GEOMETRICKÝCH PRÍZNAKOV IDENTIFICATION OF OBJECTS IN IMAGE BY GEOMETRIC CHARACTERISTICS Mária HRČKOVÁ – Peter KOLEDA.....	13
TECHNOLOGICKÉ SKÚŠKY PROTOTYPU PÓDNEJ FRÉZY V PODMIENKACH VŠLP TECHNOLOGICAL TESTING OF THE PROTOTYPE ROTARY CULTIVATORS IN THE NATURAL CONDITIONS VŠLP Richard HNILICA – Miroslav DADO – Jozef SLUGEŇ – Tomáš LÍŠKAY – Michaela HNILICOVÁ	21
URČENIE VEĽKOSTI NÁKLADU PRE LESNÝ KOLESOVÝ ŤAHAČ DETERMINANTION OF LOAD-SIZE FOR THE SKIDDER Juraj MIKLEŠ.....	31
MONITOROVANIE ZNEČISTENIA POUŽITÝCH MOTOROVÝCH OLEJOV ČASTICAMI OPOTREBOVANIA INSPECTION OF WEAR PARTICLES CONTAMINATING USED ENGINE OILS Marián KUČERA – Michaela HNILICOVÁ – Zdeněk ALEŠ	39
PROGRAMOVATEĽNÝ AUTOMAT AKO RIADIACI SYSTÉM ROVINNÉHO MECHANIZMU S DVOMI STUPŇAMI VOLNOSTI PROGRAMMABLE CONTROLLER AS A CONTROL SYSTEM OF PLANAR MECHANISM WITH TWO DEGREES OF FREEDOM Peter KOLEDA – Pavol KOLEDA – Ľubomír NAŠČÁK.....	49
ANALÝZA INTENZITY PORÚCH LESNÝCH ŤAŽBOVÝCH STROJOV POMOCOU METÓDY FMEA THE ANALYSES OF FAILURE INTENSITY OF THE FOREST FELLING MASCHINES BY THE METHOD FMEA Ján KOVÁČ	61
ZNIŽOVANIE SPOTREBY POHONNÝCH LÁTKOK PRIDÁVANÍM ADITÍV DO PALIVA SPAĽOVACIEHO MOTORA ODVOZNEJ SÚPRAVY REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION IN A TRUCK BY ADDITION OF ADDITIVES INTO FUEL OF THE COMBUSTION ENGINE Jozef KRILEK	73

RACIONALIZÁCIA KONŠTRUKCIE A PREVÁDZKY VÝROBNÝCH SYSTÉMOV ŠTIEPKOVANIA DREVA	
RATIONALIZATION ON CONSTRUCTION AND OPERATION OF WOOD CHIPPING PRODUCTION SYSTEMS	
ADOLF JANEČEK – MILAN MIKLEŠ – JOZEF KRILEK.....	85
DESIGN OF END MILL GEOMETRY FOR ALUMINIUM ALLOY MACHINING	
NÁVRH GEOMETRIE STOPKOVEJ FRÉZY NA OBRÁBANIE HLINÍKOVÝCH ZLIATÍN	
Júlia HRICOVÁ.....	97
OBJEKTIVIZÁCIA A STANOVENIE VPLYVU VIBRÁCIÍ NA ZDRAVIE ZAMESTNANCOV PRI SPRACOVANÍ DREVA	
OBJECTIFICATION AND DETERMINING THE INFLUENCE OF VIBRATION ON HEALTH OF EMPLOYEES IN THE PROCESSING OF WOOD	
Alexandra GOGA BODNÁROVÁ – Petra LAZAROVÁ – Zdenka BECK.....	107
ROZDIELY V SOFTVÉROCH URČENÝCH NA VIZUALIZÁCIU HLUKU V INTERIÉRI	
DIFFERENCES IN SOFTWARES FOR THE VISUALIZATION OF INTERIOR NOISE	
Zdenka BECK – Petra LAZAROVÁ – ALEXANDRA GOGA BODNÁROVÁ.....	115
VPLYV OKRAJOVÝCH PODMIENOK NA RIEŠENIE DANEJ ORTOGONÁLNE ANIZOTROPNEJ KRÚHOVEJ DOSKY	
INFLUENCE OF BOUNDARY CONDITIONS ON SOLUTION OF A GIVEN ORTHOTROPIC CIRCULAR PLATE	
Ferdinand BODNÁR	125
REFERÁTY	
PRIEPUSTNOSŤ TURBOKOMPRESOROVÉHO AGREGÁTU GE 31 MW NUOVO PIGNONE	
CARRYING CAPACITY OF TURBOCOMPRESSOR AGREGATE GE 31 MW NUOVO PIGNONE	
Dávid SZÉPLAKY – Augustín VARGA.....	137

VEDECKÉ ČLÁNKY

APLIKÁCIA SYSTÉMU CHRONO::ENGINE V MODELOVANÍ A SIMULÁCII KOLESOVÉHO VOZIDLA

AN APPLICATION OF CHRONO::ENGINE SYSTEM IN MODELING AND SIMULATION OF A WHEELED VEHICLE

Jaroslav MATEJ

ABSTRACT: The paper deals with a simulation of a wheeled vehicle in Chrono::Engine system. Chassis of the vehicle is modelled in Creo Parametric and its wheels, axles and spring-dampers are created in Chrono API. Motion of the vehicle is achieved by initial translation and angular velocities. Position of the vehicle in form of COG coordinates and its rotations were logged into a file and imported by MS Excel.

Keywords: multibody dynamical simulation, wheeled vehicle, Chrono::Engine

ABSTRAKT: Článek sa zaoberá simuláciou kolesového vozidla v systéme Chrono::Engine. Šasi vozidla je vymodelované v Creo Parametric a jeho kolesá, nápravy a pružiny sú vytvorené s pomocou Chrono API. Pohyb vozidla je dosiahnutý zadaním počiatočných podmienok vo forme posuvných a uhlových rýchlostí. Poloha vozidla vo forme súradníc ťažiska šasi a jeho rotácií bola zaznamenaná do súboru a importovaná do MS Excelu.

Kľúčové slová: dynamická simulácia, kolesové vozidlo, Chrono::Engine

1. ÚVOD

Pre podporu konštruovania, výskum a vývoj je viacprvková dynamická simulácia účinným nástrojom, umožňujúcim analyzovať dynamické správanie mechanizmov bez výroby fyzikálnych prototypov. Softvérových balíkov toto umožňujúcich je celosvetovo niekoľko, avšak ich možnosti sú rôzne. Na Katedre lesnej a mobilnej techniky sme doteraz používali systém MSC.ADAMS, čo je špičkový systém tohto druhu, avšak aj on má svoje limity. Narazili sme na ne najmä pri modelovaní mechanizmov s veľkým počtom prvkov, ako sú napr. jednoduché pásové mechanizmy s orientačne stovkami telies, pričom definovanie vzájomných vzťahov, napr. kontaktov, medzi nimi počet prvkov rádozo zvyší. Prístup Chrono::Engine je v tomto prípade odlišný a zdá sa byť aj priaznivejší, pričom možnosť/nutnosť použitia C++ pri vytváraní modelu zaručuje plné využitie možností sys-

tému, preto sme pristúpili k analýze vlastností a aplikácii systému na simuláciu modelu nižšie popísaného.

2. MATERIÁL A METÓDY

CHRONO::ENGINE je výkonné dynamické simulačné prostredie zamerané na vykonávanie dynamickej, kinematickej a statickej analýzy virtuálnych mechanizmov zostavených z komponentov, ako sú pohony, alebo motory, pričom ich pohyb môže byť vymedzený prvkami ako sú pružiny, tlmiče a spojnice. Už názov napovedá, že sa jedná o engine, a teda jeho využitie je možné programovaním, konkrétne v C++. Programátor má k dispozícii pokročilé algoritmy obsiahnuté v CHRONO knižniciach, za účelom vytvorenia aplikácii obsahujúcich realistickú simuláciu s detailným zobrazením deformácii telies, kontaktných síl, pohybu súčastí motorov, kĺbových mechanizmov, mechanických zariadení a podobne.

Riešič podporuje o.i. aj:

- Technológiu HyperOCTANT – pre efektívne výpočty objemného množstva dátových údajov v reálnom čase pri riešení zložitých úloh,
- pokročilé detekcie kolízií a deformácie telies,
- špeciálny iteračný riešič pre modely s viac ako miliónom väzieb.

Medzi výhody a vlastnosti prostredia CHRONO::ENGINE patria:

- optimalizovanie vlastných tried pre vytváranie a zobrazovanie vektorov, matíc, siete konečných prvkov, súradnicových systémov a transformácie súradníc,
- možnosť priamej úpravy knižníc (hlavičkových súborov) v textovom editore,
- kompatibilita s grafickým enginom IRRLIGHT, pre 3D zobrazovanie,
- knižnice pre tvorbu motorov s definovaním priebehu krútiaceho momentu,
- knižnice pre vytváranie väzieb medzi prvkami,
- tvorba základných tvarov telies a súčastí ako sú vinuté pružiny, tlmiče,
- nastavenie veľkosti trenia a detekcia kolízie pre každé teleso pri simulácii,
- veľké množstvo nelineárnych vlastností predmetov (napr. časovo závislá sila),
- knižnice skrutkových spojov, ozubených kolies, brzd, spojok, motorov [2].

Nevýhodou systému je horšia dokumentácia na úrovni manuálu.

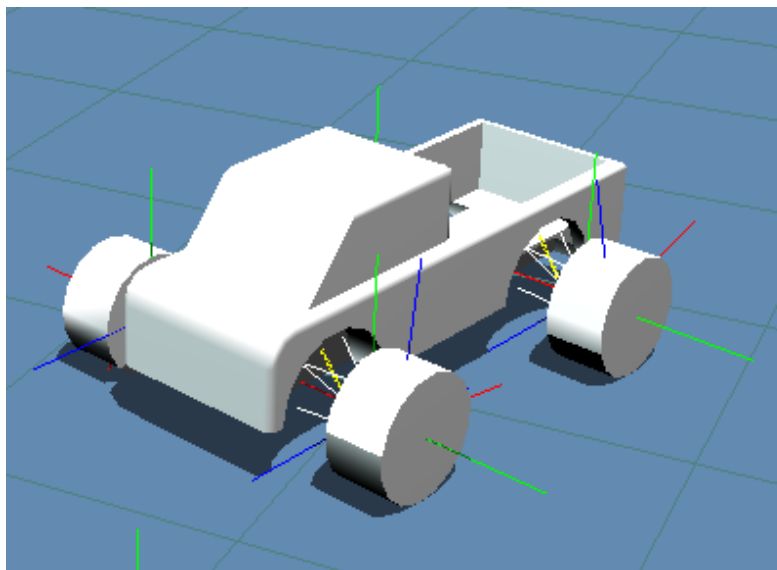
Výstupom z aplikačného prostredia CHRONO::ENGINE (ďalej Chrono) je aplikácia (spustiteľný súbor).

Systém ponúka tiež možnosť vloženia ovládacím prvkov, prepojených so simulačným prostredím, a tým aj riadenie simulácie počas behu tejto simulácie, spôsobom podobných 3D počítačovej hre. Nakoľko sú funkcie prostredia dostupné len vo forme API určeného pre editory C++, systém je vhodný len pre skúsených používateľov, so znalosťou princípov simulácie viacprvkových mechanických sústav a programovania v C++.

3. VÝSLEDKY

Chrono sme použili pre vytvorenie modelu vozidla (obr. 1), ktorého šasi sme vytvorili v systéme Creo Parametric 2.0 ako jednoduchý tvar typu pick-up, ktorý sme vyexportovali

do formátu Wavefront (*.obj) a tento načítali v Chrono aplikácii. Ostatné časti vozidla sme vytvorili pomocou Chrono API. Parametre vozidla uvádza Tabuľka 1.



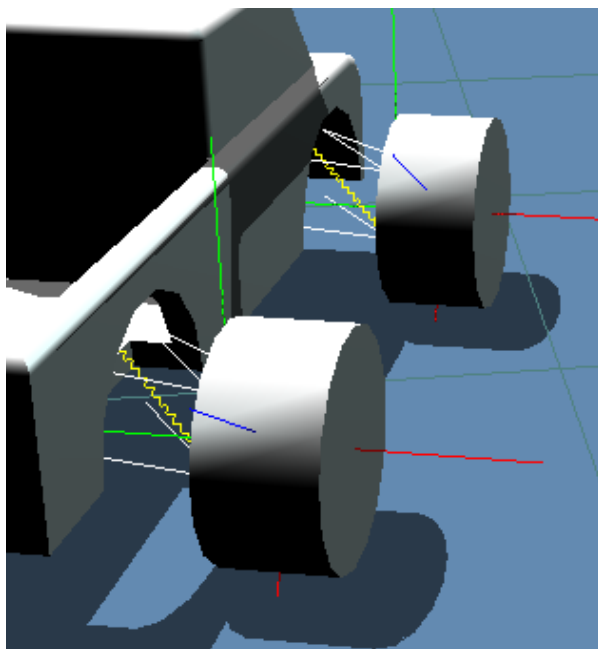
Obrázok 1 Vozidlo vytvorené v Chrono

Tabuľka 1 Parametre vytvoreného modelu

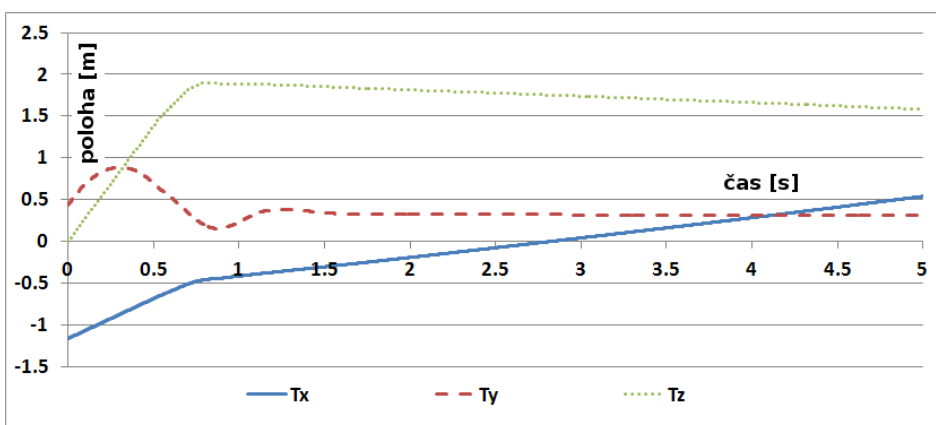
Parametre zistené v Creo Parametric a MSC.Adams	
Šasi	$m_{\text{sasi}} = 2345 \text{ kg}$, $I_{xx} = 451,78210$, $I_{yy} = 1831,00319$, $I_{zz} = 1768,49943 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
Kolesá	$m_{\text{kolesa}} = 20 \text{ kg}$, $d = 800 \text{ mm}$, $h = 400 \text{ mm}$, $I_{xx} = 1.066$, $I_{yy} = 1.066$, $I_{zz} = 1.6 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
Pružiny – predné	$k = 150000$, $c = 3000$ (v sústave MKS [meter-kilogram-sekunda])
Pružiny – zadné	$k = 100000$, $c = 3000$

Odpruženie vozidla sme zrealizovali ako nezávislé, pomocou bezhmotných ramien s guľovými kĺbmi a pružinou s tlmičom tak, ako je to vidieť čiastočne na obr. 1 a detailne na obr. 2.

Modelu sme definovali úvodnú rýchlosť s smeroch globálneho súradnicového systému x , y , z (smer pohybu vpred, nahor, do strany) v hodnotách $v_x = 1 \text{ m/s}$, $v_y = 3 \text{ m/s}$, $v_z = 3 \text{ m/s}$ a tiež aj rotáciu okolo týchto osí v hodnotách $\omega_x = \pi/5$, $\omega_y = \pi \text{ s}^{-1}$. Ako výstup sme zaznamenali polohu ťažiska šasi vozidla a tiež aj rotáciu šasi okolo uvedených osí v čase $t = 0$ až 5 sekúnd. Tieto údaje boli vyexportované do súboru a zobrazené v MS Excel aplikácii (obr. 3 a 4).

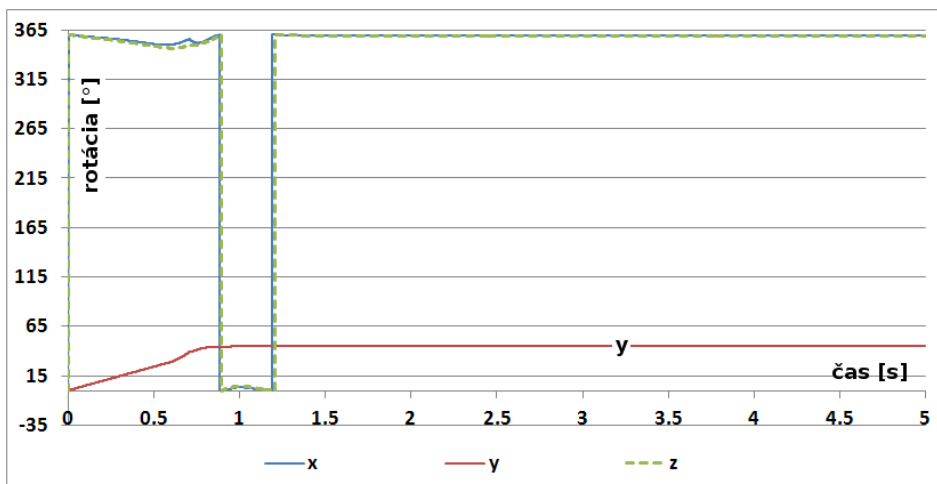


Obrázok 2 Detail nezávislého odpruženia vozidla



Obrázok 3 Zobrazenie polohy ťažiska šasi

Hodnoty v grafe na obr. 3 teda predstavujú polohu ťažiska z jeho počiatkovej do konečnej polohy, vyjadrené v súradniciach globálneho súradnicového systému. Konkrétne teda počiatková rýchlosť šasi vozidla, zadaná v hodnote $v_y = 3$ m/s spôsobila „výskok“ vozidla o cca 0,5 m v čase $\sim 0,3$ s a jeho stabilizovanie na hodnote 0,3 m z počiatkovej polohy 0,4 m, kedy však pružiny vozidla ešte neboli zaťažené jeho ťažkou.



Obrázok 4 Rotácie vozidla počas simulácie

Hodnoty v grafe na obr. 4 reprezentujú rotácie vozidla okolo osí x,y,z, čím je poloha vozidla, spolu s obr. 3, kompletne popísaná. Úvodná uhlová rýchlosť šasi $\omega_y = \pi \text{ s}^{-1}$ sa prejavila výraznejšou zmenou polohy stroja (obr. 4 – krivka – y), ktorá vo finálne spôsobila pootočenie stroja o približne 45° . Rotácie vozidla okolo osí x, z boli minimálne a navyše stabilizované po kontakte vozidla s terénom. Skok v grafe okolo času 1 s (osi x, z) je spôsobený prechodom hodnôt cez $360^\circ = 0^\circ$.

4. ZÁVER

Vyššie uvedené výsledky nám poskytli praktické skúsenosti s modelovaním v systéme Chrono::Engine a preukázali, že je plne použiteľný pre simuláciu viacprvkových mechanických sústav, pričom jeho hlavná výhoda je zároveň jeho hlavnou nevýhodou z pohľadu bežného používateľa. Je to už spomenutá nutnosť programovania, ktorá však otvára netušené možnosti použitia, ako je napr. deformovateľný terén. Dokumentácia systému je však na relatívne nízkej úrovni, popis API vynecháva množstvo údajov, pričom popis nevýhod by mohol pokračovať.

SUMMARY

The paper describes an application of Chrono::Engine system on a wheeled vehicle created in Creo Parametric. The vehicle consists of imported mesh of the chassis and wheels created as cylinders using Chrono API. The axles are created from immaterial arms with sphere joints, steer rods and spring-dampers. Simple initial velocity conditions enabled us to perform a simple vehicle's motion, measurement of the motion, and to store and display the results.

LITERATÚRA

1. Danko, B., Matej, J. 2011. Modelovanie a postprocesorová analýza lesníckych mechanických sústav. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2011. 139 s. ISBN 978-80-228-2250-3.
2. Lukáč, J. 2014. Simulácia a modelovanie v stavbe strojov: bakalárska práca. Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene. Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky. 2014. 68 s. 1 Príloha.
3. Tasora, A. 2009., „Chrono::Engine webstránka“, Internetový zdroj: <http://www.chronoengine.info> [13.6.2014].

Kontaktná adresa:

Ing. Jaroslav Matej, PhD
Katedra mechaniky, strojnictva a dizajnu
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
T. G. Masaryka 24
960 53 Zvolen
jaroslav.matej@tuzvo.sk

IDENTIFIKÁCIA OBJEKTOV V OBRAZE NA ZÁKLADE GEOMETRICKÝCH PRÍZNAKOV

IDENTIFICATION OF OBJECTS IN IMAGE BY GEOMETRIC CHARACTERISTICS

Mária HRČKOVÁ – Peter KOLEDA

ABSTRACT: The article deals with issues connected to object recognition within images, using geometric characteristics of the objects that the images contain. The text also includes descriptions of an experiment that was carried out in Matlab program using images containing a variety of PET bottles. During the course of the experiment the input images were artificially distorted by various defects. The acquired results have been evaluated and serve as a basis for the set of recommendations on the usage of geometric characteristics for object recognition within images.

Key words: image, recognition, geometric attributes, segmentation, edges, defects of image

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá problematikou rozpoznávania objektov v obraze s využitím geometrických príznakov objektov obsiahnutých v obraze. Popísaný je experiment, ktorý bol zrealizovaný v programe Matlab na obrazoch obsahujúcich rôzne druhy PET fliaš. V rámci experimentu boli základné vstupné obrázky umelo narušené rôznymi poškodeniami. Získané výsledky sú vyhodnotené a na ich základe sú stanovené odporúčania ohľadne použitia geometrických príznakov pre rozpoznávanie objektov v obraze.

Kľúčové slová: obraz, rozpoznávanie, geometrické príznaky, segmentácia, hrany, poškodenie obrazu

1. ÚVOD

Súčasná doba prináša nové trendy v oblasti technológií rôzneho druhu. Výrobné podniky, ak chcú byť konkurencieschopné, nevyhnutne musia reagovať na tieto nové vývojové smery. Jednou z oblastí, ktorá sa vyvíja výrazným tempom je počítačové spracovanie obrazu, ktorého aplikácie zasahujú do rôznych oblastí výroby. Nárast kvality a výkonnosti výpočtovej techniky smeruje k cieľu napodobniť schopnosti živých organizmov technickými systémami, aby obraz bolo možné využívať v technickej praxi plnohodnotne z hľadiska využitia informácie, ktorú obsahuje. Metodika spracovania obrazu predstavuje rozsiahlu vednú disciplínu pozostávajúcu z viacerých oblastí. Jednou z nich je analýza obrazu.

Samotná analýza je ovplyvnená mnohými faktormi (osvetlenie, materiál sledovaných objektov, kvalita zariadení na získanie obrazu, spôsob zaznamenania a uloženia získaného obrazu, ľudský faktor a viaceré ďalšie). Uvedené vplyvy spôsobujú, že získaný obraz môže byť nekvalitný, prípadne poškodený. Existujú techniky, patriace pod súhrnný názov

predspracovanie, ktoré umožňujú chyby v obraze minimalizovať, prípadne zvýšiť jeho kvalitu. V niektorých prípadoch (predovšetkým z časových a výkonnostných dôvodov) tieto techniky nie je možné použiť. Vtedy je nevyhnutné extrahovať informácie z obrazu v takom stave, v akom sa nachádza. Informácie, ktoré sa snažíme zistiť vychádzajú z vopred zadaných požiadaviek, ktoré sú rôzne a sú závislé od účelu ich ďalšieho využitia. Jednou z najčastejších úloh je rozpoznávanie objektov v obraze.

2. MATERIÁL A METÓDY

Postupy používané pri analýze obrazu sú obyčajne podobné vo väčšine aplikačných oblastí. V prvom kroku sa v prípadoch, kde to je možné použijú techniky predspracovania. Ďalej nasleduje aplikácia vhodného druhu segmentácie, ktorá zrealizuje rozdelenie obrazu na oblasti, ktoré sa vzťahujú k hľadaným objektom (Ftáčnik, 2014). Od množstva informácií o jednotlivých oblastiach, ktoré sa nám podarí získať, závisí úspešnosť segmentácie. Z tohto dôvodu je vhodné stanoviť modely objektov, ktoré ich čo najpresnejšie popisujú. V praxi je nevyhnutné na reálne obrazy aplikovať rôzne typy modelov a po experimentálnom overení stanoviť ten najvhodnejší. Optimálny stav nastane, ak model, ktorý stanovíme bude vyhovovať širokému okruhu aplikácií a jeho výsledky budú mať vysokú informačnú hodnotu. Modely môžu byť rôzneho druhu. Pri ich syntéze je nevyhnutné využiť rozsiahle spektrum informácií získaných z obrazu. Ich charakter môže byť rôznorodý. Zväčša sa jedná o informácie geometrické, štatistické, informácie získané aplikáciou rôzneho druhu transformácií, informácie o plochách, o polohe objektov atď.

V článku sú popísané postupy, ktoré sú založené na geometrických informáciách o objekte. Cieľom bolo overenie vhodnosti využitia geometrických príznakov objektu na jeho identifikáciu v obraze. Východiskom boli scény obsahujúce odpad z plastu, konkrétne použité PET fľaše.



Obrázok 1 Scény obsahujúce plasty (Vzor 1, ... Vzor 6)

Realizácia bola uskutočnená v programe Matlab (Karban, 2006), (Koleda, 2011), v ktorom sa pre prácu s obrazmi nachádza knižnica – Toolbox Image Processing.

Prvým krokom bolo vytvorenie histogramu obrazu, z ktorého sa určila hranica prahu pre následnú detekciu hrán (Petrou, 2010). Detekcia hrán bola realizovaná Sobelovým filtrom. Takto sme získali 8 binárnych obrazov, ktoré boli zlúčené do výsledného obrazu.

1	2	1	1	0	-1	-1	-2	-1	-1	0	1	2	1	0	-2	-1	0	0	1	2	0	-1	-2
0	0	0	2	0	-2	0	0	0	-2	0	2	1	0	-1	-1	0	1	-1	0	1	1	0	-1
-1	-2	-1	1	0	-1	1	2	1	-1	0	1	0	-1	-2	0	1	2	-2	-1	0	2	1	0

Obrázok 2 Masky Sobelových filtrov

Obraz získaný zlúčením (Obrázok 3) obsahoval viacero oblastí, ktoré predstavovali jednak objekt, ktorý nás zaujímal, ale reprezentovali aj chyby, ktoré obraz obsahoval (tj. okolité prostredie a pod.).

Ako ďalší krok bolo nevyhnutné z získaných oblastí určiť oblasť, ktorá s najväčšou pravdepodobnosťou zodpovedá nami hľadanému objektu. Ako základný predpoklad sa bral fakt, že to bude oblasť, ktorá obsahuje najviac obrazových bodov, ktorých úroveň jasů zodpovedá čiernej farbe, keďže ďalšie oblasti reprezentujú len náhodne vzniknuté chyby. Výsledkom analýzy bola jedna vybraná oblasť, ktorú vidieť na Obrázku 4.

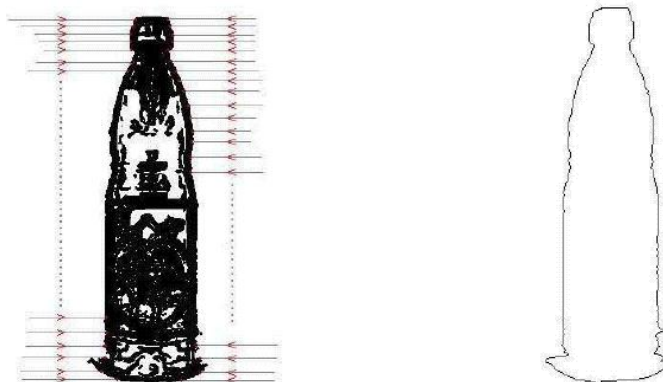


Obrázok 3 Detekcia hrán



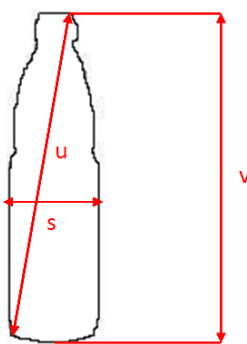
Obrázok 4 Vybraná oblasť

Aby bolo možné pristúpiť k rozpoznávaniu na základe geometrických príznakov bolo nevyhnutné pretransformovať nájdenú oblasť zodpovedajúcu objektu do obrýsu objektu. Bola využitá metodika myslených horizontálnych čiar, keď tieto čiary boli preložené nájdenou oblasťou. Následne boli body na každej myslenej čiare kontrolované zľava doprava a hľadal sa prvý bod, v ktorom nastala zmena jasů obrazového bodu z jednej hraničnej hodnoty jasů na druhú. Ten bod bol označený ako obrýsový bod. Potom bol tento postup zopakovaný sprava doľava. Spojením individuálnych obrýsových bodov vznikol výsledný obrýs objektu (Obrázok 5).



Obrázok 5 Vyhľadanie obrysu objektu

Na takto získaný obrys bol aplikovaný model vychádzajúci z geometrických informácií o objekte. Pri jeho tvorbe bol vytvorený príznakový vektor, ktorý zodpovedal vzoru spracovávaného objektu. Jeho veľkosť (teda počet príznakov, ktoré obsahuje) nemusí byť presne určená a môže sa prispôbovať typu objektu. Pre plastovú PET fľašu môže byť určených pomerne veľa geometrických príznakov. Napr.: výška objektu, šírka, obvod, obsah atď. V našom prípade sme si zvolili tieto geometrické príznaky: výška, šírka, uhlopriečka a celkový počet obrysových bodov objektu.



Obrázok 6 Určenie výšky, šírky, uhlopriečky

Určenie príznaku výšky (v) vychádza zo stanovenia výskytu pozície prvého bodu obrysu a posledného bodu obrysu vzhľadom na jednotlivé riadky obrazu. Ich rozdielom bola získaná samotná výška. Príznak šírky (s) bol stanovený určením horizontálnej vzdialenosti tých bodov obrysu, ktoré sú z pohľadu stĺpcov v obraze umiestnené na prvej pozícii zľava a na prvej pozícii sprava. Po vyhodnotení týchto vzdialeností pre jednotlivé riadky v obraze sa za šírku zobrala najväčšia zistená vzdialenosť. Príznak uhlopriečky (u) vyjadruje vzdialenosť od pravého horného vrcholu po ľavý dolný vrchol. Pozície uvede-

ných vrcholov boli zistené z obrysu objektu. Samotný výpočet bol zrealizovaný pomocou Pytagorovej vety. Príznak obrys vyjadruje súčet všetkých bodov u ktorých sa predpokladá, že tvoria obrys obrazu. Bod je zaradený ako obrysový po vykonaní kontroly jeho pozície v riadku. Pri určovaní príznakov je dôležité, aby body, z ktorých ich počítame tvorili obrysovú hranu a nie vnútornú hranu objektu.

Okrem základných vstupných obrazov plastových fliaš boli použité aj upravené vstupné obrazy, ktoré vznikli aplikovaním rôznych druhov poškodení vstupného obrazu (zašumenie, rozostrenie, natočenie, zvlnenie, zmena jasu atď.)

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

Programom boli rozpoznávané rôzne druhy plastových fliaš. Cieľom bolo vyhodnotiť kvalitu segmentácie a kvalitu samotného rozpoznávania. Kvalita segmentácie bola posudzovaná porovnávaním nájdeného tvaru s tvarom vzoru pomocou metódy najmenších štvorcov. Kvalita rozpoznania bola určená na základe správnej identifikácie objektu v základnom obraze (6 vzorov). Experiment bol viacnásobne zopakovaný pre každý vzor. Výsledky vyhodnotenia sú v % a sú uvedené v Tabuľke 1.

Tabuľka 1 Kvalita segmentácie a úspešnosť rozpoznania

Základný vstupný obraz	Kvalita segmentácie [%]	Úspešnosť rozpoznania [%]
Vzor 1	97	96
Vzor 2	95	95
Vzor 3	94	94
Vzor 4	93	95
Vzor 5	92	95
Vzor 6	97	97

Ďalej bol realizovaný experiment s cieľom overiť vhodnosť využitia geometrických príznakov pri rozpoznávaní objektov – plastových PET fliaš v poškodenom obraze (pre 24 rôznych poškodení každého vzoru).

Typy poškodení (p – poškodenie):

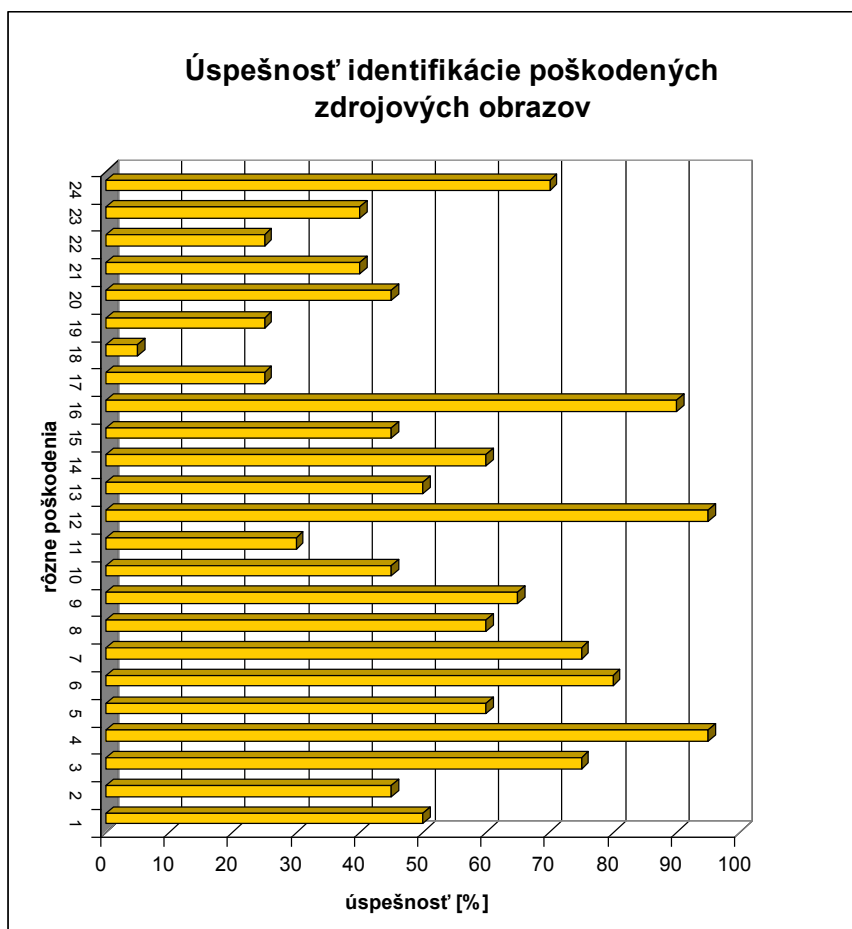
- p1 zmena jasu v obraze,
- p2 zvýšenie magnitúdy najjasnejších obrazových bodov a vytvorenie ich stopy,
- p3 rozostrenie obrazu,
- p4 zmena hodnôt RGB,
- p5 biely šum,
- p6 lokálne zvýšenie jasu,
- p7 poškodenie tvaru objektu,
- p8 zvlnenie obrazu,
- p9 Gaussov šum,
- p10 rozostrenie obrazu,

- p11 natočenie objektu a následné rozostrenie,
- p12 zmena hodnôt: farba, saturácia, jas,
- p13 – p15 sklon objektu o rôzny uhol,
- p16 – p24 natočenie objektu o rôzny uhol.

Ako vidieť z Obrázku 7 niektoré typy poškodení zdrojového obrazu spôsobili identifikácii na základe geometrických príznakov minimálne ťažkosti:

- p4 zmena hodnôt RGB,
- p12 zmena hodnôt: farba, saturácia, jas,
- p16 natočenie objektu o rôzny uhol.

Na druhej strane poškodenia fliaš typu zmeny sklonu objektu a natočenia objektu sú natoľko nevyhovujúce, že rozpoznanie objektov pomocou geometrických príznakov na týchto typoch obrazov bolo možné len v ojedinelých prípadoch.



Obrázok 7 Percentuálna úspešnosť identifikácie

5. ZÁVER

V prvom rade bola vyhodnocovaná kvalita segmentácie. Dosahované výsledky sa pohybovali nad 90%. Zvýšenie percentuálnej úspešnosti segmentácie je možné dosiahnuť viacerými spôsobmi. V prvom rade by bolo vhodné zamerať sa na zabezpečenie najvhodnejšieho spôsobu osvetlenia snímanej scény, aby výskyt chýb v procese hľadania hrán bol znížený na minimum. V druhom rade je možné zlepšenie dosiahnuť aj predspracovaním, prípadne výberom iného spôsobu hľadania hrán.

Ďalej bola vyhodnocované percento správnych identifikácií a typ poškodení, u ktorých identifikácia nebola úspešná. Výsledky preukázali, že poškodenia typu: zmena jasu, lokálne zvýšenie jasu a zanechanie jeho stopy, zmena hodnôt RGB, zmena hodnôt farba, saturácia, jas, mierne rozostrenie, poškodenie tvaru objektu, zvlnenie obrazu, biely šum mali najmenší vplyv na kvalitu rozpoznania obrazu reprezentovaného geometrickými príznakmi. Na druhej strane geometrické príznaky sa ukázali ako nevhodné pre rozpoznávanie v prípade zašumenia obrazu Gaussovým šumom, jeho výrazného rozostrenia, pri obrazoch so sklonom objektu a tiež aj v mnohých prípadoch natočenia objektu v obraze.

Záverom je možné skonštatovať, že model postavený na geometrických príznakoch je vhodný na rozpoznávanie objektov len z obrazov nepoškodených alebo s presne vyšpecifikovaným poškodením. U mnohých typov poškodení bola úspešnosť dosiahnutej identifikácie nízka a preto tento prístup nemôže byť doporučený na všeobecné využitie.

LITERATÚRA

- [1] FTÁČNIK, M.: *Computer Vision*. [online]. [cit. jún 2014]. Dostupné na internete <<http://www.sceg.sk/~ftacnik/IP-5.pdf>, 26.06 2014>.
- [2] KARBAN, P.: 2006. *Matlab a Simulink*. Brno: Computer Press, a.s. 2006.
- [3] KOLEDA, Pavol: Predspracovanie snímok pre tvorbu 3D obrazu v programe Matlab. In XIII. Mezinárodní vědecká konference mladých 2011. Sborník referátů z mezinárodní vědecké konference 19.–20. září 2011, Česká zemědělská univerzita v Praze, 2011, ISBN 978-80-213-2194-6. – s. 69–73.
- [4] PETROU, M.; PETROU, C.: *Image processing – The Fundamentals*. Vydavatelství John Wiley and Sons, 2010, ISBN 978-0-470-74586-1.

Kontaktná adresa:

Ing. Mária Hrková, PhD.

Ing. Peter Koleda, PhD.

Katedra riadenia strojov a automatizačnej techniky

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita Zvolen

T. G. Masaryka 24

96053 Zvolen

hrkova@tuzvo.sk

peter.koleda@tuzvo.sk

TECHNOLOGICKÉ SKÚŠKY PROTOTYPU PÔDNEJ FRÉZY V PODMIENKACH VŠLP

TECHNOLOGICAL TESTING OF THE PROTOTYPE ROTARY CULTIVATORS IN THE NATURAL CONDITIONS VŠLP

**Richard HNILICA – Miroslav DADO – Jozef SLUGEŇ – Tomáš LÍŠKAY
– Michaela HNILICOVÁ**

ABSTRACT: In the article presents the partial results obtained after technology tests of prototype the crusher of undesirable advance growth PF-1000. The results obtained to point out the possible use of forest wheeled tractors, not only in harvesting and skidding, but also as the multipurpose machine in preparation of soil before afforestation.

Key words: crusher of undesirable advance growth, soil, functional tests, adapter, forest wheeled tractor

ABSTRAKT: V predloženom príspevku sú prezentované čiastkové výsledky získané po technologických skúškach prototypu pôdnej frézy PF-1000. Dosiiahnutými výsledkami chceme poukázať na možné využitie lesných kolesových traktorov, nielen pri ťažbe a približovaní dreva, ale aj ako viacúčelový bázový stroj pri príprave pôdy pred zalesňovaním.

Kľúčové slová: pôdna fréza, pôda, funkčné skúšky, adaptér, lesný kolesový traktor

ÚVOD

Pôda je jedným z hlavných činiteľov v lesnej výrobe. Jej fyzikálne a mechanické vlastnosti je treba rešpektovať ako pri projektovaní lesných strojov, tak aj pri ich využívaní v práci. Pretože tieto vlastnosti sú rozmanité a široko variabilné, môžu značne ovplyvniť funkciu stroja.

Z pedologického hľadiska je obrábanie pôdy transformácia z východiskového na požadovaný stav fyzikálnych parametrov pôdy. Najčastejšie sa spája s operáciami, ako je kyprenie, drobenie, obracanie, premiešavanie, alebo premiestňovanie pôdnej masy. Inokedy je to zase formovanie povrchu pôdy, alebo zhutňovanie určitých vrstiev pôdy.

Príprava plôch na zalesňovanie musí zodpovedať technologickým potrebám celého procesu zalesňovania. Priestor, ktorý kultúra potrebuje pre svoju existenciu je rozdelený na prostredie pôdne a vzdušné. Toto prostredie má mať také vlastnosti, aby založená kultúra mala optimálne podmienky pre rast. Možno to docieľiť mechanickou, biologickou a chemickou úpravou prostredia.

Mechanickú úpravu pôdy docielime pôdnou frérou, čo je stroj používaný pri základnom obrábaní pôdy určený na rozpojovanie a miešanie zeminy so spojivom a má široké využitie v poľnohospodárstve aj lesníctve. Mechanická príprava pôdneho prostredia sa môže vykonať celoplošne alebo pomiestne. V lesníckej prevádzke pôjde hlavne o pomiestnu prípravu pôdy v pásoch, ktoré sa väčšinou pripravujú prekopením zeminy na pásoch širokých $20 \div 50$ cm pôdnou frérou. Hĺbka prekypenej pôdy v pásoch a pruhoch sa približuje hĺbke profilu, v ktorom budú uložené korene sadeníc. Prekypenie je dôležité preto, aby sa znížili nepriaznivé vplyvy, ako napr. uľahnutá pôda, prerastená koreňmi drevín a buriny.

MATERIÁL A METODIKA

Hlavným cieľom práce bol opis a využitie lesnej pôdnej frézy PF-1000 v lesnej prevádzke ako adaptéra pre LKT. Pre lepšie pochopenie práce lesnej pôdnej frézy sme uviedli teoretické princípy práce pracovného nástroja bubnovej pôdnej frézy. Na základe týchto údajov sa pristúpilo k funkčným skúškam pôdnej frézy na VŠLP Zvolen. Skúšky boli určené na zistenie a overenie funkčnosti navrhutej a vyrobenej pôdnej frézy.

Vo výsledkoch sme sa zaoberali výhodami použitia adaptéra v praxi, návrhu zefektívnenia prác hlavne z časového hľadiska, kde pri nasadení pôdnej frézy nie sú potrebné opakované prejazdy, ako je to pri jednoduchšej poľnohospodárskej technike.

VÝSLEDKY

Pri popise teórie práce pôdnej frézy budeme vychádzať z práce Páltika et al., ktorý popisuje prácu rotačného kypriča. Keďže pracovné zuby umiestnené po obvode rotora pôdnej frézy vykonávajú rotačný pohyb, ale súčasne je pôdna fréza unášaná v smere jazdy, je jej absolútny pohyb (vzhľadom k pôde) výslednicou rotačného a priamočiareho posuvného pohybu. Predpokladajme, že obidva pohyby sú rovnobežné, potom ostrie zuba opisuje cykloidu (Obrázok 1a). Označme si v_p – pojazďovú rýchlosť bázového stroja, v_o – obvodová rýchlosť rotora frézy a pomer $v_o/v_p = \lambda$, potom:

$$\frac{v_o}{v_p} = \lambda = \frac{R \cdot \omega}{r \cdot \omega} = \frac{R}{r} \quad (1)$$

kde: R – polomer pracovnej časti rotora frézy,
 r – polomer kružnice valenia (myslená kružnica, pre ktorú platí $r \cdot \omega = v_p$),
 ω – uhlová rýchlosť pracovnej časti rotora frézy.

Potom dráha prejdená bázovým strojom za jedno otočenie rotora bude:

$$s_1 = 2\pi \cdot r \quad (2)$$

pričom platí

$$r = \frac{v_p}{v_o} R = \frac{R}{\lambda} \quad (3)$$

potom

$$s_1 = \frac{2\pi \cdot R}{\lambda} \quad (4)$$

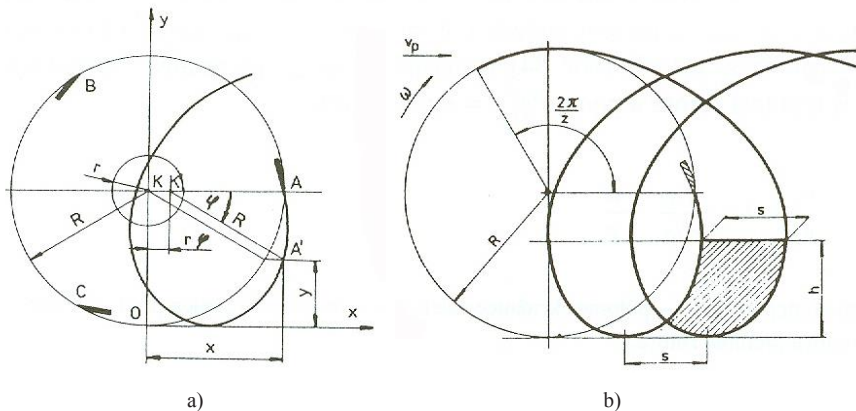
Pre analytické vyjadrenie dráhy pracovného zuba frézy v súradnicovej sústave x, y bude platiť, že za čas t , za ktorý sa rotor pootočí o uhol φ , ubehne bázový stroj dráhu $r \cdot \varphi$. Stred rotora sa presunie z bodu K do bodu K' a bod A do bodu A'. Potom súradnice bodu A' budú:

$$x = r \cdot \omega + R \cdot \cos\varphi \quad (5)$$

$$y = R - R \cdot \sin\varphi = R(1 - \sin\varphi) \quad (6)$$

Dané rovnice (5) a (6) sú parametrické rovnice ostria pracovného zuba pôdnej frézy (predĺžená cykloida).

Pri pomalobežných rotačných bubnových pôdnych frézach je miera drobenia pôdy daná hrúbkou odrezanej triesky. Pri rýchlobežných strojoch sa pôda ešte drobí vrhaním na kryt rotora pôdnej frézy. Hrúbka odrezanej pôdy je vlastne záber jedného zuba – hrúbka triesky (Obrázok 1b).



Obrázok 1 Práca bubnovej pôdnej frézy (Páltik et al., 2003)
a) dráha ostria zuba, b) tvar a hrúbka odrezávaného odvalu (triesky)

Keďže je premiestnenie bázového stroja za čas pootočenia zuba frézy o stredový uhol medzi susednými zubmi, ktoré pracujú v jednej rovine φ_z , potom bude:

$$s = r \cdot \varphi_z \quad (7)$$

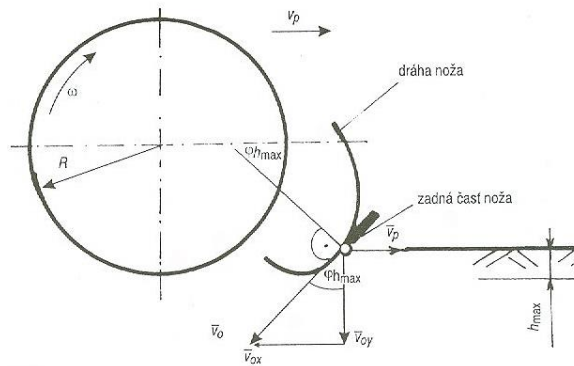
Pre náš prípad, keď sú zuby rozdelené po obvodě rotora pôdnej frézy rovnomerne a ich počet je z , tak:

$$\varphi_z = \frac{2\pi}{z} \quad (8)$$

hrúbka triesky bude:

$$s = \frac{2\pi \cdot r}{z} = \frac{2\pi \cdot R \cdot v_p}{z \cdot v_o} = \frac{2\pi \cdot R}{z \cdot \lambda} \quad (9)$$

V závislosti od frekvencie otáčania rotora frézy a pracovnej rýchlosti bázového stroja môže pôdna fréza dosahovať len určité maximálne zahĺbenie do pôdy. Hĺbka je obmedzená vodiacimi lyžinami a tým, že pracovné zuby frézy pri zahĺbovaní do pôdy sa nesmú vplyvom priamočiareho pohybu bázového stroja zatlačovať svojou zadnou časťou do pôdneho monolitu. Táto podmienka bude dodržaná len v takom prípade, ak zmysel vodorovnej zložky absolútnej rýchlosti zuba bude v oblasti rezania zuba smerovať proti zmyslu pojazdnej rýchlosti v_p (Obrázok 2) (Páltik et al., 2003).



Obrázok 2 Rýchlostné pomery pri vnikaní bubnovej pôdnej frézy do pôdy (Páltik et al., 2003)

Najnepriaznivejšia situácia vzniká v okamihu kontaktu zuba s pôdou, kedy musí platiť $\overline{v_{ox}} \geq \overline{v_p}$. Splňanie uvedenej podmienky sa sťažuje zvyšovaním zahĺbenia pôdnej frézy. Pre krajnú hodnotu ($\overline{v_{ox}} = \overline{v_p}$) dostaneme maximálne zahĺbenie bubnovej pôdnej frézy, pre ktorú platí:

$$h_{max} = R - R \cdot \sin\varphi_{hmax} \quad (10)$$

kde: φ_{hmax} – uhol φ zodpovedajúci maximálnemu zahĺbeniu pôdnej frézy.

$$\sin\varphi_{hmax} = \frac{\overline{v_{ox}}}{v_o} = \frac{\overline{v_p}}{v_o} \quad (11)$$

potom

$$h_{max} = R \left(1 - \frac{\overline{v_p}}{v_o} \right) \quad (12)$$

Vychádzajúc z týchto charakteristík je nami navrhnutá bubnová pôdna fréza PF-1000 vhodná na obrábanie ťažších pôd. Na ľahkých pôdach môže spôsobovať nadmerné drobenie pôdy s následným nebezpečenstvom tvorby prísušku a erózie.

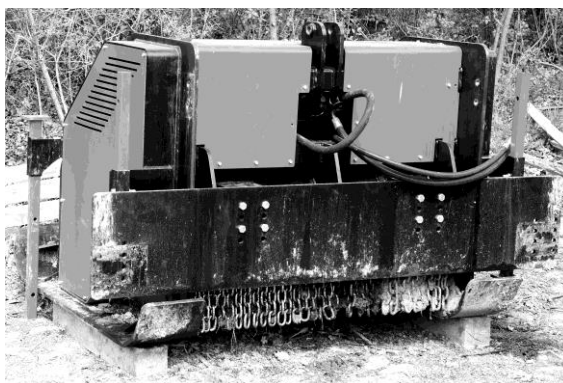
Pri pôdnych frézach je možné nájsť rôzne klady a zápory ich použitia. Medzi hlavné zápory patrí ich vyššia energetická náročnosť a zložitejšia konštrukcia oproti klasickým druhom náradia, ako sú pluh, brány, smyky a pod., s čím sú spojené väčšie nároky na údržbu. Na druhej strane efektívnosť práce pôdnej frézy a s tým spojený menší počet prejazdov energetického prostriedku po upravovanej ploche, prevažuje nad záporami ich využitia v praxi.

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

Prototyp pôdnej frézy (Obrázok 3) bol vyrobený a odskúšaný v podmienkach lesov VŠLP, TU vo Zvolene. Pri použití pôdnej frézy sa uvažuje vždy s neceloplošnou prípravou pôdy pričom sa dajú realizovať nasledovné technológie:

- Pri vytváraní druhého radu spracovanej pôdy sleduje obsluha pôdnej frézy (vodič LKT) kolesom traktora okraj prvého radu spracovanej pôdy.
- Pri vytváraní druhého radu spracovanej pôdy sleduje obsluha pôdnej frézy (vodič LKT) stopu kolesa traktora vzniknutú pri vytváraní prvého radu spracovanej pôdy.
- V prvej fáze pôdna fréza pripravuje pôdu v pásoch podľa technológie I alebo II. V druhej fáze je pohyb traktora s pôdnou frézou kolmo alebo šikmo na pásy vytvorené po fáze prvej. Použitie tejto technológie je obmedzené na lokalitách, kde tvorí riziko splavovania pôdy odtokom povrchových zrážok.

- Bodové narušenie povrchu pôdy zubami pôdnej frézy. Pri tejto technológii je fréza v plávajúcej polohe a je vypnutý pohon rotora frézy, zuby sa zatláčajú do pôdy hmotnosťou adaptéra. Bubon sa odvaľuje pojazdom LKT, pričom zuby sa do pôdy zatláčajú hmotnosťou adaptéra. Táto technológia je vhodná pre prípravu pôdy pred fruktifikáciou v nadväznosti na semenný rub.
- Zасыpávanie semien prekyprenou pôdou po fruktifikácii povrchu. Technológia spočíva v pojazde pôdnou frézou porastom, pričom kryt rotora je zodvihnutý, čo umožní voľné rozmetanie nakyprenej zeminy do širokého pásu so zasypaním opadnutého semena.



Obrázok 3 Prototyp pôdnej frézy PF-1000

Funkčné skúšky pôdnej frézy

Funkčné skúšky pôdnej frézy sa vykonali na VŠLP, TU vo Zvolene, Lesná správa Budča, pričom bázový stroj bol zapožičaný od Odštepného závodu lesnej techniky, š.p. Banská Bystrica.

Pôdna fréza bola nasadená za účelom prípravy pôdy, čím sa vytvorili políčka pre zver. Na tejto ploche sa nachádzal trávnatý porast s miestnym rozložením skál do veľkosti 8 cm. Ako bázový stroj bol pre pohon pôdnej frézy zapožičaný LKT 82 C, ktorý najviac vyhovoval technickému riešeniu a technickým parametrom navrhnutého adaptéra. Navrhované bázové stroje (LKT 82) počas funkčných skúšok neboli k dispozícii. Montáž k bázovému stroju bola riešená pevným našraubovaním na zadný štít traktora, na ktorom sa urobili konštrukčné úpravy za účelom bezpečného pripojenia adaptéra (Obrázok 4). Pracovná skupina pre obsluhu bola jednočlenná, zapracovanosť vodiča bola nízka, pracoval iba v priebehu skúšok. Pôdna fréza bola obsluhovaná vodičom bázového stroja priamo z kabíny traktora.



Obrázok. 4 Pôdna fréza PF-1000 počas skúšok

Počas skúšok pôdnej frézy sa zistilo, že LKT 82 C (starší typ), nemá vyhovujúci pohon pre pôdnu frézu. Možnou príčinou je nedostatočný prietok hydraulického oleja z bázového stroja do pôdnej frézy, čo spôsobuje slabý výkon čerpadla. Pôdna fréza obsahuje 2 paralelne zapojené hydromotory, ktorých geometrický objem je spolu $121,6 \text{ cm}^3$ (Tabuľka 1). Geometrický objem čerpadla bázového stroja je 60 cm^3 z čoho vyplýva, že čerpadlo bázového stroja je vhodné len na pohon jedného hydromotora daného typu. Po pripojení adaptéra na zadný sklopný štít sa pôdna fréza uviedla do pohybu na prázdno. Pri tomto úkone nevykazovala žiadnych chýb. Po zavedení pôdnej frézy do hlbších vrstiev pôdy nastalo spomalenie otáčok rotora, preto sme frézu zodvihli do vyššej polohy (hlbka záberu 50 mm), čím sme získali optimálny výkon frézy, no v nepostačujúcej hĺbke. Po vykonaní tejto skúšky sme pristúpili k odstaveniu jednej sekcie pohonu frézy (vypnutie jedného hydromotora), čím sme zvýšili otáčky rotora a výkon jedného hydromotora. To však nepostačovalo k dostatočnej pracovnej hĺbke a efektívneho spracovania pôdy.

Uvádzaný geometrický objem čerpadla LKT 82 C (starší typ) je 60 cm^3 čím nie je možné zabezpečiť dostatočnú agregáciu pôdnej frézy PF-1000. Vychádzajúc z týchto výsledkov, a tiež zo samotných skúšok pôdnej frézy, sme zistili, že pre dosiahnutie optimálneho výkonu frézy je potrebné zabezpečiť pohon frézy bázovým strojom s výkonnejším čerpadlom (min 100 cm^3), príp. použiť hydromotory dosahujúce vyšší krútiaci moment na úkor otáčok ktoré budú postačovať v rozsahu $700 \div 1000 \text{ min}^{-1}$.

Na základe skúšok sme došli k záveru, že starší typ LKT 82 C nie je vhodným bázovým strojom pre pohon pôdnej frézy. Z tohto dôvodu sme vykonali výpočet technických parametrov potrebných pre pohon frézy bázovým strojom LKT 82. Geometrický objem čerpadla tohto bázového stroja je 75 cm^3 . Z tohto dôvodu ani LKT 82 nebude spĺňať požiadavky pre agregáciu s adaptérom PF-1000.

Na základe hlavného ukazovateľa, čo je prietok čerpadla, zo súčasnej ponuky lesných kolesových traktorov za najvhodnejší považujeme LKT 150 alebo najnovšiu sériu LKT 82, ktorá má rovnaké parametre ako LKT 150 pri použitých hydromotoroch typu Poclairn – séria M3 60, ktoré sme zahrnuli aj v predchádzajúcich výpočtoch.

Hydromotor LKT 150 má geometrický objem čerpadla 100 cm^3 . Otáčky hydromotora LKT 150 s možnosťou použitia výkonnejších bude dostatočujúci pre efektívnu prácu

pôdnej frézy PF-1000. Výsledky sme nemohli overiť, nakoľko bázový stroj LKT 150 a nové hydromotory nemáme k dispozícii.

Vo výrobnom programe LKT s. r. o., Trstená, sa v súčasnosti vyvíja najnovší typ LKT 82, ktorý sa modernizuje, čím má dosahovať vyššiu výkonnosť, bude ekologickejší a má spĺňať najnáročnejšie požiadavky lesnej prevádzky. Tento typ LKT 82 (vo vývoji) podľa vypočítaných technických parametrov pre pohon adaptéra, bude po uvedení do prevádzky tiež vhodný pre agregáciu pôdnej frézy PF-1000 (Tabuľka 1).

Okrem uvedených problémov ktorých odstránením by sme zlepšili vlastnosti pôdnej frézy a tým zabezpečili stanovené lesotechnické požiadavky, je nutné vykonanie zmeny zmyslu otáčania rotora frézy. Počas skúšok sa rotor frézy otáčal v zmysle otáčania kolies čo pri ťažkej a mokrej zemi viedlo k naplneniu vnútornej strany rámu frézy a tým zvýšeniu odporu proti pohybu. V súčasnosti firma LKT s.r.o., Trstená vykonáva uvedené zmeny po ktorých sa pristúpi k ďalším skúškam navrhutej pôdnej frézy na bázovom stroji LKT 82.

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

Napojenie na LKT		Hydromotor Poclairn M3 60		
		LKT 82 C	LKT 82	LKT 150
výstupný výkon na rotore drviča	<i>kW</i>	44,86	56,07	74,76
výstupné otáčky hydromotora	<i>min⁻¹</i>	1 024,39	1 280,48	1 707,31
výstupný krútiaci moment na rotore drviča	<i>Nm</i>	418,2	418,2	418,2
prevodový pomer [hydromotor : rotor]	–	1,0	1,0	1,0
celkový geometrický objem hydromotorov	<i>cm³</i>	121,6	121,6	121,6
počet hydromotorov	–	2,0	2,0	2,0
geometrický objem hydromotorov	<i>cm³</i>	60,79	60,79	60,79
max. systémový tlak	<i>MPa</i>	24	24	24
vstupné otáčky motora bázového stroja	<i>min⁻¹</i>	2 300	2 300	2 300
geometrický objem čerpadla	<i>cm³</i>	60,0	75,0	100,0
prietok z čerpadla	<i>l/min</i>	131,1	163,9	218,5

Zefektívnenie prevádzky funkčného prototypu PF-1000

Na základe dosiahnutých výsledkov výpočtov a skúšok funkčného prototypu, sme vyvodili nasledovné zásady pre zefektívnenie prevádzky pôdnej frézy PF-1000 v lesníckej praxi.

- Najvhodnejším bázovým strojom, zo súčasného výrobného portfólia lesných kolesových traktorov, pre pohon pôdnej frézy PF-1000 bude LKT 150 a v budúcnosti modernizovaná LKT 82.
- Lesný kolesový traktor by mal byť vybavený na zadnom štíte špeciálnymi úchytmi, aby montáž adaptéra na LKT bola jednoduchá, bezproblémová a neboli potrebné komplikované konštrukčné úpravy.

- Lesný kolesový traktor musí byť vybavený možnosťou použitia plávajúcej polohy hydrauliky, ktorú ovláda vodič.
- Pôdna fréza PF-1000 musí mať jednoduchú montáž vodiacich lyží pre nastavenie potrebnej hĺbky záberu.
- Pohon frézy musí byť zabezpečený preklzom, ak by došlo k nárazu rotora pôdnej frézy na pevnú prekážku.
- Pre dlhú životnosť a nízku poruchovosť je potrebné dodržiavať návod na obsluhu a údržbu pôdnej frézy a zároveň používať ekologicky vhodné prevádzkové náplne.
- Pri práci dodržiavať základné požiadavky bezpečnosti a ochrany zdravia pri práci.

Dôležitým faktorom pre prácu pôdnej frézy pri zakladaní lesa je zabezpečenie kvalitného spracovania pôdy. Keďže sa jedná o pomerne zložité podmienky práce, ktoré vyplývajú z rôznych pôdnych krytov nachádzajúcich sa v podmienkach slovenského lesníctva, nie je v každej pôde možné dosiahnuť rovnaké výsledky. Kvalitu spracovania pôdy teda môžeme potom dosiahnuť výberom vhodnej technológie práce, alebo zmenou určitých parametrov pri výrobe pôdnej frézy čím sa môže zlepšiť drobiaca schopnosť bubnovej pôdnej frézy, a to napr.:

- zmenou (zvýšením) frekvencie otáčania rotora frézy,
- zvýšením počtu v jednej rovine pracujúcich zubov,
- znížením pracovnej rýchlosti bázového stroja,
- voľbou pracovných nástrojov,
- nastavením výšky krytu, pričom platí, že pri vysokej polohe sa dosahuje menšia intenzita drobenia, ale väčšia separácia pôdy a naopak pri nižšej polohe krytu sa pôda viac drobí (čiasťočný návrat pôdy na zuby) a menej separuje.

ZÁVER

Výhody navrhutej bubnovej pôdnej frézy je v jej všestrannom využití pri príprave pôdy v lesných škôlkach, ale aj pri zalesňovaní v horských terénoch, úpravách a rekonštrukciách lesnej dopravnej siete. Na základe vysokých nárokov lesníckej prevádzky pri príprave pôdy, bolo na základe lesotechnických požiadaviek, vyhotovené technické a konštrukčné riešenie bubnovej pôdnej frézy ako adaptéra na bázový stroj LKT. Za hlavné považujeme vyhotovenie pevného a odolného rámu a taktiež vnútorných pracovných nástrojov, keďže je mnoho faktorov, ktoré pri použití môžu ovplyvniť ich funkciu. K týmto faktorom patria klimatické, terénne a pôdne podmienky. Zo zistených požiadaviek pre správnu činnosť pôdnej frézy PF-1000 je dôležité navrhnutie bázového stroja na nesenie pôdnej frézy, z prieskumu a dostupnosti na trhu bude najvhodnejším lesný kolesový traktor LKT 150 alebo najnovšia verzia LKT 82, pre ich výkonnosť, svahovú dostupnosť, ktorá sa pohybuje so sklonmi medzi 20–40 % a hydrostatickým prenosom energie, ktoré vyhovujú navrhutej fréze. Uvedený adaptér po odstránení zistených nedostatkov môže úspešne rozšíriť výrobnú základňu firmy LKT s.r.o., Trstená, ale aj rozšíriť mechanizáciu prác pri zakladaní a výchove lesa.

LITERATÚRA

- [1] Demo, M. a kol. 1995. Obrábanie pôdy. Nitra: Vysoká škola poľnohospodárska v Nitre. 1995. 315 s. ISBN 80-7137-255-2.
- [2] Hnilicová, M., Messingerová, V., Dado, M. 2013. Aplikácia pôdnej frézy ako adaptér pre lesné kolesové traktory. Acta facultatis technicae, XVIII, 2013 (2): 67–74 Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2013.
- [3] Hnilicová, M., Slugeň, J., Hnilica, R., Kostúr, J., Dado, M., 2012. Možnosti mechanizácie prác pri pestovaní lesa a potažbovej úprave – Pôdna fréza. Medzinárodná vedecká konferencia mladých XIV Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2012. ISBN 978-80-228-2342-5. s. 142–148.
- [4] Marko, J. 2003. Stroje pre pestovanie a ochranu lesa. Zvolen: TU vo Zvolene, 2003. 190 s. ISBN 80-228-1250-1.
- [5] Páltik, J. a kol. 2003. Stroje pre rastlinnú výrobu. Obrábanie pôdy, sejba. Nitra : VŠP Nitra, 1987. 241 s., ISBN 80-8069-200-9.
- [6] Stanovský, M., Hnilica, R. 2000. Removal of Undesirable Advance Growth and Mechanized Soil Preparation for Reforestation under the Conditions of Slovak Republic. In Proceedings of the International Scientific Conference. Forest and wood technology vs. environment. ULDT LDF MZLU Brno, 2000, s. 339–350
- [7] Šimek, J. 1993. Přírodní obnova smrku. Tábor: Frankova Tiskárna Tábor, 1993. 55 s. ISBN 80-7084-056-0.
- [8] Šmelková, L. 2003. Zakladanie lesa. Zvolen: TU vo Zvolene, 2003. 257 s. ISBN 80-228-238-2
- [9] Štollmann, V., Mikleš, M. 2001. Lesnícké mechanizačné prostriedky. Zvolen: TU Zvolen. 2001. 286 s. ISBN 80-228-0998-5.
- [10] Firemná stránka LKT s. r. o., Trstená. [online] [cit. 2014-06-16.] Dostupné na internete: <<http://www.lktrstena.sk/produkty/lkt-150>>.

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

Kontaktná adresa:

Ing. Richard Hnilica, PhD.

Ing. Miroslav Dado, PhD.

Katedra výrobných technológií a materiálov, FEVT, TU vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen, tel.: +421 45 5206 596, e-mail: hnilica@tuzvo.sk, dado@tuzvo.sk

Ing. Jozef Slugeň, PhD.

Ing. Tomáš Liškay

Katedra lesnej ťažby, logistiky a meliorácií, Lesnícka fakulta, Technická univerzita vo Zvolene,

T. G. Masaryka 24, 960 53 Zvolen,

e-mail: slugen@tuzvo.sk, tel.: +421 45 5206 262.

Ing. Michaela Hnilicová

Katedra lesnej a mobilnej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobných techniky, Technická univerzita vo Zvolene, Študentská 26, 960 53 Zvolen,

e-mail: michaela.hnilicova@gmail.com, tel.: +421 45 5206 582

URČENIE VEĽKOSTI NÁKLADU PRE LESNÝ KOLESOVÝ ŤAHAČ

DETERMINATION OF LOAD-SIZE FOR THE SKIDDER

Juraj MIKLEŠ

ABSTRACT: Technical and economic characteristic and efficiency of forest wheeled skidders are dependent on traction and velocity parameters as well as on the operating economy. The calculation of the load size done by determining of tractive force treated in the forest wheeled skidder is presented in this paper. Simplification were removed thought accepted in traditional calculations. Utilization of computers enables using accurate formulations. The obtained formulation cover up determination of the load size limited by engine power of the skidder as well as by wheel slip and longitudinal stability of the skidder and dynamic balance of its wheels.

Key words: forest machine; tractors; traction properties; mechanics of motion

ABSTRAKT: Technicko-ekonomické vlastnosti, výkonnosť lesných ťahačov závisí od ťahových, rýchlostných veličín a hospodárnosti prevádzky. V práci je uvedená metóda výpočtu veľkosti nákladu na základe stanovenia ťažnej sily lesného kolesového ťahača. Boli odstránené zjednodušenia, ktoré sú tolerované pri tradičných výpočtových metódach. Použitie výpočtovej techniky umožňuje použiť presnejšie formulácie. Získané výsledné formulácie umožňujú stanoviť veľkosť nákladu limitovanú záberovými vlastnosťami kolies traktora, veľkosť nákladu limitovanú pozdĺžnou stabilitou traktora a dynamickou rovnováhou kolies.

Kľúčové slová: lesné stroje; traktory; ťahové vlastnosti, mechanika pohybu traktora

1. ÚVOD

Technicko-ekonomické vlastnosti, výkonnosť lesníckych ťahačov závisia od ťahových, rýchlostných veličín a hospodárnosti prevádzky (Grečenko 1994; Mikleš 1999, 2010; Mastinu 2014).

V práci je uvedená metóda výpočtu veľkosti nákladu na základe stanovenia ťažnej sily lesného kolesového ťahača. Boli odstránené zjednodušenia, ktoré sú tolerované pri tradičných výpočtových metódach. Použitie výpočtovej techniky umožňuje použiť presnejšie formulácie. Získané výsledné formulácie umožňujú stanoviť veľkosť nákladu limitovanú výkonom motora traktora, veľkosť nákladu limitovanú záberovými vlastnosťami kolies traktora, veľkosť nákladu limitovanú pozdĺžnou stabilitou traktora a dynamickou rovnováhou kolies.

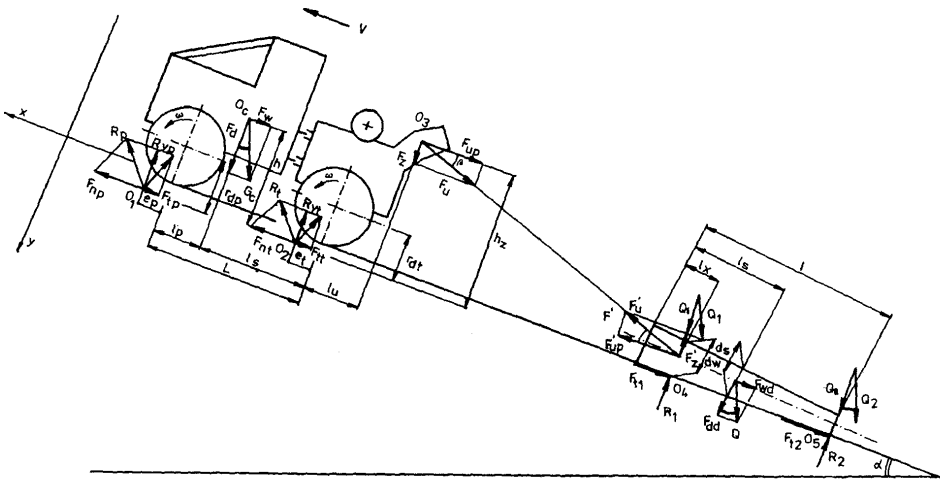
2. VÝPOČET ŤAŽNEJ SILY LESNÍCKEHO KOLESOVÉHO ŤAHAČA

Ako je známe z podmienok rovnováhy traktora pri pohybe s malou rýchlosťou, v tej istej rovine, suma všetkých momentov a síl pôsobiacich na traktor musí byť v rovnováhe a preto môžeme predpokladať, že suma priemerov všetkých síl do osi x je rovná 0, suma všetkých síl do osi y je rovná 0 a suma momentov všetkých síl voči bodu O_2 je rovná 0. Tieto rovnice môžu byť (podľa obr. 1) prezentované nasledovne:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{np} - F_{ip} \pm F_w + F_{nt} - F_{tt} - F_{up} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -R_{yp} + G_p + G_t - R_{yt} + F_z = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{O_2} = 0 \quad R_{yp}(L + e_p - e_t) + F_{ip}(r_{dt} - r_{dp}) - \\ -G_c(L_s - e_t) \cdot \cos \alpha + F_w \cdot h + F_z(l_u + e_t) + F_{up} \cdot h_z = 0 \quad (3)$$



Obrázok 1 Mechanika lesného kolesového traktora, silové pôsobenie na traktor a kmene v priebehu približovania dreva

kde:

G_p – časť tiaže traktora pripadajúca na prednú nápravu [kN],

G_t – časť traktora pripadajúca na zadnú nápravu [kN].

Pretože sa predpokladá, že zaťaženie na pravú a ľavú stranu je rovnaké (traktor je rovnako zaťažený a nepohybuje sa na sklone, pritom G_c môže byť prezentovaná nasledovným spôsobom:

$$G_c = G_p + G_t \quad (4)$$

F_{hp} – trakčná (hnacia) sila na predných kolesách [kN]

F_{ht} – trakčná (hnacia) sila na zadnej náprave [kN]

F_h – celková hnacia sila traktora

Pri konštantnom výkone motora, definovanej rýchlosti, hnacia (trakčná) sila traktora je rovná:

$$F_n = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (5)$$

kde:

P – výkon motora v kW,

η – účinnosť prenosu hnacej sily,

v – najmenšia pojazdová rýchlosť (na 1 prev. stupeň) km.h⁻¹.

Po dosadení a úprave rovnice (1) dostávame:

$$F_{np} + F_{nt} = F_n = F_{tp} + F_{tt} + F_w + F_{up} = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (6)$$

$$F_n = F_{tp} + F_{tt} + F_w + F_{up} = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \quad (\text{kN}) \quad (7)$$

kde:

F_{tp} – odpor valenia predných kolies [kN],

F_{tt} – odpor valenia zadných kolies [kN].

Odpor valenia traktora, ktorý sa pohybuje na mäkkej podložke je rovný sume odporu valenia všetkých kolies:

$$F_{ic} = i = 1 \sum_{n=1}^{n=4} F_{it} \quad (8)$$

kde: i – počet kolies traktora

F_t – valivý odpor jedného kolesa (kN)

Ak sa traktor pohybuje bez predchádzajúceho naklonenia, valivý odpor predných a zadných kolies môže byť prezentovaný nasledovným spôsobom:

$$F_{tpp} + F_{tpl} = F_{tp} \quad a \quad F_{tup} + F_{utl} = F_{tt} \quad (9)$$

F_{tpp} – valivý odpor predného pravého kolesa [kN],

F_{tpi} – valivý odpor predného ľavého kolesa [kN],

F_{tup} – valivý odpor zadného pravého kolesa [kN],

F_{utl} – valivý odpor zadného ľavého kolesa [kN].

Traktory pri približovaní pracujú v ťažko prístupných terénoch, najčastejšie majú riadené obidve nápravy. Ich kolesá sú rovnako dimenzované, opatrené špeciálnymi pneumatikami. Existuje vzájomný vzťah medzi dynamickým polomerom riadiacich kolies s koeficientom odporu valenia, potom vzdialenosť medzi reakciou podložky a osou kolesa môže byť prezentovaná pomocou nasledovných rovníc:

$$e_p = f_p \cdot r_{dp}, e_t = f_t \cdot r_{dt} \quad (10)$$

S malou chybou tu môžeme predpokladať, že dynamické polomery kolies sú rovnaké, práve tak ako koeficienty odporu valenia sú rovnaké, čo dáva výsledky:

$$r_{dt} = r_{dp} \text{ práve tak ako } f_p = f_t = f_c$$

kde:

e_p – vzdialenosť medzi bodom reakcie podložky a osou predných kolies,

e_t – vzdialenosť medzi bodom reakcie podložky a osou zadných kolies,

r_{dp} – dynamický polomer predných kolies v m,

r_{dt} – dynamický polomer zadných kolies v m,

f_p – koeficient valivého odporu predných kolies,

f_t – koeficient valivého odporu zadných kolies,

f_c – koeficient valivého odporu kolies.

Z rovnice (2) vyplýva (priemet síl do osi y) že:

$$R_{yp} + R_{yt} = G_p + G_t + F_z \quad (\text{kN}) \quad (11)$$

kde:

R_{yp} – vertikálna zložka reakcie podložky na predné kolesá v kN,

R_{yt} – vertikálna zložka reakcie podložky zadných kolies v kN,

F_z – vertikálna zložka sily od nákladu na traktor,

β – uhol medzi ťahovou silou a výslednou silou pôsobiacou na traktor od nákladu,

F_u – výsledná sila v lane traktora.

Je známe z dynamiky jazdy elastických kolies, že výsledkom súčiny reakcie podložky a koeficientu valivého odporu je odpor valenia:

$$(R_{yp} + R_{yt}) \cdot f_c = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

Po porovnaní rovníc:

$$F_{tc} = F_{ip} + F_{it} = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

kde:

$G_c \cdot \cos \alpha = F_d$ – vertikálna zložka tiaže traktora v kN,

F_{up} – horizontálna zložka sily v lane traktora, ťahová sila.

$$F_{up} = F_u \cdot \cos \beta \quad (\text{kN})$$

Počas pohyb traktora hore svahom navyše traktor prekonáva tiež odpor svahu, ktorý môžeme vyjadriť nasledovne:

$$F_w = G_c \cdot \sin \alpha$$

kde:

α – uhol sklonu v rad čo dáva výslednú rovnicu:

$$F_h = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c + G_c \cdot \sin \alpha + F_u \cdot \cos \beta \quad [\text{kN}]$$

po transformácii:

$$F_n = (G_c \cdot \cos \alpha + F_z) \cdot f_c + G_c \cdot \sin \alpha + F_u \cdot \cos \beta + F_u \cdot \sin \beta \cdot f_c \quad (\text{kN})$$

Konečná formulácia pre ťahovú silu v lane traktora vedie po úpravách do nasledovného tvaru:

$$F_u = \frac{3,6 \cdot P \cdot \eta}{v} \frac{G_c \cdot (f_c \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{f_c \cdot \sin \beta + \cos \beta} \quad (\text{kN}) \quad (12)$$

Z momentovej rovnice (3) môžeme určiť:

$$R_{yp} = \frac{G_c \cdot [(l_s - f_c \cdot r_d) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha] - F_u \cdot [(l_u + f_c \cdot r_d) \cdot \sin \beta - h_z \cdot \cos \beta]}{L} \quad (\text{kN}) \quad (13)$$

kde:

R_{yp} = G_p – zaťaženie prednej nápravy traktora,

l_s – vzdialenosť medzi osou zadnej nápravy a ťažiskom traktora v m,

l_u – vzdialenosť medzi osou zadnej nápravy traktora a pôsobiskom sily od lana traktora v m,

h_z – vzdialenosť medzi pôsobiskom ťahovej sily a cestou v m,

L – rázvor kolies v m.

Zaťaženie zadnej nápravy traktora môže byť prezentované nasledovným spôsobom:

$$R_{yt} = G_t = F_d + F_z - R_{yp} \quad (\text{kN})$$

po transformácii

$$G_t = R_{yt} = G_c \cdot \cos \alpha + F \cdot \sin \beta - R_{yp} \quad (14)$$

kde:

R_{yt} = G_t – zaťaženie zadnej nápravy traktora [kN].

V zhode s obr.1 suma momentov k bodu O_1 musí sa rovnať 0

$$\sum M_{O_1} = 0 \quad (15)$$

$$F_d \cdot (l_p + e_p) + F_w \cdot h - R_{yt} \cdot (L - e_1 + e_p) - F_{ut} \cdot (r_{dt} - r_{dp}) + F_z \cdot (L + l_n + e_p) + F_{up} \cdot (h_z + r_{dp} - r_{dt}) = 0$$

Po transformácii

$$G_c \cdot (l_p + e_p) \cdot \cos \alpha + G_c \cdot h \cdot \sin \alpha - R_{yt} \cdot (L - e_1 + e_p) - F_u \cdot (r_{dt} - r_{dp}) + F_u \cdot (L + l_u + e_p) \sin \beta + F_u \cdot (h_z + r_{dp} - r_{dt}) \cdot \cos \beta = 0 \quad (16)$$

Potom vertikálna zložka reakcie na kolesá zadnej nápravy je rovná:

$$R_{yt} = \frac{G_c \cdot [(l_p - f_c \cdot r_d) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha] + F_u \cdot [(L + l_u - f_c \cdot r_d) \cdot \sin \beta - h_z \cdot \cos \beta]}{L} \quad (\text{kN}) \quad (17)$$

3. VÝPOČET POŽADOVANEJ SILY NA PREMIESTNENIE KMEŇOV V CELÝCH DLŽKACH PRI KONŠTANTNOM POHYBE

Tiaž kmeňov je charakterizovaná Q – tiaž, l – dĺžka, d_s – priemer meraný v ťažisku, d_x – priemer v mieste uchytenia nákladu (vo vzdialenosti l_x od konca) v prípade rovnováhy pri priamočiaram pohybe musia byť splnené nasledovné vzorce:

$$\sum F_x = 0 \quad F_{I1} + F_{I2} + F_{wd} + F_{up} = 0 \quad (18)$$

$$\sum F_y = 0 \quad -F_z - R_1 + Q_I + Q_{II} - R_2 = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{O4} = 0 \quad F_{up} \cdot \frac{d_x}{2} + F_{wd} \cdot \frac{d_s}{2} + Q_{II} (l - l_x) - R_2 (l - l_x) = 0 \quad (20)$$

Koeficient k udávajúci rozloženie tiaže približovaných kmeňov môžeme vyjadriť:

$$k = \frac{Q_I}{Q} \quad \text{po transformácii dostávame: } Q_I = k \cdot Q \quad \text{podobne } Q_2 = (1 - k) \cdot Q \quad (\text{kN}).$$

Pri predpokladaní malej chyby, že sila premiestňovania kmeňov je aplikovaná na jeho konci, keď $l_x = 0$.

Výsledok z rovnice rovnováhy momentov (rovnice 6) potom má nasledovný tvar:

$$R_w \cdot l = Q_{II} \cdot l + F_{wd} \cdot \frac{d_s}{2} - F_{up} \cdot \frac{d_x}{2} \quad (\text{N.m}) \quad (21)$$

kde: $\frac{Q_I}{\cos \alpha} = Q$ – tiaž kmeňov (v bode uchytenia kmeňov), aplikované zaťaženie na strane ťahača [kN],

$$\frac{Q_{II}}{\cos \alpha} = Q_2 \quad \text{– tiaž kmeňov aplikovaná na voľnom konci [kN],}$$

F_{wd} – sila potrebná na prekonanie sklonu pri ťahaní nákladu charakterizovaného 0 kN,
($F_{wd} = Q \cdot \sin$).

Z rovnováhy síl v smere osi x (rovnica 4) vyplýva, že:

$$F_{t1} + F_{t2} = F_{up} - F_{wd} \quad (\text{kN}) \quad (22)$$

Po dosadení za jednotlivé veličiny z predchádzajúcich rovníc dostávame z rovnice (4) silu potrebnú na premiestňovanie kmeňov s tiažou Q:

$$F_u = Q \cdot \frac{\left[k \cdot f_p + (1-k) \cdot f_k \right] \cdot \cos \alpha + \left[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1 \right] \cdot \sin \alpha}{\left[\frac{d}{2l} \cdot (f_k - f_p) + 1 \right] \cdot \cos \beta + f_p \cdot \sin \beta} \quad (\text{kN}) \quad (23)$$

4. ZÁVER

Vyššie získané formulácie umožňujú určiť veľkosť nákladu, limitovanú rôznymi kritériami: výkonom motora (P), záberovými vlastnosťami (súčiniteľ záberu μ), pozdĺžnou stabilitou a riaditeľnosťou (minimálny tlak na prednú nápravu), dynamickou rovnováhou kolies. Prínos práce spočíva, že boli odvodené vzťahy pre určenie veľkosti nákladu pre lesnícky kolesový ťahač na základe vlastností terénu a konštrukčných parametrov lesníckeho kolesového ťahača.

LITERATÚRA

- GREČENKO, A.: 1994. Vlastnosti terénnych vozidiel. Praha: VŠZ, 1994, 118 s. ISBN 80-213-0190-2
 MASTINU, G.; PLOECHL, M.: 2014. Road and off-road vehicle system dynamics, New York: CRC Press, 2014, 1670 s. ISBN 978-1-4200-0490-8
 MIKLEŠ, M. a kol.: 1999. Teória mobilných strojov. Zvolen: TU, 1999, 204 s. ISBN 80-228-0819-9
 MIKLEŠ, M., HOLÍK, J., MIKLEŠ, J.: 2010. Projektovanie a výpočet lesných strojov, Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2010, 200 s., ISBN 978-80-228-2096-7.

Kontaktná adresa:

Ing. Juraj Mikleš, PhD.

Technická univerzita vo Zvolene, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Katedra environmentálnej a lesníckej techniky

Študentská 26, 960 53 Zvolen

☎ +421455206553

e-mail: miklesj@tuzvo.sk

INSPECTION OF WEAR PARTICLES CONTAMINATING USED ENGINE OILS

MONITOROVANIE ZNEČISTENIA POUŽITÝCH MOTOROVÝCH OLEJOV ČASTICAMI OPOTREBOVANIA

Marián KUČERA – Michaela HNILICOVÁ – Zdeněk ALEŠ

ABSTRACT: Lubricants used in mechanical parts of agricultural and forestry equipments must accomplish contradictory requirements on their function in many cases and, at the same time, they must often work in extreme conditions with longer service life. The increase of reliability and the economy of machine use are closely connected to monitoring the condition and state of technical parts of used lubricant with the purpose of diagnostics. Presently, laboratory methods of analyzing each element under a microscope are used most frequently. Computer image analysis of wear particles is a useful supporting tool for detail analysis of oil samples. Modern methods, including machine learning, provide possibilities of automation of wear debris analysis.

Key words: lubricants, analysis of wear particles, agricultural and forestry equipments, maintenance

ABSTRAKT: Mazivá používané v mechanických súčiastiach poľnohospodárskych a lesníckych strojov a zariadení musia v mnohých prípadoch spĺňať protichodné požiadavky, a zároveň, musia často pracovať v extrémnych podmienkach pri zachovaní dlhej životnosti. Zvýšenie spoľahlivosti a hospodárnosti použitia pracovného stroja je úzko spojené s monitorovaním stavu použitého maziva a stavu jeho technických častí. V súčasnej dobe, sú najpoužívanejšie laboratórne metódy, ktoré analyzujú každý prvok pod mikroskopom. Počítačová analýza obrazu opotrebovania je tiež užitočným nástrojom pre detailnú analýzu vzoriek olejov. Moderné metódy zas poskytujú možnosti automatizácie analýz častíc z tribologického hľadiska.

Kľúčové slová: mazivá, analýza častíc opotrebovania, poľnohospodárske a lesnícke zariadenia, údržba

INTRODUCTION

Serviceable and quality product is dependent on reliable and serviceable manufacturing facility, which is influenced by effective and timely performed maintenance, including checking and refilling of lubricants and other vital fluids. The primary role of the lubricant is to reduce the negative effects of tribological processes related to friction, wear, and increases in temperature in tribomechanical systems, therefore all types of maintenance include lubrication as a very important part of the whole maintenance process (Aleš et al. 2012; Tóth et al. 2014; Perič et al. 2013). One of the experimental ways to determine

the impact of the particular oil on the wear is the analysis of the wear products, i.e. metals (Myshkin, Grigoriev 2008, Machalíková et al. 2010, Majdan et al. 2013). Especially metallic particles, that are dispersed in oil and that after the quantification by some suitable method allows indirect monitoring of mechanical changes in the system that uses the oil. From the size, shape, velocity of growth and other parameters it is possible to deduce the failure severity and necessity to take remedial measures (Stachowiak, Podsiadlo 2008; Glos, Sejkorová 2012, Marienčík et al. 2013). Knowing the material of all system parts lubricated and rinsed with oil, then according to the metallic abrasive wear type, it is possible to determine and localize the frictional pair with the rapid increase of degrading wear (Podsiadlo, Stachowiak 2005; Golshokouh et al. 2013; Wrona 2010). Experimental analysis has to be carried out in order to evaluate the set of the phenomena and processes that take place in oils during the wear of lubricated machine parts, and the efficiency of lubrication. Oil analysis has to be carried out during which the amount of metals in the oil can be estimated as follows (Ekanem et al. 1997):

amount of metals = metals in the oil + metals of the active additives + worn metals.

Limit levels and warning levels serve as indicators of the amounts of foreign particles found in used oil that are still tolerable or, when compared with fresh oil, indicate when the altered lubricant must be changed (see Table 1). Metal alarm limits depend on engine model, i.e. on chemical characteristics and amount of wear metals in an engine, and engine performance characteristics.

Table 1 The origin of certain wear elements in the motor oil and their warning and limit levels

Element	Upper warning level	Origin of the element in the motor oil specimen
Wear metals		
Iron	80–180	Cylinder block, cylinder head, timing wheels and timing chains, valves, valve tappets and guides, crankshaft, camshaft, rocker arm shaft, piston pins, roller bearings (with chromium), oil pump.
Chromium	4–28	Piston rings, crankshaft bearings, piston pins, exhaust valves, gaskets, guide bushes, chrome-plated parts and gearwheels. Fe, Al and Cr are usually found in combination with Si in engines, because dust causes the most piston (Al), piston ring (Cr) and cylinder (Fe) wear.
Tin	12–24	Often together with lead (Babbitt bearings) or copper. Running surfaces of connecting-rod bearings, rocker arm shaft and piston pin bearings, solder (consisting of lead and tin) in soldered radiator joints; constituent of some synthetic base oils, additives in flame-resistant fluids.
Aluminium	12–55	Primarily from pistons, oil pump housings, oil coolers, torque converter parts, turbocharger, guide bushes, plain bearings, cylinder blocks of all-aluminium engines (together with silicon) and dust containing bauxite (aluminium oxide).
Nickel	1–3	Alloy constituent of exhaust valves, valve guides, turbochargers, high-strength gearwheels, and turbine blades. Instead of being galvanised or chrome plated, parts such as filter components may be nickel plated. Constituent of heavy oil (together with vanadium).
Copper	25–60	Main constituent of brass and bronze. As wear metal from oil pumps, connecting-rod bearings, piston pin bearings, rocker arm shaft bearings, bronze worm gears, and sintered brake and clutch discs. Resulting from the corrosion of oil coolers, piping, and seals
Lead	10–30	Usually in combination with tin and/or copper. Connecting-rod bearings, nearly all running surfaces of plain bearings, and soldered joints in combination with tin.
Molybdenum	4–20 <i>up to 500 in fresh oil</i>	Contained in transmission synchroniser rings, piston rings, and heat-resistant steels. Component of an antioxidant and friction modifier additive package in modern synthetic multigrade oils and PD gear oils; rarely as MoS ₂ oil additives.

Table 1 The origin of certain wear elements in the motor oil and their warning and limit levels – continued

Element	Upper warning level	Origin of the element in the motor oil specimen
Contaminants		
Silicon	15–30 <i>up to 15 in fresh oil</i>	Dust in intake air, antifoam additive in motor oil, worn seals containing silicone, residues of parting agents and silicone greases (also in oil sampling syringes), worn aluminium alloys (all-aluminium engines).
Potassium	2–30	Additive in aqueous media such as glycol antifreeze or cooling water. Mineral salt in road salt or tap water.
Sodium	5–30 <i>up to 800 in fresh oil</i>	Additive in glycol antifreeze or cooling water. Road salt, tap water or wastewater, salty air. Additive components in some motor oils as a substitute for calcium or magnesium compounds. Thickener in lubricating greases.
Lithium	2–10	Constituent of multipurpose greases (thickener). Indication of contamination by grease or assembly pastes
Antimony	1–3	Present in some lubricating greases as an EP additive in the form of antimony oxide; in connection with lead or tin in bearing alloys of plain bearings.
Silver	1–3	Silver-plated running surfaces of highly loaded plain bearings, such as in locomotive engines; silver solder residues. Silver is attacked by additive systems containing zinc
Tungsten	–2	Rare in engine construction; alloy constituent for increasing hardness and corrosion resistance.
Titanium	1–3	Oil level indicator (float). Alloy constituent in springs and valves. From ceramic components. As white titanium oxide in plastics and paints. Marker additive in motor oils.
Vanadium	1–3	As a constituent of chrome-vanadium steel alloys in valves and valve springs. Like nickel, it is a constituent of petroleum. Blow-by product when ship engines are operated with heavy oil fuels.
Beryllium	1–3	CuBe valves and valve seats. Sintered bearings, constituents of sintered ceramic components or in jet engine oils. Prohibited in F-1 engines.
Cadmium	1–3	Components of plain bearings exposed to corrosion. Sometimes also deep red pigments in plastics and paints.
Cobalt	1–3	Possibly from components of turbines or from roller bearing alloys in connection with iron.
Manganese	1–3	Alloying element, usually with iron. Steel used in valves, roller bearings, gearwheels or shafts. Contaminant in manganese mines (with Si). Very rarely: additives containing manganese.
Tantalum		Only found in oil as a constituent of ceramic components.
Cerium		Only found in oil as a constituent of ceramic components.
Zirconium		Only found in oil as a constituent of ceramic components.
Additive		
Calcium	600–5 000	Oil additive, detergent dispersant oil additive. Improves cleaning and dispersion capacity as well as heat resistance. Occasionally calcium-containing dust from building sites, lubricating grease constituent, or from cooling water or tap water containing calcium.
Magnesium	100–1 500	Oil additive; improves the corrosion protection, thermal stability and dispersion capacity of motor oils. Increases the alkali reserve (BN). Alloy constituent of engine blocks. Hardening agent in hard tap water or salt water.
Boron	10–500	Improves engine cleanness as an oil additive. Borates are constituents of cooler antifreeze and corrosion protection media.
Zinc	Up to 2 000 in fresh oil	Improves wear protection as an oil additive. Zinc-plated components such as filter support cores, threaded fittings, paints containing zinc, and vulcanised synthetic materials.
Phosphorus	600–2,000	Oil additive in almost all types of oil; used to improve EP characteristics and reduce wear; has an anti-corrosion and antibacterial effect, reduces friction, and renders metal surfaces chemically inert.
Barium	2 - 20	Usually not an additive in motor oils. For improving
Sulphur	500–6 000	Constituent of base oils based on mineral oil. For this reason it is present in almost all oils, but in widely varying amounts. Along with phosphorus, sulphur is also a constituent of almost all additive packages for wear and corrosion protection and is often found in connection with calcium and zinc.

Source: (www.oelcheck.de/download)

2 EXPERIMENTAL DETAILS

2.1 Lubricant sample

For this research was used high quality diesel engine oil Paramo TRYSK TOP TIR for lubrication of units burning low sulphur distille fuels and designed with the high detergent additive system. The various properties of oil provided in Table 2.

Table 2 Oil used in the study

Properties	Determined Values for Fresh Sample
Density at 15 °C, kg.m ⁻³	880
Flash Point °C	214
Pour Point °C	-27
Kinematic Viscosity at 100 °C	according to manufacturer 14,4 mm ² .s ⁻¹
Viscosity index	136

2.2 Experimental methods of morphology assessment and distribution of wear particles

Infrared spectrometry: The analyses were performed using an FTIR spectrometer Thermo Scientific Nicolet iS¹⁰ (Fig. 1) in the spectral range of 600–4000 cm⁻¹, with the resolution of 4 cm⁻¹ and with the scan number 64 by means of the ATR technique (ZnSe crystal).



Figure 1 Spectrometer Thermo Scientific Nicolet iS¹⁰

Analytical Ferrography: The separation of particles on a plastic support was carried out with a ferrograph REO 1. The ferrograms were evaluated by means of a set composed of bichromatic triocular microscope, type H 6000, Fig. 2. The bichromatic microscope can be used to examine; shape, color, surface character and other morphologic characteristics

of the sedimentation particles that contain very important information about prevalent abrasion type and oil wear of the lubricated machine parts. Analytic ferrography shows the real technical condition of the lubricating system and lubricated parts as well as the wear nature of the individual frictional pairs. For these purposes it is beneficial to combine Analytic ferrography with Image analysis or also with Scanning electron microscopy (SEM).

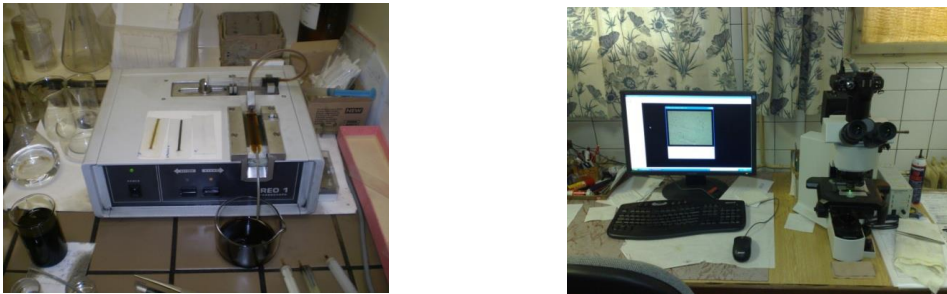
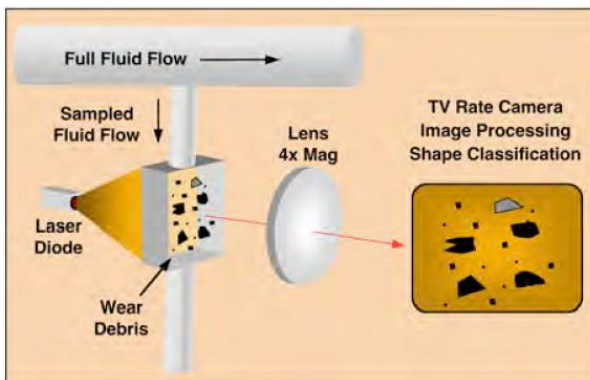


Figure 2 Schematic Diagram of Analytical Ferrograph

Particle Counter and Particle Shapes Classifier: The LNF analysis process is illustrated in Fig. 3. A sample of fluid, either a bypass from the main flow for an on line system or a bottle sample from a manually-sampled system, is illuminated with a laser diode and images of entrained objects are recorded on an electronic camera. LNF measures the size distribution of particles from 4 μm to above 100 μm , and provides classification based on shape features for objects larger than 20 μm . Analysis of particles in this size range is useful for the early detection of mechanical faults in diesel and turbine engines, turbochargers and gearboxes. This range of sizes is also relevant to particulate contamination levels in hydraulic and fuel systems. All particles bigger than 20 μm are sorted according to their typical shape into categories: (depending on the origin of their wear type) abrasive, sliding, fatigue, non-metallic and then are statistically evaluated. For individual particle types are stated quantities per 1 ml, average size, standard deviation and maximal diameter. The result is not only analysis of the quantity and size of the particles contained in the oil, but also analysis of abnormal abrasive wear particles and an overview of previous results related to the same equipment. This allows the gathering of data about oil condition, but above all also about wear mode and technical condition of the equipment, from which the oil sample was taken.



previous results related to the same equipment. This allows the gathering of data about oil condition, but above all also about wear mode and technical condition of the equipment, from which the oil sample was taken.

Figure 3 The LNF analysis process

3 RESULTS AND DISCUSSIONS

3.1 FTIR spectrometry

This method enabled monitoring of changes taking place in the oils due to the effects during operation. Such changes include, e.g., depletion of additives in engine oil: a significant absorbance decrease in the region about 960 cm^{-1} indicates depletion of lubrication-enhancing and anti-seizure additives (Fig. 4).

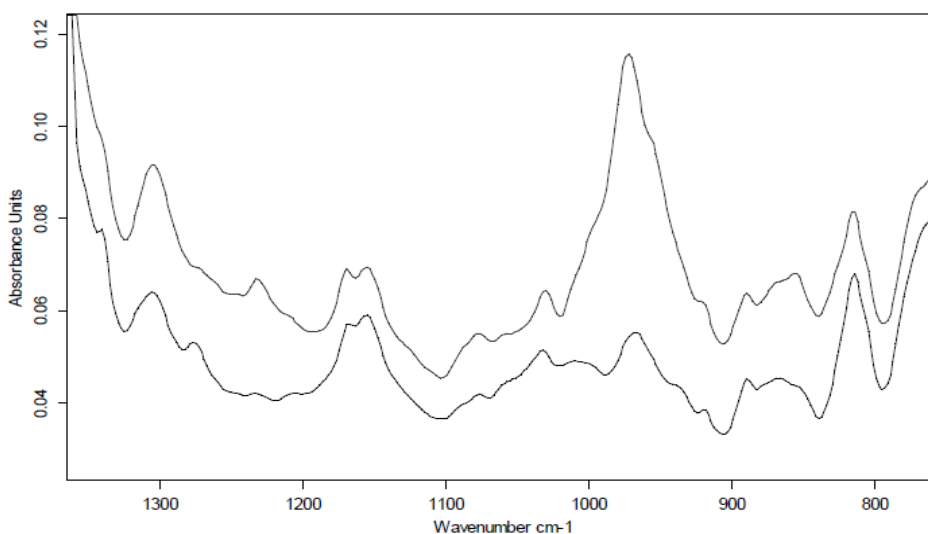


Figure 4 A part of FTIR spectrum of engine oil (tractor)
sample no. 1 – lower spectrum (worn away oil – 3 000 hours), sample no. 2 – upper spectrum (new oil)

3.2 Ferrography Wear Debris Analysis

Wear rate defined as a most important parameter for engine component. Figure 5 represents the type of material present in the oil; this can be found by wear particle atlas. Source of materials also designated with these illustrations like aluminium due to piston worn, chromium-piston rings, valve seats, copper-rolling element bearing, lead-plain bearing, nickel-valve seats, and silver due to fretting of joints, silver plated bearing surface. Wear of these particles occurs due to rubbing wear, cutting wear, rolling fatigue wear, combined rolling and sliding, and severe sliding wear. From the figure it is clear that lubricant after 1 000 engine hours of operation having less constituents than sample which collected after 2 000 and 3 000 engine hours. After this operation time lubricant needs to change.

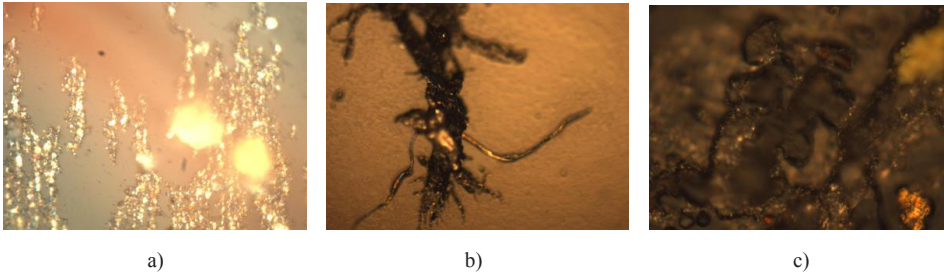


Figure 5 Ferrography wear Debris Analysis after (a) 1 000 engine hours, (b) 2 000 engine hours and (c) 3 000 engine hours

3.3 LaserNet Fines-C Particle Shape Classifier

The Figure 6 (a, b, c, d) showing the percentage of wear particles in the sample of oil during the period of operation, and new oil (a), 1 000 hours (b), 2000 (c) and 3 000 hours (d). From the figure and especially during the distribution of the total percentage of particles can be concluded that no significant change there. Greater variation is seen only in samples until 1 000 hours of operation.

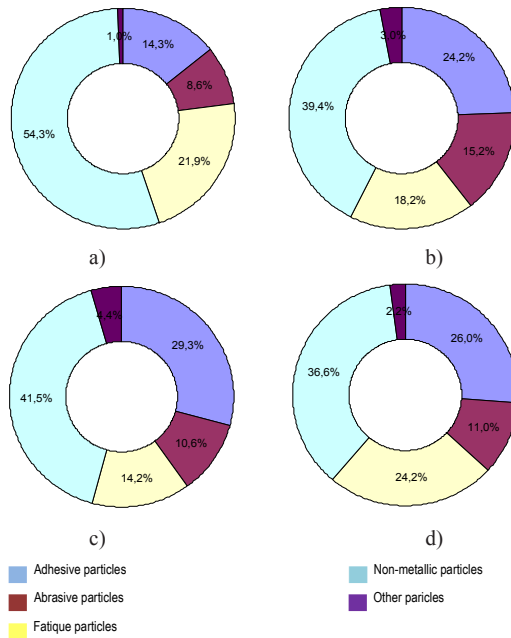


Figure 6 Percentage distribution of particles at the time of operation a) new oil, b) 1 000 engine hours, c) 2 000 engine hours, d) 3 000 engine hours

CONCLUSION AND RECOMMENDATION

A morphological feature of wear particles is an important quantitative aspect of wear particle image analysis. Wear measurement depends on tribological features at interspaces. Image analysis technique with microscopic is the best way to recognize the main cause of the particle generation. Contaminant added to the lubricant play an important role in wear processes. Hard particle accelerate the wear processes whereas soft particle decreases the wear rate. This technique is quiet useful to alerts an operator earlier than any other damage symptoms. A corrective action must be taken to overcome wear problems. Proper lubrication system is required to reduce friction at its minimum because insufficient lubrication generates high friction which increases further wear rate. High friction affects the component performance and it starts to consume more power for the same output. Periodically change of lubricating oil is suggested. It is highly recommended to change the oil immediately as soon as first wear particles is identified.

ACKNOWLEDGEMENTS

This article was created as a part of project VEGA No.1/0676/14 named „Technical and ecological research aimed at reducing the adverse effects of the operation of machinery on forest land and water“, by the Ministry of Education, Science, Research, and Sport of the Slovak Republic.

REFERENCES

- ALEŠ, Z., PEXA, M., PAVLU, J. 2012. Tribotechnical diagnostics of agricultural machines. 11th International Scientific Conference Engineering for Rural Development, Jelgava, LATVIA, p. 88–92. ISSN 1691-5976.
- EKANEM, E.J., LORI, J.A., THOMAS, S.A. 1997. The determination of wear metals in used lubricating oils by flame atomic absorption spectrometry using sulphanilic acid as ashing agent. *Talanta*, 44 (11), pp. 2103–2108. DOI: 10.1016/S0039-9140(97)00086-6
- GOLSHOKOUH, I., GOLSHOKOUH, M., ANI, F.N., KIANPOUR, E., SYAHRULLAIL, S. 2013. Investigation of Physical Properties for Jatropha Oil in Different Temperature as Lubricant Oil. *Life Science Journal* 10 (8s), p. 110–119. ISSN 1097-8135.
- GLOS, J., SEJKOROVÁ, M. 2012. Monitoring an Engine Condition based on Tribological Diagnostics in Military Vehicles. *Machines, Technologies, Materials*, no. 6, s. 7–10. ISSN 1313-0226.
- MACHALÍKOVÁ, J., SEJKOROVÁ, M., CHÝLKOVÁ, J., SCHMIDOVÁ, E. 2010. Application of tribodiagnostics in the maintenance of vehicles. 5th International Scientific Conference Theoretical and Practical Issues in Transport, Pardubice, s. 68–77.
- MAJDAN, R., TKÁČ, Z., KOSIBA, J., ABRAHÁM, R., JABLONICKÝ, J., HUJO, Ľ., MOJŽIŠ, M., ŠEVČÍK, P., RÁŠO, V. 2013. Evaluation of tractor biodegradable hydraulic fluids on the basis of hydraulic pump wear. *Research in agricultural engineering*. Vol. 59, (2013), pp. 75–82. ISSN 1212-9151.
- MARIENČÍK, J., TURIS, J., BEŇO, P. 2013. The Tribological Characteristics of the Sliding Bearing. *International Journal of Interdisciplinarity in Theory and Practice*. 2013/2, pp. 90–93. ISSN 2344-2409.

- MYSHKIN, N.K., GRIGORIEV, A.Y. 2008. Morphology: Texture, Shape, and Color of Friction Surfaces and Wear Debris in Tribodiagnostics Problems. *Journal of Friction and Wear* 29(3), pp. 192–199. ISSN 1068-3666. DOI: 10.3103/S1068366608030070.
- PERIĆ, S., NEDIĆ, B., TRIFKOVIĆ, D., VURUNA, M. 2013. An Experimental Study of the Tribological Characteristics of Engine and Gear Transmission Oils. *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 59(7–8), p. 443–450. ISSN 0039-2480. doi:10.5545/sv-jme.2012.870
- PODSIADLO, P., STACHOWIAK, G.W. 2005. Development of Advanced Quantitative Analysis Methods for Wear Particle Characterization and Classification to Aid Tribological Diagnosis. *Tribology International*, 38 (10), pp. 887–892. ISSN 0301-679X. Stachowiak G.P., STACHOWIAK G.W., PODSIADLO P. 2008. Automated classification of wear particles based on their surface texture and shape features. *Tribology International*, 41 (1), pp. 34–43. ISSN 0301-679X.
- TÓTH, F., RUSNÁK, J., KADNÁR, M., VÁLIKOVÁ, V. 2014. Study of tribological properties of chosen types of environmentally friendly oils in combined friction conditions. *Journal of Central European Agriculture* 15(1), p. 185–192. ISSN 1332-9049. DOI: 10.5513/JCEA01/15.1.1432.
- WRONA, M. 2010. The application of the computer image analysis in wear particle research. *Tribology – Reliability – Terotechnology – Diagnostics – Safety – Eco-engineering*. Polish Academy of Sciences, Vol. 45, 2(162), pp. 61–74.
www.oelcheck.de/download

Author`s adress:

doc. Ing. Marián Kučera, PhD.
Ing. Michaela Hnilicová
Technická univerzita vo Zvolene
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Študentská 26
960 53 Zvolen
marian.kucera@tuzvo.sk

Ing. Zdeněk Aleš, Ph.D.
Česká zemědělská univerzita v Praze
Technická fakulta
Katedra jakosti a spolehlivosti strojů,
Kamýcká 129
16521 Praha 6 – Suchbátka
ales@tf.czu.cz

PROGRAMOVATEĽNÝ AUTOMAT AKO RIADIACI SYSTÉM ROVINNÉHO MECHANIZMU S DVOMI STUPŇAMI VOĽNOSTI

PROGRAMMABLE CONTROLLER AS A CONTROL SYSTEM OF PLANAR MECHANISM WITH TWO DEGREES OF FREEDOM

Peter KOLEDA – Pavol KOLEDA – Ľubomír NAŠČÁK

ABSTRACT: The article deals with the issue of control system design for the planar mechanism with two degrees of freedom. Control system consists of programmable controller, that it is mentioned the possibility of two-dimensional trajectory interpolation using selected interpolation algorithm by. Simple example mentions the principle of position and speed control, whereby the opportunities of further research are suggested.

Keywords: Interpolation, programmable controller, trajectory

ABSTRAKT: Článok sa venuje problematike návrhu riadiaceho systému pre rovinný mechanizmus s dvomi stupňami voľnosti. Riadiaci systém je tvorený programovateľným automatom, pomocou ktorého je poukázané na možnosti interpolácie dvojrozmernej trajektórie podľa zvoleného interpoláčného algoritmu. Jednoduchý príklad ilustruje princíp riadenia polohy a rýchlosti. Záver príspevku naznačuje ďalšie možné možnosti výskumu v tejto oblasti.

Kľúčové slová: Interpolácia, programovateľný automat, trajektória

1 ÚVOD

Manipulátory, polohovacie a pohybové mechanizmy používané na premiestnenie a sledovanie definovanej trajektórie sa dnes už nezaobídu bez procesorového riadenia, ktorého nevyhnutnou súčasťou je zodpovedajúci počítačový softvér umožňujúci predspracovanie údajov o žiadanej trajektórii. Túto je potrebné interpolovať a nahradiť trajektóriu vhodnou pre riadiace algoritmy a parametrizáciu akčných veličín. Problémom môže byť výber vhodnej interpolačnej metódy a tiež výber zo značného rozsahu možností, ako žiadanú trajektóriu vytvoriť. Definujúcou podmienkou sú zväčša uzlové body, cez ktoré má interpolovaná trajektória prechádzať. Problematikou generovania a optimalizácie trajektórie pre mobilné zariadenia sa v súčasnosti zaoberá mnoho prác, ktoré si za cieľ kladú nájsť v definovanom priestore trajektóriu spĺňajúcu rôznorodé požiadavky. Medzi tieto požiadavky sa dá zahrnúť optimalizácia výslednej trajektórie, prekonanie a obídenie

prekážok v manipulačnom priestore alebo sledovanie pohyblivého cieľa a úprava výslednej trajektórie v reálnom čase (Yang, 2001). Konkrétny postup interpolácie a umiestnenia uzlových bodov závisia však na aplikácii, pre ktorú sa má zvoliť vhodná trajektória. Algoritmus riadenia robotického manipulátora s viacerými väzbami a stupňami voľnosti musí zahŕňať definovanie počiatočných stavov a stavov v časových okamihoch pre všetky väzby (Ramos, 2013). Riadiace systémy výrobných a manipulačných zariadení sú v prevažnej miere tvorené programovateľnými logickými počítačmi (PLC – programmable logic controller).

2 MATERIÁL A METÓDY

2.1 Interpolácia

Princípom interpolácie je náhrada všeobecnej funkcie inou funkciou tak, aby jej matematické vyjadrenie bolo jednoduchšie, a to najčastejšie z dôvodu jej jednoduchšieho použitia v interpolovanej podobe v rámci následných výpočtov. Ak všeobecná funkcia tvorí trajektóriu hmotného bodu v definovanom priestore, táto funkcia predstavuje požadovanú trajektóriu tohto bodu a interpolačná funkcia je trajektória vypočítaná niektorým z algoritmov interpolácie. Predpokladá sa, že počiatočný bod trajektórie je východiskovým bodom a konečný bod je cieľovým bodom, počiatočná a konečná rýchlosť sú nulové (Craig, 2005). Manipulátor tvorený viacerými väzbami musí mať interpoláciou zadané informácie o každej väzbe, ktorá sa v čase t dá vyjadriť ako

$$\mathbf{X}(t) = (\mathbf{x}_1(t), \mathbf{x}_2(t), \dots, \mathbf{x}_n(t)), \quad (1)$$

pričom

$$\mathbf{x}_i(t) = (p_i(t), v_i(t)), \quad (2)$$

kde $p_i(t)$ je poloha i -tej väzby a $v_i(t)$ je jej rýchlosť. Dá sa uvažovať aj so zrýchlením tejto väzby $a_i(t)$.

K najjednoduchším interpolačným metódam patrí lineárna interpolácia. Každá funkcia sa dá s väčšou alebo menšou presnosťou nahradiť lineárnymi úsekmi, ktoré sa buď spájajú v uzlových bodoch alebo lineárne úseky tvoria prvé derivácie v uzlových bodoch, príp. sa zvolí iné kritérium aproximácie funkcie. Trajektória, ktorá má tvar celej kružnice príp. jej časti, sa môže nahradiť rôznymi metódami. Tvar náhradnej trajektórie sa približuje ideálnej kružnici, a to až do takej miery, že táto trajektória sa môže pri dodržaní stanovenej kritérií považovať za kružnicu. Metódy kružnicovej interpolácie, ktoré sú založené na možnostiach jednoduchého analytického popisu kružnice, sú:

- pravouhlá interpolácia – kružnicovú trajektóriu tvoria lineárne pravouhlé úseky, ktorých dĺžka úzko súvisí s presnosťou tejto metódy,
- interpolácia s konštantnou dĺžkou kroku v jednej z osí – kružnicovú trajektóriu tvoria lineárne úseky, ich priemet do jednej z osí je konštantný, čo je podmienkou pre konštantnú rýchlosť premiestnenia manipulačného zariadenia v smere tejto osi,

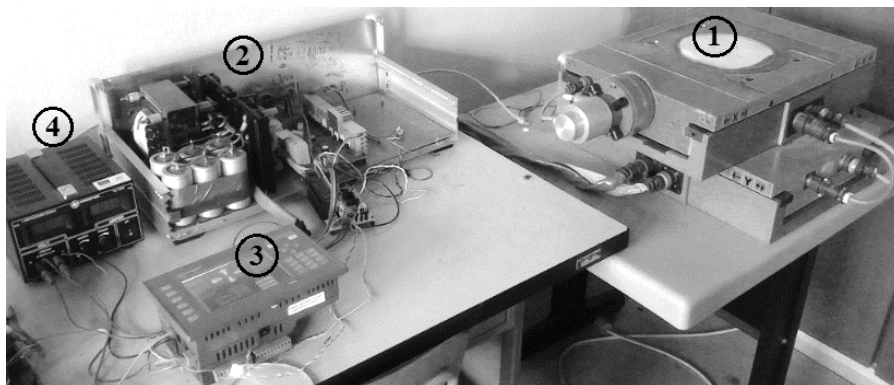
- interpolácia s maximálnou odchýlkou δ – trajektóriu tvoria lineárne úseky, určujúcou podmienkou pre jej výpočet je dodržanie maximálnej odchýlky.

Pre experimentálne overenie funkčnosti modelu rovinného manipulátora je zvolený algoritmus interpolácie lineárnej trajektórie pomocou pravouhlej metódy (Božek, 2011).

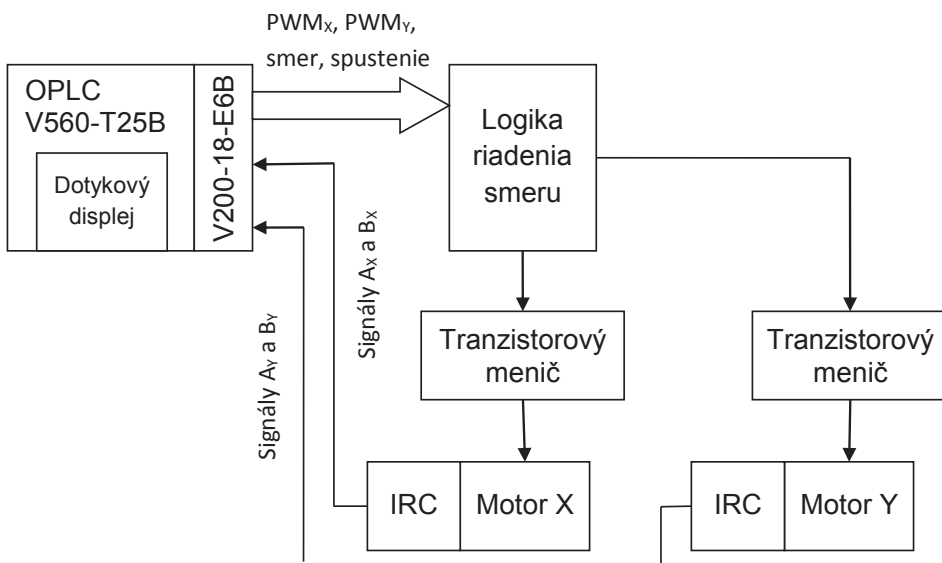
2.2 Použité zariadenia

Experimentálne pracovisko pre overovanie dvojrozmerných interpolačných algoritmov je zobrazené na obr. 1, jeho bloková schéma na obr. 2. Rovinný mechanizmus pozostáva z polohovacích blokov pre pohyb v smere osi x, resp. y umiestnených na sebe tak, že blok pre transláciu v smere osi y tvorí dolnú časť a pri pohybe unáša časť hornú. Translačný pohyb vytvárajú jednosmerné motory HSM60 spolu s príslušnými pružnými spojkami, pohybovými skrutkami a plochým vedením za pomoci radiálnych ložísk. Rotor servomotorov HSM60 je konštruovaný bez feromagnetických otáčavých častí a preto sa vyznačuje malou hmotnosťou a malým momentom zotrvačnosti. Napájacie napätie motora $U_N = 12$ V, otáčky $n_N = 5320$ min⁻¹ a výkon $P_N = 60$ W (Regulace – Automatizace Bor, 2014). Jedna strana hriadeľa motora je opatrená optoelektronickým inkrementálnym snímačom, ktorého rozlíšenie je 500 impulzov.ot⁻¹, pričom 1 otáčka zodpovedá prejdenej dráhe 10 mm.

Mechanická časť (translačné bloky s motormi) je prepojená s riadiacim systémom konektormi umiestnenými na základnom ráme. Pomocou konektorov je realizované aj prepojenie napájacích obvodov snímačov a motorov a tiež obvodov výstupných signálov snímačov horného translačného bloku s dolným. Riadiaci systém je tvorený OPLC (Operator panel & Programmable Logic Controller) so zabudovaným HMI panelom obsahujúcim grafický LCD displej a funkčné klávesy, ktoré sa používajú pre zadávanie alebo zmenu systémových dát. K zadnej časti OPLC je pripojený expanzný modul Snap-in I/O Module V200-18-E6B. Tento modul obsahuje 18 izolovaných digitálnych vstupov typu pnp/npn, 15 izolovaných reléových výstupov, 2 izolované pnp/npn tranzistorové výstupy, 4 vysokorychlostné vstupy, 5 analógových vstupov a 2 oddelené analógové výstupy.

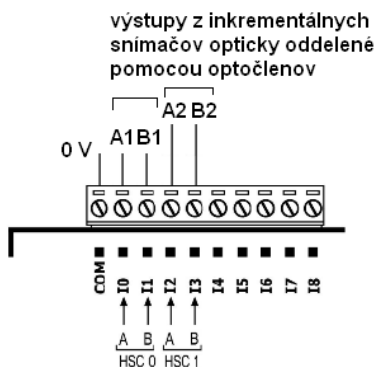


Obrázok 1 Experimentálne pracovisko: 1 – riadený systém, 2 – výkonová elektronika, 3 – programovateľný logický automat, 4 – stabilizovaný zdroj



Obrázok 2 Bloková schéma riadiaceho systému rovinného manipulátora

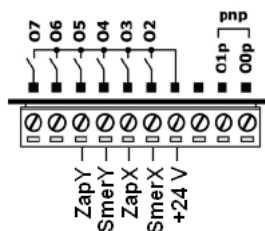
Výstupné signály z inkrementálnych snímačov sú opticky oddelené od vstupov OPLC pomocou optočlenov LTV847. OPLC má implementovanú funkciu štyroch vysokorýchlostných čítačov priradenú k digitálnym vstupom I0 až I3. Dvojice vstupov I0, I1 a I2, I3 sa dajú použiť ako enkóder signálov z inkrementálnych snímačov (obr. 3). Hodnota čítača sa inkrementuje alebo dekrementuje podľa smeru otáčania hriadeľa snímača. Pre smer v osi X je použitý vysokorýchlostný čítač HSC0 (High Speed Counter) a pre smer v osi Y vysokorýchlostný čítač HSC1.



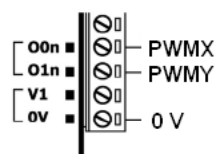
Obrázok 3 Schéma pripojenia vstupov OPLC

Pre výber smeru a privedenie impulzov na hradlo MOSFET tranzistora boli použité obvody 74ls157 s funkciou multiplexora. OPLC má dva vysokorýchlostné výstupy, preto pre riadenie dvoch motorov v dvoch smeroch je potrebné použiť obvod, ktorým sa bude vhodne voliť dvojica riadených tranzistorov v H-moste pre príslušný motor. Reléové výstupy O2 až O5 sú použité pre voľbu smeru a zapnutie obvodu 74ls157 (signál STROBE). Voľba smeru je realizovaná logickým stavom signálu „Smer – X“, príp. Y (O2 a O4). Logická úroveň 0 je jeden smer otáčania a logická úroveň 1 je opačný smer otáčania. Samotné spustenie chodu sa vykoná zapnutím výstupov O3 pre smer X a O5 pre smer Y. Reléové výstupy sú opticky oddelené od logických obvodov s 5 V-ovou logikou. Na obr. 4 je schéma zapojenie reléových výstupov OPLC.

Vysokorýchlostné tranzistorové výstupy OPLC sú použité na generovanie impulzov s premenlivou šírkou. OPLC má dva typy takýchto výstupov: npn a pnp. Kvôli vyššej frekvencii impulzov (do 50 kHz) boli použité výstupy v konfigurácii npn (sink). Tieto výstupy sú tiež opticky oddelené od elektronických obvodov s 5 V logikou. Na výstup je pripojená katóda optočlenu, ktorá sa pri generovaní impulzov pripája na zem. Na obr. 5 je schéma pripojenia tranzistorových výstupov OPLC.



Obrázok 4 Schéma zapojenia reléových výstupov OPLC

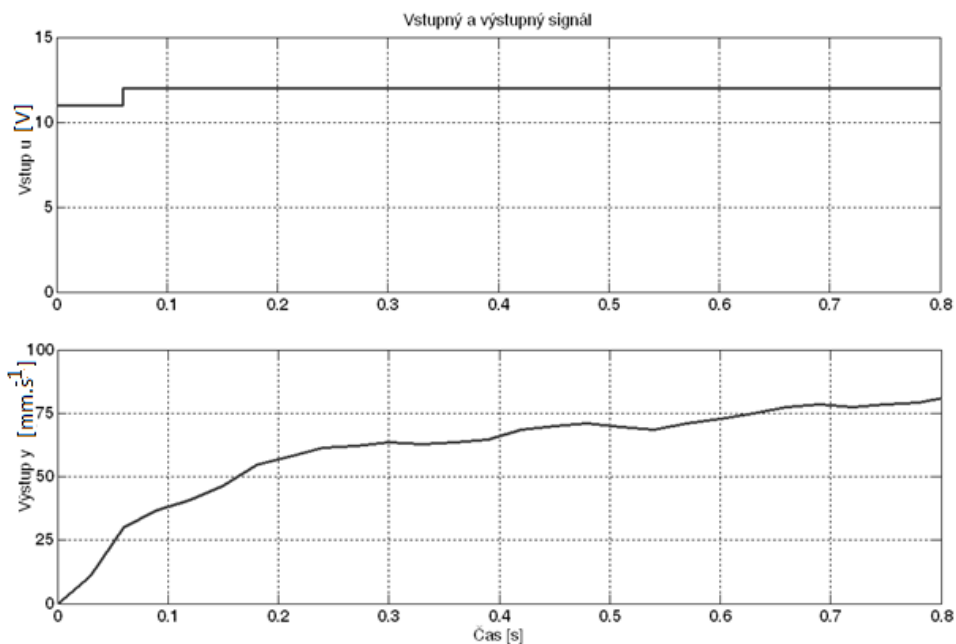


Obrázok 5 Schéma pripojenia tranzistorových výstupov OPLC

2.3 Návrh regulátora

Pre definovaný systém s možnosťou riadenej zmeny vstupnej veličiny a pri snímaní výstupnej veličiny, sa deterministickou metódou identifikácie získala časová charakteristika, ktorá popisuje odozvu systému na zmenu vstupnej veličiny. Pre rýchlostný systém bude výstupnou veličinou rýchlosť ako zmena polohy za časový interval. Ak je rýchlostný systém riadený zmenou napájacieho napätia na svorkách vinutia jednosmerného motora pomocou Hmostu, bude vstupnou veličinou toto riadené napätie. Keďže H-most predstavuje výkonový stupeň pri riadení rýchlosti, môže sa vstupná veličina chápať aj ako stredné napätie PWM alebo priamo napätie objavujúce sa na svorkách, ku ktorým je pripojené vinutie jednosmerného motora, a ktoré zodpovedá plneniu PWM. Pri 100 % plnení bude napätie na svorkách najväčšie.

Skokovou zmenou napätia na svorkách JM sa získala charakteristika zobrazená na obr. 6.



Obrázok 6 Charakteristika rýchlosti (výstup $y(t)$) pri skokovej zmene napájacieho napätia (vstup $u(t)$)

Snímanou veličinou je zmena polohy, ktorá, ak sa vzťahuje k príslušnému časovému intervalu, získa sa zmena polohy Δs za časový interval Δt , čiže rýchlosť premiestnenia. Identifikáciou v softvérovom balíku Matlab získaných vstupných a výstupných vzorkovaných signálov so vzorkovacou frekvenciou T_v , sa odvodil systém s prechodovou charakteristikou popísanou prenosom systému 1. rádu:

$$F(s) = \frac{K}{1 + sT}. \quad (3)$$

Pri tvorbe modelu sa môže ponechať výpočet parametrov K a T na algoritme identifikácie alebo sa môžu jedna alebo obidve hodnoty zvoliť ako známe, pričom ostatné sa dopočítajú.

Vychádzajúc z vypočítaných parametrov prenosu počas identifikácie pre systémy 1. rádu sú metódy identifikácie prenosu nastavené nasledovne:

a) K a T sú označené ako neznáme parametre (obr. 7):

$$F_{K,T}(s) = \frac{6,337}{1 + 0,159s}, \quad (4)$$

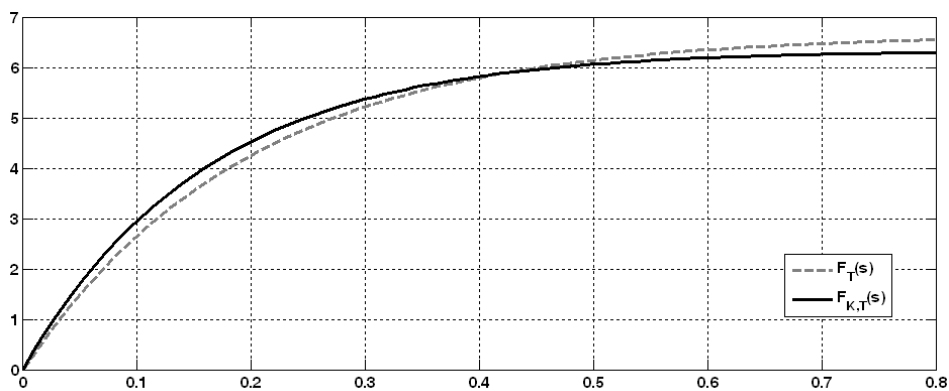
b) $K = 6,66$, T je označené ako neznáme (obr. 7):

$$F_T(s) = \frac{6,66}{1 + 0,196s}, \quad (5)$$

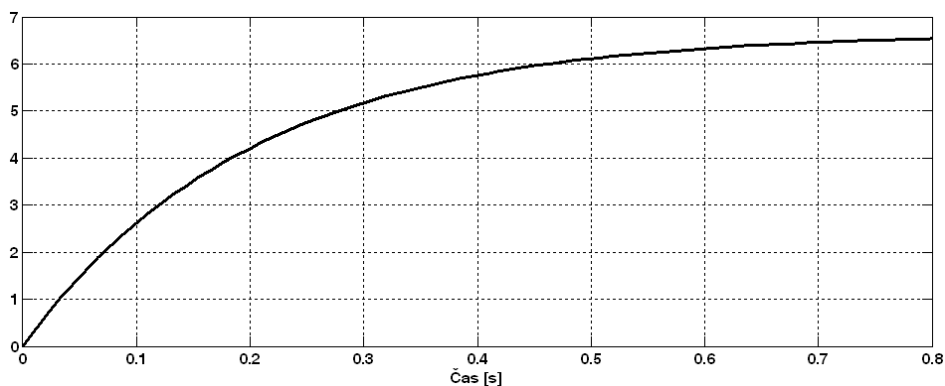
c) $K = 6,66$, $T = 0,16$ sekundy (obr. 8):

$$F(s) = \frac{6,66}{1 + 0,16s}. \quad (6)$$

Pre všetky tri prípady je prenos systému zvolený ako prenos 1. rádu.



Obrázok 7 Prechodové charakteristiky pre systémy s prenosom $F_{K,T}$ a F_T



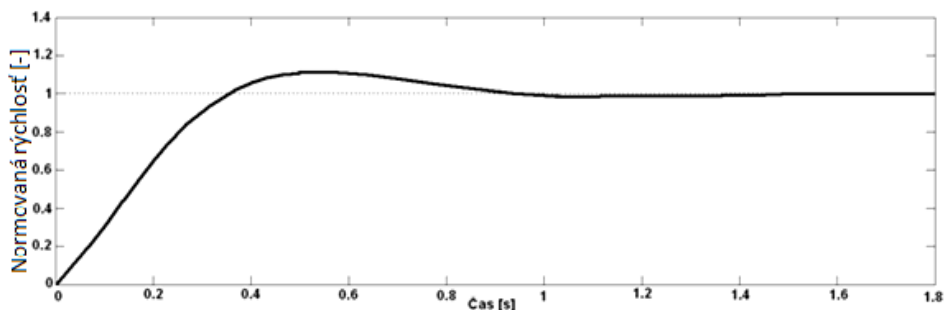
Obrázok 8 Prechodová charakteristika pre systém s prenosom F

Prenosy F_T a F (obr. 7 a 8) sú takmer zhodné, pretože pre prenos F algoritmus identifikácie nedopočítaval žiadny z parametrov prenosu a pre prenos F_T je dopočítavaný len parameter časovej konštanty T .

Prenos sústavy sa uvažuje v tvare (6). Pre takýto prenos je zvolená v softvérovom balíku programu Matlab metóda návrhu regulátora „PID optimalizácia“ so špecifikáciou pre robustnú časovú odozvu. Vypočítaný prenos regulátora je určený vzťahom

$$R(s) = 1,2046 \frac{1 + 0,059s}{s}. \quad (7)$$

Na obr. 9 je znázornený prenos uzatvoreného regulačného obvodu pre vypočítaný regulátor.

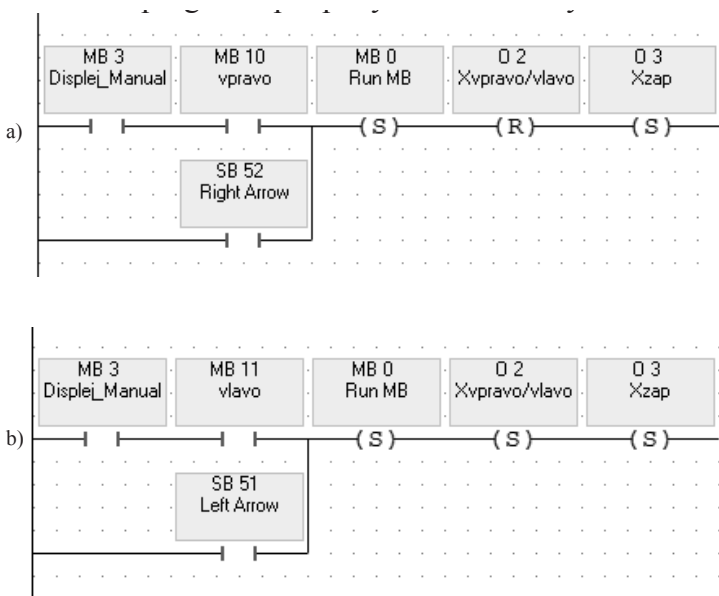


Obrázok 9 Prenos uzatvoreného regulačného obvodu

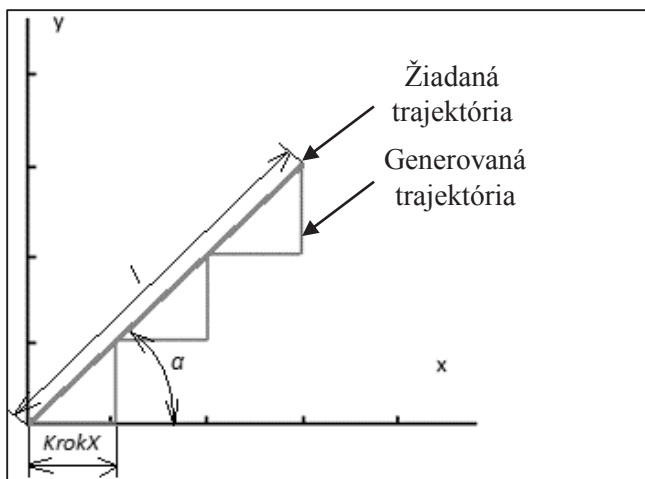
3 VÝSLEDKY A DISKUSIA

Navrhnutý polohovací systém je možné použiť na generovanie dvojrozmernej trajektórie, pričom riadiaci program je vytvorený pomocou ladder diagramu. Cieľom experimentu je poukázať na princíp tvorby takéhoto programu pomocou jednoduchého a názorného príkladu pre pravouhlú interpoláciu s konštantným krokom v jednej osi. Na obr. 10 je zobrazená časť riadiaceho programu pre pohyb v smere x a y .

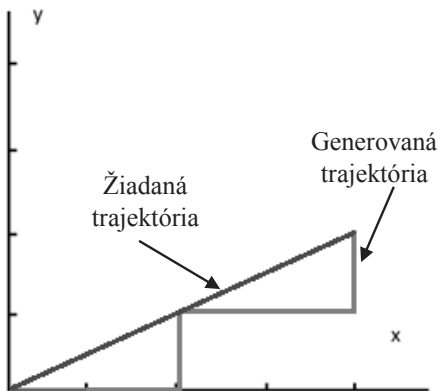
V prípade generovania trajektórie podľa zadaných parametrov je potrebné zvoliť veľkosť kroku v osi x $KrokX$ a osi y $KrokY$ v milimetroch (10 mm = 1800 impulzov v spätnej väzbe). Po zadaní hodnôt sa tieto hodnoty prepočítajú na impulzy a uložia sa do registrov pre inštrukciu porovnávania s aktuálnou hodnotou. Ak aktuálne impulzy v osi x sú menšie ako zadané, manipulátor vykoná pohyb smerom vpravo, až kým aktuálne impulzy nepresiahnu hodnotu žiadanú, kedy sa manipulátor zastaví. Keď sa tento pohyb vykoná, podobný algoritmus sa použije na generovanie pohybu v smere osi y . Takýto postup sa opakuje až do dosiahnutia koncového bodu celej trajektórie.



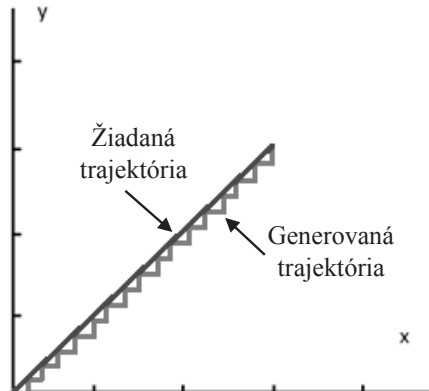
Obrázok 10 Náhľad programu pre spustenie smeru vpravo/vľavo v osi X
 a) program pre pohyb v vpravo X+, b) program pre pohyb vľavo X-



Obrázok 11 Trajektória manipulátora pri pravouhлом riadení zobrazená na obrazovke OPLC, dĺžka $l = 42$ mm, uhol $\alpha = 45^\circ$, veľkosť kroku $x = 10$ mm



Obrázok 12 Trajektória manipulátora, dĺžka $l = 45$ mm, uhol $\alpha = 30^\circ$, veľkosť kroku $x = 20$ mm



Obrázok 13 Trajektória manipulátora, dĺžka $l = 45$ mm, uhol $\alpha = 45^\circ$, veľkosť kroku $x = 2$ mm

3 ZÁVER

Navrhnutý riadiaci systém rovinného mechanizmu s dvomi stupňami voľnosti umožňuje testovanie interpolačných algoritmov podľa požiadaviek programátora. Inštrukcie programovacieho prostredia determinujú použiteľné metódy interpolácie (najmä v ladder diagrame), iný spôsob tvorby programu (napr. blokové programovanie) môže zabezpečiť väčšiu variabilitu v selekcii tejto metódy. Zahnutie integračnej zložky regulátora do procesu riadenia je značne citlivé na komplexnú destabilizáciu systému.

Pri manuálnom ovládaní manipulátora pomocou tlačidiel sa manipulátor ovláda len stlačením tlačidiel „šípky“ a zastaví sa stlačením tlačidla „stop“ na obrazovke. Ak sa manipulátor riadi pomocou pravouhlej interpolácie, dĺžka kroku x môže byť 0,02 až 60 mm a uhol sklonu α 1 až 90° . Pri dĺžke kroku $x = 0,05$ mm sa odchýlka generovanej dĺžky trajektórie pohybovala v intervale $\pm 0,5$ mm. Uvedené limitné hodnoty boli stanovené na základe testovania mechanizmu. V moderných polohovacích systémoch výrobných zariadení sa často využíva bezkontaktné snímanie polohy a rýchlosti pomocou optoelektronických snímačov, príp. pomocou kamerového systému snímajúceho výz-namný bod umiestnený na konci pohyblivej časti manipulátora. V takomto prípade je výhodné použiť niektorú z metód identifikácie obrazu v reálnom čase v nadradenom riadiacom systéme komunikujúcom s programovateľným automatom (Hrčková, 2009). Experimentálne overenie jednoduchšej metódy interpolácie otvára možnosti jej rozšírenia a naznačuje postup pri použití iných metód, ktoré sú však náročnejšie z programátorského hľadiska. Odchýlky v generovanej trajektórii zapríčiňujú najmä mechanický prevod, kde vzniká chyba hysterézou.

LITERATÚRA

BOŽEK P. et al. 2011. Špecializované robotické systémy. Ostrava: Ámos, 2011. 224 s. ISBN 978-80-904766-3-9

- CRAIG J. J., 2005. Introduction to Robotics: Mechanics and Control. Pearson Education, Inc., 400 s. ISBN 9780201543612
- HRČKOVÁ, M.; ŠURIANSKY, J. 2009. Simulácia modelov na rozpoznávanie objektov v špeciálnych obrazoch. Acta Facultatis Technicae, XIV, TU Zvolen 2009, str. 67 – 76, ISSN 1336-4472.
- RAMOS F. et al. 2013. Time-Optimal Online Trajectory Generation for Robotic Manipulators. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Institute for Dynamic Systems and Control
- REGULACE – AUTOMATIZACE BOR, spol. s r. o. Katalog výrobků: Stejnoseměrné servomotory HSM [online]. [cit. apríl 2014]. Dostupné na internete: <http://www.regulace.cz/DOWNLOADS/PDF/kl_hsm_60.pdf>.
- UNITRONICS: VISION OPLC V560-T25B: technická dokumentácia [online]. Unitronics, aktualizované júl 2012. [cit. február 2014]. Dostupné na internete: <http://www.unitronics.com/Downloads/Support/Technical%20Library/Vision%20Hardware/Vision500%20-%20Specifications/V560-T25B_TECH-SPEC_08-10.pdf>.
- UNITRONICS: SNAP-IN I/O MODULE V200-18-E6B: technická dokumentácia [online]. Unitronics, aktualizované júl 2012. [cit. február 2014]. Dostupné na internete: <http://www.unitronics.com/Downloads/Support/Technical%20Library/Vision%20Hardware/Snap-in%20IO%20Modules%20-%20Specifications/V200-18-E6B_SPEC_06-08.pdf>.
- YANG, S. X. – MENG, M. 2001. Neural Network Approaches to Dynamic Collision-Free Trajectory Generation. IEEE Transaction on Systems, Man, and Cybernetics – part B: Cybernetics. Roč. 31, zv. 3, s. 302–318. ISSN 1083-4419

Kontaktná adresa:

Ing. Peter Koleda, PhD.
Katedra riadenia strojov a automatizačnej techniky
Fakulty environmentálnej a výrobnjej techniky
Technickej univerzity vo Zvolene
Študentská 26, Zvolen
Slovenská republika
email: peter.koleda@tuzvo.sk

ANALÝZA INTENZITY PORÚCH LESNÝCH ŤAŽBOVÝCH STROJOV POMOCOU METÓDY FMEA

THE ANALYSES OF FAILURE INTENSITY OF THE FOREST FELLING MASCHINES BY THE METHOD FMEA

Ján KOVÁČ

ABSTRACT: A high requirement of the care and treatment is closely related to requirements for quality and reliability forestry machines and technological equipment. The paper deals with the analysis of one operational reliability parameter of observed forest felling machines. It analyses the failure intensity of harvesters and by John Deere, by the FMEA method. The paper reflects the problems of present forestry connected to reliability of used machines. The failure intensity shows the way of failure appearance of individual observed machines.

Key words: failure intensity, harvester, FMEA method, failure of machines

ABSTRAKT: Vysoké požiadavky na starostlivosť a spracovanie úzko súvisia s požiadavkami na kvalitu a spoľahlivosť lesníckych strojov a technologického vybavenia. Článok sa zaoberá analýzou jedného ukazovateľa prevádzkovej spoľahlivosti pozorovaných lesných ťažbových strojov. Analyzuje intenzitu porúch harvesterov John Deere pomocou metódy FMEA. Článok reflektuje problémy súčasného lesníctva spojené so spoľahlivosťou používaných strojov. Intenzita porúch udáva trend vývoja poruchovosti jednotlivých skúmaných strojov.

Kľúčové slová: intenzita porúch, harvester, metóda FMEA, poruchy strojov

1. ÚVOD

V posledných rokoch zaznamenalo lesníctvo na Slovensku veľmi rýchly trend vývoja po všetkých jeho stránkach. So zvyšujúcimi sa nárokmi na kvalitu starostlivosti v lesníctve sa neustále kladie dôraz na kvalitu a spoľahlivosť lesníckych strojov a technologického vybavenia. V súčasnosti je lesné hospodárstvo založené na širokom využívaní lesníckych strojov a zariadení.

Vysoké požiadavky na starostlivosť a spracovanie úzko súvisia s požiadavkami na kvalitu a spoľahlivosť lesníckych strojov a technologického vybavenia. A tie zas úzko súvisia so starostlivosťou o dané zariadenia. Starostlivosť o zariadenia používané v lesnom hospodárstve sa skladá z každodennej obsluhy, ošetrovania a dozoru nad ich chodom, z činnosti, zameranej na uvedenie nového zariadenia do prevádzky, na odstraňovanie po-

rúch a závad, na zlepšenie technického stavu, na technickú modernizáciu, na uloženie, konzervovanie dočasne vyradených lesníckych strojov a technologických zariadení a na likvidáciu vyradených a nakoniec aj o náhradu vyradených lesníckych strojov a technologických zariadení novými. Súčasný i perspektívny stupeň mechanizácie a automatizácie produkcie v lesnom hospodárstve, ako aj tendencie rastu výkonnosti lesníckej techniky, nastoľujú ako jednu z prvoradých úloh zabezpečenie jej prevádzkovej spoľahlivosti (DVOŘÁK, J., MALÍK, V. 2007).

Hlavným obsahom článku je vymedzenie problematiky prevádzkovej spoľahlivosti lesných ťažbových strojov vzhľadom na to, že je toto veľmi dôležité pre kvalitné a hospodárne fungovanie prevádzok údržby a diagnostiky.

1.1 Metódy analýzy spoľahlivosti

Problematika analýz a manažmentu rizík technických zariadení a nimi realizovaných procesov, ako aj otázky zaisťovania a preukazovania ich bezpečnosti sú čoraz viac zdôrazňovanou zložkou systému zabezpečovania kvality výrobkov a realizovaných technológií. Pre efektívnu realizáciu v článku naznačených postupov je nutné naplniť tieto základné predpoklady: manažérske zaistenie (určenie zdrojov, vymedzenie právomocí, osobná zodpovednosť, technické zabezpečenie a pod.), realizáciu analýz a hodnotenie rizík uskutočňovať v rámci tímovej činnosti a využívanie dostupnej počítačovej podpory aplikovaním vhodného softwaru (ARTEMIEV, J.N., HRUBEC, J. 1984).

Hodnotením, posudzovaním a znížením rizika sa zaoberá manažment rizika alebo manažerstvo rizika, ktorého hlavnou úlohou je eliminácia rizika na maximálne prípustnú hranicu (HRUBEC, J. 2001).

Vo vzťahu k analýze rizík sa posudzujú tieto skupiny metód:

- **induktívne** (ETA, MA),
- **deduktívne** (FTA, FMEA, FMECA).
Ďalej sa dajú členiť na metódy:
- **kvalitatívne** (FMEA, FMECA, FTA),
- **kvantitatívne** (Markovove modely, Metódy blokových schém, Štatistické modelovanie).

Induktívne metódy (*metódy ex ante*) umožňujú predvídať možné ohrozenie chráneného záujmu, pričom sa analyzujú okolnosti, ktoré by ohrozenie mohli zapríčiniť. Pomocou týchto metód môžeme vyhodnotiť predpokladaný (očakávaný, pravdepodobný) počet udalostí, odhadnúť ich možné následky a prijať vhodné preventívne opatrenia. Induktívne metódy spravidla využívajú: *pravdepodobnostné modely* a *expertné odhady*.

Pravdepodobnostné modely pracujú s rizikom ako s rýdzo pravdepodobnostnou veličinou. Tento prístup je založený na tom, že sa daný jav vyskytuje s určitou pravdepodobnosťou, ktorú je možné určiť na základe určitých štatistických veličín (napr. počet výskytov danej skupiny javov, dĺžky sledovaného obdobia a pod.).

Uplatnenie týchto modelov v bezpečnostnej praxi je však veľmi zložitý, pretože často chýbajú všetky štatistické údaje, na základe ktorých by sa mohli stanoviť parametre pravdepodobnostných vzťahov. Okrem toho sa niekedy jedná aj o javy a udalosti, ktoré sa doposiaľ neobjavili. Korektné využitie týchto modelov je tiež možné len v prípadoch,

keď sa podmienky a predpoklady daných javov v čase zásadne nemenia. A v sociálnom prostredí sú východiskové podmienky vzniku relevantných udalostí veľmi premenlivé.

Expertné odhady využívajú priame, formalizovaným výpočtom spravidla priamo nepodložené vyjadrenie výskytu rizikového javu alebo ohrozenia, stanovenie jeho veľkosti alebo významnosti.

Deduktívne metódy (*metódy ex post*) sú založené na analýze udalostí, ktoré už vznikli, hľadani a objasnení ich príčin a súvislosti medzi týmito príčinami. Ich význam spočíva v tom, že umožňujú zostaviť typové scenáre vzniku a prejavov rizík rôznej povahy a sú zdrojom inovácie procesov bezpečnostného manažmentu.

Kvantitatívne metódy využívajú numerické ohodnotenie bezpečnostných rizík vyjadrením ich pravdepodobnosti, početnosti, vierohodnosti, potenciálu, dôsledkov a pod. Tieto metódy sa dajú použiť predovšetkým v tých prípadoch, ak je dostatok relevantných údajov, ktoré sa dajú hodnotiť štatisticky. Kvantitatívne metódy hodnotenia miery rizika využívajú dva základné prvky: *pravdepodobnosť* (početnosť) vzniku negatívneho javu (negatívnej udalosti) a *dôsledky* (škody, straty), ktoré takúto udalosť sprevádzajú, alebo sú ňou spôsobované. Kvantitatívne metódy potom využívajú na ohodnotenie miery rizika súččin (MOUBRAY, J. 1997):

$$R = P \times D \tag{1}$$

kde: R je miera rizika,

P je pravdepodobnosť bezpečnostného rizika,

D je dôsledok bezpečnostného rizika.

Kvalitatívne metódy využívajú expertné ohodnocovanie. Tieto sa využívajú v prípadoch, ak chýbajú alebo sú ťažko vyjadriteľné číselné hodnoty (údaje) pre kvantitatívne ohodnotenie rizika. Pomocou týchto metód sa dá hodnotiť riziko napr. ako prijateľné alebo neprijateľné, malé, nízke, stredné a pod. Takéto ohodnotenie jednotlivých udalostí využíva **subjektívnu pravdepodobnosť**, ktorá vyjadruje mieru osobného presvedčenia o výskyte posudzovaného javu (udalosti) v závislosti na definovaných faktoroch. Slovná deskripcia pravdepodobnosti je pre väčšinu užívateľov zrozumiteľnejšia a intuitívne prijateľnejšia. Medzi číselnými hodnotami a slovným popisom existuje vzájomná korešpondencia, ktorá však nie je záväznou normou a každý užívateľ ju môže interpretovať podľa vlastných preferencií.

Stručná charakteristika vybraných metód a postupov (MYKISKA, 2006):

Analýza druhov porúch a ich dôsledkov (FMEA) je kvantitatívna metóda analýzy bezporuchovosti s indukčným prístupom, jej obsahom je štúdium potenciálne možných druhov porúch (napr. materiálov, súčiastok, zariadení), ktoré môžu existovať v každej časti systému, a určovanie vyhodnocovanie možných dôsledkov každého druhu na najbližšiu funkčnú vyššiu úroveň systému. Opakovanie tohto postupu vedie k eventuálnemu zisteniu všetkých jednotlivých možných druhov porúch systému. Je použiteľná pre analýzu systémov až z niekoľko tisíc prvkov (súčiastok), neumožňuje spracovať zálohované štruktúry, kombinácie a závislosti udalostí ani komplexné stratégie údržby.

Analýza druhov, dôsledkov a kritickosti porúch (FMECA) je analýza potenciálne možných druhov a dôsledkov porúch s uvažovaním pravdepodobnosti ich výskytu a usporiadaním podľa stupňa závažnosti porúch; závažnosť dôsledkov je posudzovaná podľa špe-

cifikovanej stupnice. FMECA je rozšírená metóda FMEA, ktorá ju spravidla predchádza. Používateľnosť metódy je obdobná ako pri metóde FMEA.

Analýza stromu porúch (FTA) je deduktívna analýza vytváraná do tvaru stromu porúch na určenie druhov porúch častí systému alebo vnútorných javov alebo ich kombinácií, ktoré by mohli viesť k stanovenému druhu poruchy systému. Po vymedzení tzv. vrcholovú udalosť (napr. kritická porucha systému) sa zisťujú všetky možné príčiny alebo druhy porúch na najbližšiu nižšiu funkčnú úroveň systému. Takto sa postupuje až na požadovanú najnižšiu úroveň systému, kedy príčinami sú obvykle druhy porúch súčiastok. Výsledky analýzy sa zobrazujú ako strom porúch, ktorý potom môže byť základom kvantitatívnej analýzy. Je použiteľná pre analýzu systémov až s niekoľkými tisíckami prvkov (súčiastok), umožňuje spracovať i zálohované štruktúry, čiastočne i kombinácie a závislosti udalostí, neumožňuje spracovať komplexnú stratégiu údržby.

Analýza stromu udalostí (ETA) je kombinovaná indukzívno-deduktívna analýza s výraznejším uplatnením indukzívneho prístupu: vychádza sa zo štúdia možných stavov súčastí alebo ich počiatočných udalostí a ich účinkov na analyzovanú nežiadúcu udalosť systému, výsledok sa zobrazuje pomocou stromu udalostí. Na kvalitatívnu časť analýzy nadväzuje kvantitatívna analýza, pokiaľ možno všetkým možným stavom priradiť pravdepodobnosti ich nastatia. Používa sa v kombinácii s metódou FTA: metóda FTA sa používa pri analýze príčin a ETA pri analýze následkov východzej udalosti. Je použiteľná pre analýzu systémov s počtom prvkov len do niekoľko desiatok (cca do 50), umožňuje spracovávať zálohované štruktúry, neumožňuje spracovávať komplexné stratégie údržby.

Markovova analýza (MA) je prevažne indukzívna metóda založená na teórii Markovových reťazcov. Vyhodnocujú sa pravdepodobnosti, že prvky systému sú v určitom stave alebo že nastanú určité udalosti v špecifikovaných časových bodoch (príp. intervaloch). Na začiatku musia byť definované stavy, ktoré sú predmetom záujmu a pravdepodobnosti prechodu z jedného stavu do iného (intenzity porúch alebo intenzity opráv prvkov, intenzity udalostí apod., o nich sa väčšinou predpokladá, že sú konštantné, t.j. nezávislé na čase, resp. všeobecne na predchádzajúcej histórii). Kvantitatívna časť analýzy vyžaduje určenie všetkých možných stavov systému, znázornené diagramom stavových prechodov. Pravdepodobnosti prechodov a spôsobov vzájomných vzťahov medzi stavmi umožňuje zostaviť maticu prechodov ako matematický model pre výpočty pravdepodobnosti bezporuchovej prevádzky, súčinitele pohotovosti, prípadne ďalšie ukazovatele systému. Metóda je vhodná pre vyhodnotenie funkčne zložitých systémov s počtom prvkov rádovo do 100, umožňuje spracovávať zálohované štruktúry, kombinácie a závislosti udalostí a zložité stratégie opráv a údržby.

2 MATERIÁL A METÓDY

Pomocou pozorovania sledovaných objektov, dostupného softwarového vybavenia a štatistických metód boli dosiahnuté výsledky, ktoré vedú k uspokojeniu potrieb daného výrobku a podniku a zefektívneniu využívania pozorovaných zariadení v prevádzkových podmienkach.

Metodika vychádza z pozorovania, zápisu a vyhodnotenia prevádzkových parametrov sledovaných strojov. V práci boli taktiež využité slovenské technické normy.

Materiál použitý v článku možno rozdeliť nasledovne:

- | | |
|--|--|
| a) <i>pozorované objekty:</i> | 3 ks harvestory John Deere |
| b) <i>charakteristika pozorovaných strojov</i> | (Tabuľka 1) v zmysle STN 01 0606
(<i>Spoľahlivosť v technike, postup nomenklatúry normovaných ukazovateľov spoľahlivosti</i>) |
| c) <i>skúšobný plán:</i> | [n, R, t] |
| d) <i>metóda analýzy spoľahlivosti</i> | FMEA |
| e) <i>softwarové vybavenie:</i> | MS Office |

Tabuľka 1 Charakteristika posudzovaných strojov v zmysle STN 01 0606

Harvester 1070D	
Trieda výrobku	kód: 3 (obnovované výrobky)
Časový režim prevádzky	obecný
Následky poruchy – skupina spoľahlivosti	II. (materiálna škoda z nesplnenej úlohy alebo prestoja zrovnateľná s hodnotou výrobku)
Zásada obmedzenia doby používania	plánované

Analýza spôsobov a dôsledkov porúch (FMEA) bola vypracovaná v zmysle STN 01 0675 (STN IEC 60812) – *Metódy analýzy spoľahlivosti systému, postup analýzy spôsobov a dôsledkov porúch (FMEA)*.

Metóda *FMEA - konštrukcie* bola aplikovaná pre všetky poruchy (*dvojstavový poruchový model*), pri ktorých nastala opakovateľnosť viac ako jeden raz. Metóda FMEA sa uskutočnila postupným systematickým vyplňovaním formuláru FMEA pre konštrukciu pozorovaného druhu stroja.

Pri rozhodovaní o rozsahu a spôsobe aplikácie FMEA v konkrétnom systéme a na konkrétnom prvku bolo nutné uvažovať, pre ktoré špecifické účely sa metóda má použiť. Bolo potrebné zvážiť aj požadovaný stupeň poznania nežiaducich javov, porúch a ich dôsledkov. Na základe týchto úvah bolo možné rozhodnúť o hĺbke analýzy na konkrétnej úrovni systému (systém, podsystem, diel, prvok).

Výsledky a vyhodnotenie je možné rozdeliť do troch oblastí. Prvá oblasť je prevádzková spoľahlivosť lesných ťažbových strojov. Druhá časť je orientovaná na implementáciu metódy FMEA pre harvestory v spoločnosti *Lesy SR, š.p., OZLT Banská Bystrica*.

Údaje pre vypracovanie článku boli získané v reálnych prevádzkových podmienkach *Lesov SR* v období marec 2005 – december 2010. Prvotná informácia bola dosiahnutá podľa skúšobného plánu [n, R, t].

Pre každý pozorovaný stroj bola vyhotovená *Karta stroja* s dostupnými prevádzkovými údajmi.

Zhodnotenie výsledkov prevádzkového nasadenia jednotlivých strojov je dôležité pre ďalšie hodnotenie prevádzkovej spoľahlivosti. Na upresnenie, je dobré spomenúť aj ďalšie prevádzkové údaje pre sledované harvestory (Tabuľka 2).

Tabuľka 2 Prevádzkové údaje sledovaných harvestorov

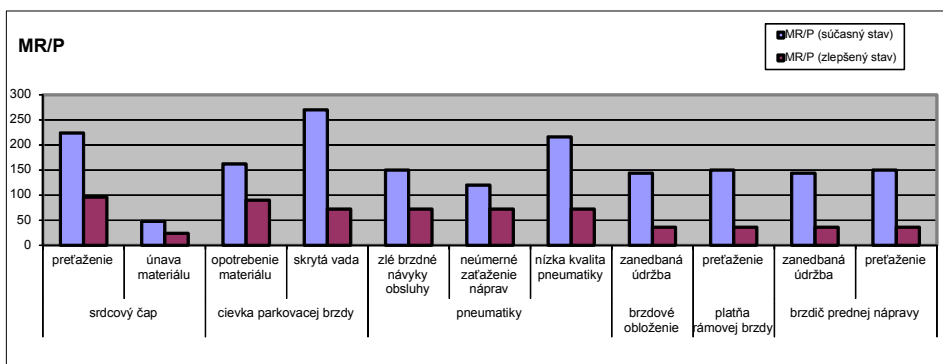
druh stroja	Číslo stroja	Rok	Počet porúch v ks	Náklady na opravy a údržbu	Počet vymenených súčiastok v ks	Počet odpracovaných Mh v roku	Výkonnosť stroja v m ³	Cena spracovanej guľatiny	
HARVESTORY	1070D-1270	2005	9	3 092,21 €	38	360	6 461,99	259 752,61 €	
		2006	42	24 376,32 €	229	1 905	32 452,15	1 649 218,26 €	
		2007	52	30 774,36 €	252	2 710	50 679,24	2 395 607,67 €	
		2008	14	7 390,80 €	58	675	12 560,08	645 839,31 €	
		2009	36	20 863,95 €	163	1 710	31 823,19	1 153 908,87 €	
		2010	50	38 601,80 €	222	2 423	44 846,15	1 706 844,47 €	
		Spolu	203	125 099,44 €	962	9 783	178 822,8	7 811 171,20 €	
	1070D-1070	2005	10	6 241,04 €	50	535	5 614,05	225 667,97 €	
		2006	10	4 314,39 €	47	476	4 915,44	249 802,66 €	
		2007	6	3 528,49 €	29	299	2 999,68	141 794,87 €	
		2008	14	5 695,20 €	59	675	6 056,98	311 449,91 €	
		2009	41	20 415,00 €	183	1 965	20 252,56	734 357,83 €	
		2010	33	11 640,73 €	127	2 068	24 315,14	925 434,23 €	
		Spolu	114	51 834,85 €	495	6 018	64 153,85	2 588 507,47 €	
	1070D-770	2005	7	8 831,54 €	37	395	2051,57	82 466,96 €	
		2006	3	1 798,01 €	13	160	870,03	44 214,92 €	
		2007	5	1 585,19 €	21	245	1596,54	75 468,45 €	
		2008	10	7 215,19 €	55	489	3187,39	163 895,59 €	
		2009	36	22 020,02 €	183	1 862	10613,75	384 854,58 €	
		2010	26	17 491,66 €	137	1 359	8746,55	332 893,69 €	
		Spolu	87	58 941,61 €	446	4 510	27065,83	1 083 794,19 €	
	2005	26	18 164,79 €	125	1 290	14 127,61	567 887,54 €		
	2006	55	30 488,72 €	289	2 541	38 237,62	1 943 235,85 €		
	2007	63	35 888,04 €	302	3 254	55 275,46	2 612 870,99 €		
	2008	38	20 301,19 €	172	1 839	21 804,45	1 121 184,82 €		
	2009	113	63 298,97 €	529	5 537	62 689,5	2 273 121,27 €		
	2010	109	67 734,19 €	486	5 850	77 907,84	2 965 172,39 €		
	Spolu	404	235 875,90 €	1 903	20 311	270 042,48	11 483 472,86 €		
	Obstarávacie náklady na kúpu jedného nového harvestora 1070D v roku 2005 boli 644 044,15 € (19 402 474 SK).								

3 VÝSLEDKY A VYHODNOTENIE

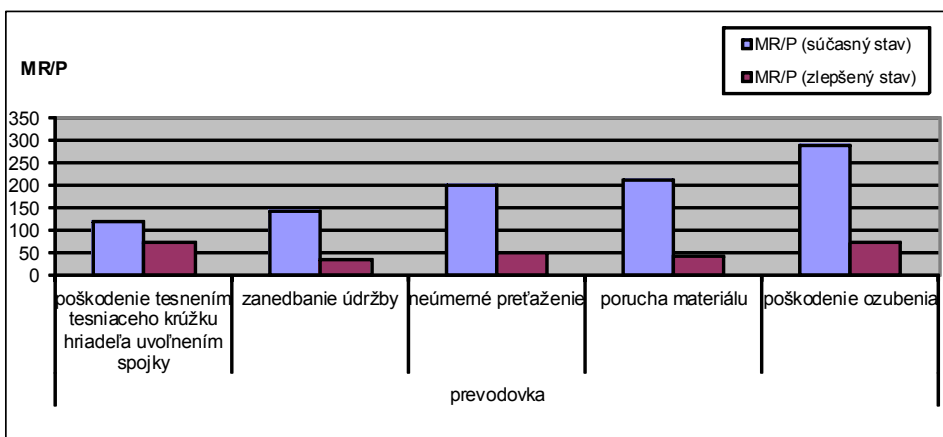
Cieľom FMEA bolo analyzovať potenciálne chyby/poruchy v konkrétnom systéme vo zvolenom časovom úseku životnosti systému tak, aby bolo možné prijať nápravné opatrenia na zníženie rizika, ktoré so sebou vznik chýb prináša (KOVÁČOVÁ, K., KOVÁČ, J., SIHELSKÝ, M., 2008).

Metóda FMEA sa uskutočnila postupným systematickým vyplňovaním formuláru FMEA (Tabuľka 9). Formulár bol vytvorený v programe *MS Excel* pre zjednodušenie používania priamo v organizácii, nakoľko v praxi sa bežne používa softwarové vybavenie napr. program APIS IQ ale vzhľadom na hospodársku krízu jeho zavedenie, aj keď bolo naplánované, nebolo možné. Následne boli dosiahnuté údaje pre MR/P vyhodnotené pre

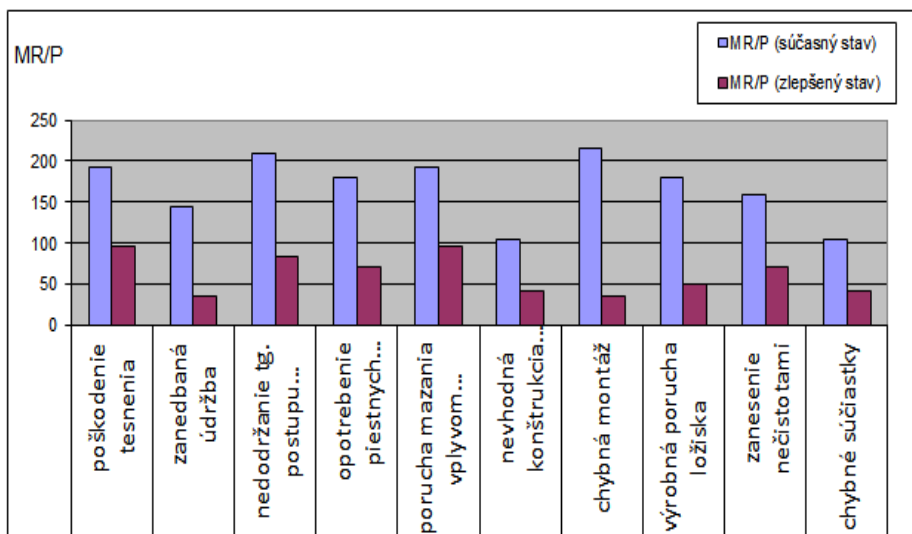
jednotlivé druhy strojov a ich konštrukčné skupiny (definované výrobcom stroja v zmysle *Príručky pre obsluhu a údržbu*) v grafickej forme: *harvestor*: podvozok (Obr. 1), prevodovky a prevodový mechanizmus (Obr. 2), motor (Obr. 3) hydraulický žeriav (Obr. 4), kabína a ovládacie prvky (Obr. 5).



Obrázok 1 Demonštrácia výsledkov FMEA konštrukcie pre podvozok harvestora 1070D

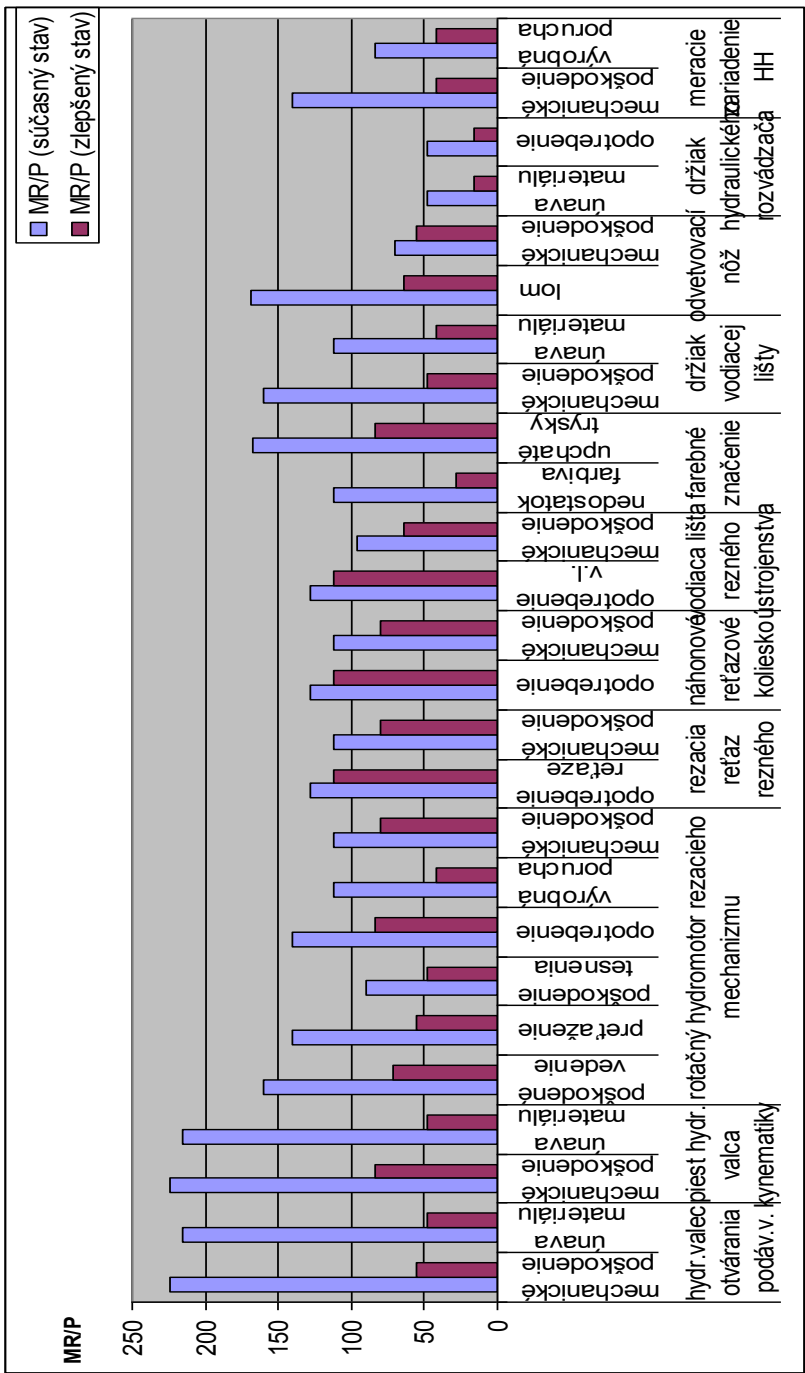


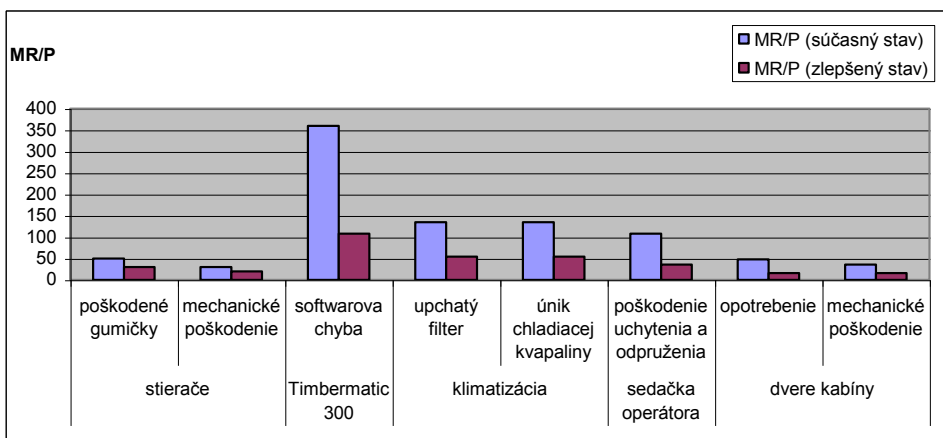
Obrázok 2 Demonštrácia výsledkov FMEA konštrukcie prevodovky a prevodový mechanizmus harvestora 1070D



Obrázok 3 Demonštrácia výsledkov FMEA konštrukcie pre motor harvestora 1070D

Hlavná myšlienka implementácie metódy FMEA vychádzala zo základnej premisy, že pre každý prejav poruchy na najnižšej úrovni sa analyzovali možné lokálne alebo systémové následky (KOVÁČ, J., KOVÁČOVÁ, K., 2011). Aplikácia FMEA predstavovala: analýzu vlastnej konštrukcie druhov strojov (harvestor, forwarder) a všetkých možných porúch, ktoré na základe inžinierskych skúseností dokázal tím odborníkov odhadnúť a hľadanie príčin, ktoré spočívali v samotnej konštrukcii strojov, pričom sa experimentovalo s možnými reálnymi príčinami porúch (ZÁBORSKÁ, K., MARKO, J., 2008). Pri konštrukčnej FMEA sa poruchy skúmali iba na úrovni dielov. Neskúmali sa vzájomné funkčné súvislosti jednotlivých častí. Postup bol založený na stanovení miery rizika (MR/P) ako násobok pravdepodobnosti vzniku (výskytu) poruchy, veľkosti významu (významnosti) poruchy a pravdepodobnosti jej odhalenia (odhaliteľnosti). Nápravné opatrenia sa navrhovali a výsledky sa hodnotili dovtedy, kým miera rizika nebola menšia alebo aspoň rovná akceptovateľnej miere rizika (priateľná úroveň) pre jednotlivé príčiny poruchy každého systému (znaku). Akceptovateľné riziko bolo kvalifikované ako rozhodnutie akceptovať následky a pravdepodobnosť konkrétneho rizika. Pri metóde FMEA je maximálna hodnota MR/P 1 000 bodov. Ako akceptovateľná miera rizika bola určená hodnota 500 bodov, ktoré pri analýze sa nepodarilo prekročiť.





Obrázok 5 Demonštrácia výsledkov FMEA konštrukcie pre kabínu a ovládacie prvky harvestora 1070D

3 ZÁVER

Nástroj FMEA je nástroj predchádzania výpadkov prevádzkovej spoľahlivosti a preventívnym nástrojom zabezpečovania údržby objektov (KOVÁČOVÁ, K., 2009).

Odporúčania, ktoré vychádzajú z predmetu článku sú dosť rozsiahle. Prvým odporúčaním je prechod systému plánovaných a preventívnych činností k systému údržby po prehliadke. V budúcnosti so zvyšujúcim sa opotrebením funkčných častí bude potrebné prehodnotiť a stanoviť kratšie termíny prevádzkovej údržby pre jednotlivé stroje (vyplýva to z kriviek intenzity porúch). Pre ľahšiu diagnostikovateľnosť jednotlivých prvkov systému by bolo dobré v budúcnosti zaviesť nové modernejšie metódy technickej diagnostiky. U harvestorov 1070D by bolo vhodné vytvoriť taký systém údržby, ktorým by sa obmedzili množstvá manipulácií pre uvoľnenie stroja z prevádzky a to hlavne pri opotrebení rezného ústrojenstva harvestorovej hlavice, keďže pri jej údržbe nastávajú najväčšie prestoje z dôsledku poruchy.

LITERATÚRA

1. ARTEMIEV, J.N., HRUBEC, J. 1984. *Prevádzková spoľahlivosť poľnohospodárskych strojov*. Bratislava: PRÍRODA, 1984. 204 s.
2. DVOŘÁK, J., MALÍK, V. 2007. *Harvesterové technológie a vliv na lesní porosty*. Praha: Lesnícká práce s.r.o., 2007. 84 s. ISBN 978-80-86386-92-8
3. HRUBEC, J. 2001. *Riadenie kvality*. Nitra: SPU v Nitre. 2001. 203 s. ISBN 80-7137-849-6
4. HRUBEC, J. 2001. *Zvyšovanie kvality a spoľahlivosti výrobkov vo výrobnom procese (podľa noriem STN ISO 9000)*. Nitra: SPU v Nitre. 2001. 130 s. ISBN 80-7137-896-8
5. MOUBRAY, J. 1997. *Reliability-centred Maintenance (2nd ed.)*. London: Butterworth Heinemann, 1997. 652 s. ISBN 80-1562-458-0
6. MYKISKA, A. 2006. *Bezpečnosť a spoľahlivosť technických systémů*. Praha: ČVUT v Praze, 2006. 206 s. ISBN 80-0102868-2

7. KOVÁČ, J., KOVÁČOVÁ, K. 2011. *Analýza intenzity porúch u lesných ťažbových a dopravných strojov*. In Acta facultatis technicae: vedecký časopis Fakulty environmentálnej a výrobnéj techniky. – Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2011. – ISSN 1336-4472. – Roč. 16, č. 1 (2011), s. 55–63.
8. KOVÁČOVÁ, K. 2009. *Analýza environmentálnych rizík v zmysle ISO 14001*. In XI. medzinárodná vedecká konferencia mladých 2009, Zvolen. Technická univerzita vo Zvolene, 2009. ISBN 978-80-228-1993-0. S. 93–99.
9. KOVÁČOVÁ, K. 2009. *Výskum prevádzkovej spoľahlivosti harvesterov*. In Mobilné energetické prostriedky – Hydraulika – Životné prostredie – Ergonómia mobilných strojov, zborník vedeckých recenzovaných prác z medzinárodnej vedeckej konferencie Zvolen, 17. september, Zvolen. Technická univerzita vo Zvolene, 2009. ISBN 978-80-228-2012-7. S. 63–72.
10. KOVÁČOVÁ, K., KOVÁČ, J., SIHELSKÝ, M. 2008. *Medzné stavy prevádzkového opotrebovania brzdových platničiek kotúčových brzd na lesných kolesových traktorech*. In Kolokvium ku grantovej úlohe č. 1/3517/06: zborník, Zvolen. Technická univerzita vo Zvolene, 2008. ISBN 978-80-228-1958-9. S. 36–44.
11. ZÁBORSKÁ, K., MARKO, J. 2008. *Metóda RCM a jej implementácia pri údržbe a prevádzke LKT*. In: COYOUS 2008: konferencie mladých vedeckých pracovníkov, Praha 2008. Česká zemědělská univerzita v Praze, 2008. ISBN 978-80-213-1778-9. S. 126–134.
12. ZÁBORSKÁ, K., MARKO, J. 2008. The reliability centred maintenance at the running of a vehicle – Tatra. In: X. International conference of young scientists 2008 [elektronický zdroj]. Czech University of Life Sciences Prague, 2008. ISBN 978-80-213-1812-0. P. 235–240.

Kontaktná adresa:

Ing. Ján Kováč, PhD.

Katedra environmentálnej a lesníckej techniky

Fakulta environmentálnej a výrobnéj techniky

Technická univerzita vo Zvolene

Študentská 26

960 53 Zvolen

E-mail: kovac@tuzvo.sk

ZNIŽOVANIE SPOTREBY POHONNÝCH LÁTOK PRIDÁVANÍM ADITÍV DO PALIVA SPAĽOVACIEHO MOTORA ODVOZNEJ SÚPRAVY

REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION IN A TRUCK BY ADDITION OF ADDITIVES INTO FUEL OF THE COMBUSTION ENGINE

Jozef KRILEK

ABSTRACT: The article deals with the measurement of operational fuel consumption for wood-forwarding machines. In the next part it devotes itself to the possibilities of lowering the consumption of the driving fuel, influence of the vehicle depreciation, driving style, chiptuning and adding the additive mixture on the fuel consumption. This article presents the research methodology solutions of fuel consumption using a volumetric flowmeter EPV 2.2. Measurement, it was found that the addition of additives to the fuel trucks does not influence the size of the fuel consumption.

Key words: consumption, fluidmeter, fuel, additive, truck

ABSTRAKT: Článok sa zaoberá problematikou merania prevádzkovej spotreby pohonných látok na lesodopravných strojoch na odvoz dreva vzhľadom na ich rentabilnosť v prevádzke. Pojednáva o možnostiach znižovania spotreby pohonných látok, a pridávaním aditív do paliva spaľovacieho motora odvoznej súpravy TATRA T-815 s klanicovou nadstavbou a hydraulickým žeriavom. Predkladá metodiku riešenia výskumu spotreby pohonných látok s použitím objemového prietokomera EPV 2.2. Meraním sa zistilo, že pridávanie aditíva do paliva odvoznej súpravy nemalo vplyv na veľkosť spotreby pohonných látok.

Kľúčové slová: spotreba, prietokomer, palivo, aditívum, odvozná súprava

1. ÚVOD

Už v 80. rokoch 20 storočia sa vyskytovali problémy s meraním a vykazovaním spotreby pohonných látok u automobilov, a strojov. V dnešnej dobe sa čoraz častejšie dbá na presné meranie spotreby pomocou prietokomerov, kvôli zvyšujúcim sa cenám palív. Hlavným dôvodom väčšiny spotrebiteľov je kontrola spotreby automobilov, kontrola vodičov a nákladných vozidiel. Znižovanie spotreby paliva je v poslednej dobe, vzhľadom ku zvyšujúcim sa cenám pohonných látok stále viac spomínanou témou. Zníženie spotreby čo i len o jeden liter na 100 km predstavuje v konečnom dôsledku výraznú úsporu paliva.

Otázka spotreby paliva sa týka nielen financií, ale aj dopadu na životné prostredie. Spotreba paliva závisí od dvoch dôležitých faktorov:

- od vozidla (jeho technickom stave, parametroch...),
- od vodiča (spôsob jazdy...).

1.1 Technické faktory ovplyvňujúce spotrebu paliva

Hmotnosť – Na spotrebu paliva má nepriaznivý vplyv aj zvýšená hmotnosť vozidla.

Odpor valenia – Závisí nielen na od hmotnosti, ale aj od rozmeru, kvality a tlaku pneumatik. Výhodnejšie pre spotrebu paliva sú pneumatiky s menším profilovým číslom. Každých 10 mm šírky pneumatik na viac znamená navýšenie spotreby o 0,1 l/100 km (Horníček; 2007). Podhustené pneumatiky znamenajú výrazne vyššiu spotrebu, ich nižšiu životnosť a horšie jazdné vlastnosti. Zimné pneumatiky majú väčší odpor valenia, je ich teda potrebné vymeniť už pri teplotách nad +5 °C.

Aerodynamický odpor – Pokiaľ uvažujeme o kúpe vozidla a chceme jazdiť úsporne, mali by sme sledovať hodnotu c_x . Čím označujeme súčiniteľ odporu vzduchu. Spotreba je priamo úmerná čelnej ploche vozidla, teda súčinu šírky a výšky vozidla, preto nie je vhodné meniť tvar karosérie. Niektoré „vylepšenia“ ako lišty, spojery, okrasné prvky aerodynamiku väčšinou zhoršujú. Ak na strešnom nosiči práve neprenášame náklad je vhodné odmontovať ho z vozidla a tým podstatne znížime aerodynamický odpor a následne aj spotrebu paliva.

Trecie straty – Výkon motora je potrebné preniesť od motora cez prevody až na kolesá. Trecie straty vznikajú medzi pohyblivými a nepohyblivými časťami automobilu. Preto ak nutne nepotrebujeme auto s pohonom na všetky kolesá, tak je vhodné použitie klasického vozidla čím ušetríme značné množstvo paliva.

1.2 Straty motora

Motorový olej – Záleží na viskozite aj na kvalite motorového oleja. Výrobcom určená životnosť oleja by sa mala dodržiavať a po jej uplynutí je nutná výmena. Tým zabezpečíme hladký a stály chod motora bez zvýšeného opotrebenia a spotreby.

Prísady do oleja – Je možné pridávať do oleja prísady (aditíva), ktoré plnia rôzne funkcie. Napríklad na zníženie trenia, pre staršie motory existuje prísada na zacelenie mikroskopických trhlín a vymedzenie malých vôlí, a na čistenie motorového priestoru od usadenín a nečistôt.

Prevodovka – Motor pracuje ekonomicky len v určenom rozsahu otáčok. Prevodovka slúži k udržaniu ekonomickej hodnoty otáčok. Autá jazdiace s automatickou prevodovkou majú z pravidla vyššiu spotrebu ako autá s manuálnou prevodovkou. Manuálna prevodovka ktorá má vyšší počet prevodových stupňov má menšiu spotrebu, pretože je možná plynulejšia zmena prevodového stupňa.

Brzdy – V brzdovom ústrojenstve sa mení energia vyrobená motorom na tepelnú energiu. Ak nie je nevyhnutné používať brzdy, snažíme sa brzdiť motorom a predvídať situáciu. Tým sa zníži spotreba paliva aj opotrebenie brzd a pneumatík. V niektorých prípadoch je možné že k brzdeniu dochádza aj neúmyselne. Ak sú brzdové kotúče prehriate

aj pri minimálnom používaní brzd zrejme to má za príčinu „pridreté“ ložisko alebo zle nastavené brzdy (Horníček; 2007).

1.3 Vplyv motora na spotrebu paliva

Plniaca účinnosť – Čím viac vzduchu sa dostane do motora tým väčší bude výkon. Teda na plnenie motora má veľký vplyv sacie potrubie, na ktorého začiatku sa nachádza vzduchový filter. Ten sa musí pravidelne meniť, aby bol ľahko priepustný plniacemu vzduchu. Spravidla lepšie plnenie dosahujú vozidlá s turbodúchadlom (preplňované). Vysoké otáčky zhoršujú plniacu schopnosť valcov, a tým sa zvyšuje spotreba.

Kompresný pomer – Pri vyššom kompresnom pomere spotreba úmerne klesá. Preto u naftových motorov, ktoré majú vyšší kompresný pomer má za následok aj nižšiu spotrebu.

Straty chladením – Veľká časť energie paliva sa pri spaľovaní mení na tepelnú energiu a teda nie je zužitkovaná k pohonu vozidla. Straty chladením sú spôsobené zahrievaním motora pri jeho chode a následným ochladzovaním. Veľké množstvo tepla vyprodukovaného motorom pri spaľovaní nie je ďalej využité a jedná sa o odpadové teplo. Iba časť tepla je použitá na vykurovanie kabíny vozidla.

Straty pohonom príslušenstva – Moderné automobily sú vybavené rôznymi komfortnými doplnkami ako sú napríklad: servoriadenie, klimatizácia, elektrické nastavenie sedadiel a pod. Tieto doplnky vodičovi spríjemňujú jazdu, ale majú za následok aj zvýšenú spotrebu paliva. Motor potrebuje na pohon tohto príslušenstva výkon, ktorý mohol byť využitý na pohon vozidla.

Výfukové potrubie – Je dimenzované výrobcom na dobré odvádzanie spalín z motora. Musí byť čisté, plne priechodné a nesmie byť deravé čo by mohlo spôsobiť únik nespálenej zmesi do výfuku v okamihu keď sú súčasne otvorené sací aj výfukový ventil. Aj to môže zvýšiť spotrebu paliva.

Elektrické spotrebiče – Elektrické spotrebiče majú nepriaznivý vplyv na spotrebu paliva. Každý elektromotor na otváranie dverí, cievky na otváranie nádrže alebo na nastavenie zrkadiel sú poháňané elektrickou energiou, ktorú musí motor vyrobiť spálením väčšieho množstva paliva. Zároveň tiež predstavujú zvýšenie hmotnosti vozidla čo má za následok nárast spotreby (Horníček; 2007).

1.4 Technika úspornej jazdy

Technika úspornej jazdy sa dá docieľiť pri dodržiavaní jednoduchých pravidiel.

Hospodárna rýchlosť – Väčšina dnešných vozidiel je konštruovaná na rýchlosti okolo 90 km.h⁻¹. Pri dodržiavaní tejto rýchlosti dosahuje spotreba najnižšie hodnoty.

Plynulosť jazdy – Ak jazdíme plynulo bez zbytočnej zmeny rýchlosti, smeru jazdy a prechádzame plynulo zatáčkami a stúpaniami, jemne zaobchádzame s plynom i s volantom ma to značný vplyv na spotrebu paliva.

Brzdenie – Najúspornejšia jazda je taká, pri ktorej sa nebrzdí. Keď idete ako by ste brzdy nemali šetríte najviac paliva a neopotrebovávajú sa brzdy. Existuje tiež brzdenie motorom, ktoré má u dnešných automobilov tiež veľký význam. Keď schádzame dolu dlhým tiahlym kopcom, tak namiesto použitia brzd preradíme na nižší prevodový stupeň a kine-

tická energia sa prenáša z kolies cez prevodovku a pretáča motorom. Pri takejto jazde dolu kopcom môžeme dosiahnuť takmer nulovú spotrebu paliva.

Rozjazd vozidla – Pri rozjazde je dôležité, aby kolesá nestratili trakciu a nepretáčali sa. Na spotrebu ma tiež negatívny vplyv ak je plynový pedál zošliapnutý naplno. Najvhodnejší je pomalý a plynulý rozjazd (Horníček; 2007).

1.5 Možnosti úpravy parametrov motora za účelom zníženia spotreby paliva

1.5.1 Chiptuning

Za týmto termínom sa skrýva rad rôznych postupov ako upraviť parametre originálnych elektronických riadiacich jednotiek (ECU), ktoré sú mozgom každého moderného automobilu. Chiptuning sa vykonáva za účelom zvýšenia výkonu motora, a tým aj zníženia spotreby. Chiptuning je možné vykonať rôznymi spôsobmi. Ale v podstate ide o zámenu/ úpravu informácií o chode motora za vylepšené/upravené parametre. Tieto informácie sú uložené na polovodičovom čipe (EPROM). Na čipe sa nachádzajú informácie potrebné k tomu aby motor „vedel“ ako má reagovať na jednotlivé zmeny vstupných parametrov (poloha plynového pedála, teplota vzduchu...)

Rôzne typy úpravy dát na čipe:

Chiptuning – Zámena polovodičovej pamäte (EPROM), ktorá sa nachádza v riadiacej jednotke za pamäť s upravenými dátami. Čip je možné vypájkovať a nahradiť druhým, alebo ak je na uloženie čipu použitá päťica stačí len vytiahnuť a nahradiť.

Flash-tuning – Zmena údajov na čipe (EPROM) priamo cez OBD port, bez nutnosti výmeny čipu. Lacnejšie, rýchlejšie a ľahko vratné riešenie.

Power-box – Tento systém je populárny hlavne u dieselových motorov, svojou podstatou nezasahuje priamo do činnosti ECU. Využíva iba fakt, že pri spaľovaní nie je využitý všetok vzduch vo valci a snaží sa tento „nedostatok“ trochu eliminovať. Táto malá krabička sa zapája do kabeláže a skresľuje signál prichádzajúci od snímačov do ECU. ECU následne zmení dĺžku vstrelu paliva, tým pádom sa do valca vstrekuje viac paliva, čo ma za následok zvýšenie výkonu.

Zámena originálneho systému – Používaná hlavne u závodných automobilov, keď že nie je možná výmena riadiacej jednotky bez výmeny niektorých snímačov a prvkov ďalších systémov. Nevýhoda je hlavne vysoká cena kompletu, a potreba úpravy parametrov motora (hrúbka sacieho potrubia, výfukové potrubie...). Výhoda je úplná programovateľnosť a otvorený prístup ku väčšine potrebných dát (Rúžička; 2008).

1.1.1 Aditíva

Pridávanie aditív do paliva u zážihových alebo vznetrových motorov priaznivo vplyva na spotrebu paliva. Aditíva sa však používajú najmä na ochranu častí motora.

Najčastejšie sú aditíva používané na:

- čistenie palivového systému (trysiek),
- na naviazanie vody z palivového systému a následné spálenie,

- zvyšovanie cetánového/oktánového čísla (zmierňuje klepanie),
- čistenie spaľovacieho priestoru,
- zlepšenie výkonu motora,
- zlepšenie mazania.... (www.liqui-moly.sk),

2. MATERIÁL A METODIKA

Objemová metóda merania pretečeného množstva sa zaraďuje medzi absolútne meracie metódy. Meradlá založené na tejto metóde sa používajú najmä v aplikáciách, kde sa vyžaduje vysoká presnosť merania. Často sa využívajú na kalibráciu iných meradiel pretečeného množstva (Chudý, Palenčár, Kureková, Halaj; 1999).

Ak sa meria spotreba paliva gravimetricky, spotreba sa vyjadří (v litroch na 100 km) prepočítaním nameranej hodnoty M (spotrebované palivo v kilogramoch) pomocou vzorca:

$$C = \frac{100 \cdot M}{D \cdot \rho_g} \quad (l / 100 km) \quad (1)$$

ρ_g – merná hmotnosť paliva za referenčných podmienok ($kg \cdot cm^{-3}$),

M – spotrebované palivo v kilogramoch (kg),

D – vzdialenosť prejdená počas testu (km).

Ak sa meria spotreba paliva volumetricky, stanoví sa spotreba (v litroch na 100 km) pomocou vzorca:

$$C = \frac{V \cdot (1 + \alpha \cdot (T_0 - T_f))}{D} \quad (l / 100 km) \quad (2)$$

V – objem spotrebovaného paliva (l),

α – súčiniteľ objemovej rozťažnosti paliva. Pre motorovú naftu i benzín je 0,001 na 1 °C,

T_0 – referenčná teplota vyjadrená °C,

T_f – teplota paliva vyjadrená v °C nameraná v bode merania objemu (Kováč, 2013).

Pri meraní spotreby je nutné dbať na to, aby zariadenie ktoré dopravuje palivo nerušilo normálny prívod paliva. Ak je meračový systém objemový, je nutné merať teplotu paliva v bode merania objemu (Úradný vestník L 375, 2011).

Meranie je pomerne jednoduchý úkon, ktorý súvisí s umiestnením prietokomera do palivovej sústavy a tiež s meraním a načítaním spotreby paliva pri dynamických režimoch motora. Pri pripojení prietokomera do palivovej sústavy nesmú byť ovplyvnené správne prevádzkové parametre palivovej sústavy (Pexa; 2005).

Akceleračný spôsob merania spotreby paliva kladie na konštrukciu snímača vyššie nároky ako sú kladené pri statickom meraní. Predovšetkým sa jedná o presnosť, čo najmenšiu zotrvačnosť mechanických častí prietokomera a jeho jemné rozlíšenie (Pexa; 2005).

Meranie sa vykonávalo na TATRE T-815 s klanicovou nadstavbou, vybavená hydraulickým žeriavom. Na vozidle bolo vykonávané dlhodobé meranie spotreby prietokovým meračom spotreby EPV 2.2. Meranie bolo uskutočnené za účelom zistenia spotreby súpra-

vy počas pridávania aditív do paliva a olejovej náplne. Pracovný cyklus vozidla je rozdelený na štyri časti, meranie spotreby pri jazde bez nákladu (l/100km), pri jazde s nákladom (l/100km), nakladanie (l/min) a vykladanie (l/min). Merané údaje sa prenášali pomocou flash karty do počítača a pomocou programu GPSoffline na server Euromoney.WG.sk.

Pridávané aditívum

MPG je organický produkt pre údržbu motora, ktorý zároveň prináša úsporu pohonných látok a nárast sily tým, že vytvára mikrotenú vrstvu v spaľovacej komore, čo umožňuje, že palivo je efektívnejšie spaľované.

Ošetruje spaľovaciu komoru, čo zvýši ekonomickosť procesu spaľovania paliva a zníži vylučovanie škodlivých výfukových emisií. Roztok je pridávaný do paliva pri každom tankovaní. Emisné testy s použitím MPG ukázali viditeľné zníženie produkcie emisií smogu, ako je uhl'ovodík, oxid uhličitý a oxid dusičitý. Roztok by mal zvyšovať výkon a znížiť spotrebu o 10–20% (www.academyffi.com).

Výhody používania MPG:

- zlepši ekonomickosť využitia paliva a zvyšuje silu motora,
- ochráni ventily a redukuje uhlíkové usadeniny,
- redukuje tvorbu skleníkových plynov,
- zníži klepanie, pískanie a dobeh motora,
- zvyšuje cetánové číslo pri menej kvalitných palivách,
- predĺži životnosť zapalovacej sviečky, žhaviacej sviečky a ventilov(academyffi.com).



Obrázok 1. Tablety MPG Caps (<http://jezdimelevne.cz/>).

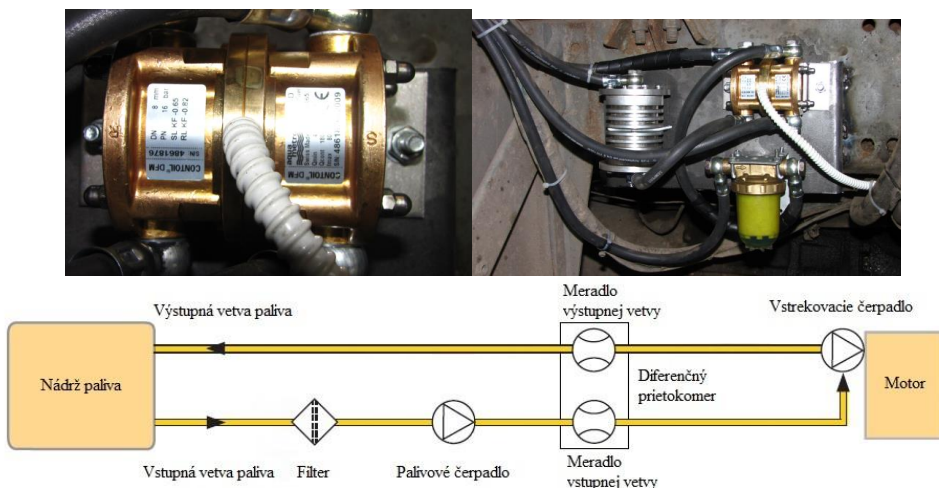
Základné technické parametre EPV 2.2

Na vozidle je nainštalovaný evidenčný objemový diferenčný prietokomer na meranie pohonných látok typu EPV 2.2.

Evidenčný prietokomer sa skladá z:

- a) objemový prietokomer (odmeriavací mechanizmus) – diferenčný,
- b) stabilizačný člen,
- c) spojovacie armatúry,
- d) hadice,
- e) pre základné vyhotovenie: počítadlo s jedným displejom, alternatívne vyhotovenie: počítadlo s dvoma displejmi, alebo záznamník časovej spotreby (ZČS) (Návod na obsluhu EPV, 2005).

Prietokomer má dve samostatné odmeriavacie komôrky pracujúce na princípe diferenciálneho merania. Každá komôrka meria prietok paliva samostatne. Vo vstupnej vetve palivo prúdiace z palivovej nádrže a vo výstupnej vetve palivo vracajúce sa do palivovej nádrže. V každej komôrke je osadený krúžkový piest, merajúci prietok paliva vo vstupnej vetve, a vo výstupnej vetve palivovej sústavy. Princíp merania krúživým piestom je typickým mechanickým meradlom. Je vhodný a dostatočne presný na meranie pretečeného množstva priemyselných kvapalín.



Obrázok 2. Prietokomer EPV 2.2 namontovaný na odvoznej súprave – hore, dole schéma zapojenia.
Zdroj: vlastné foto.

Pretečené množstvo kvapaliny je úmerné počtu otáčavých pohybov krúživého piesta. Jeho pohyb sa sníma elektricky (napríklad indukčným snímačom). Najnižšiu presnosť dosahuje meradlo pri malých prietokoch. Tlakové straty vznikajú vplyvom trenia v tesniacich polohách na stenách komory, deliacej steny a na stredovom vedení.



Obrázok 3. Odvozná súprava Tatra 815 – vľavo, Monitorovacie zariadenie GPS offline – vpravo.
Zdroj: vlastné foto.

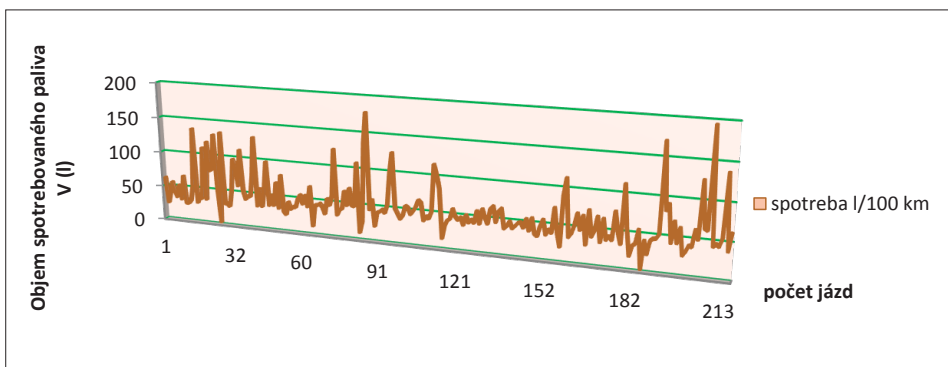
Prietokomer EPV 2.2 má výhodu, že impulzné číslo tohto prietokomera je 400 imp./l, je určený pre prietok 2 až 500 l/h, je osadený snímačmi 2Reed kontakt a 2Hallova sonda (www.skrobanek.sk).

Tabuľka 1 Technické parametre spaľovacieho motora odvozej súpravy TATRA 815 (Osvedčenie o evidencii)

zdvihový objem valcov	15 825 cm ³
počet valcov	10
najvyšší výkon motora/otáčky	208 kW/2200 min ⁻¹
druh paliva	motorová nafta

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

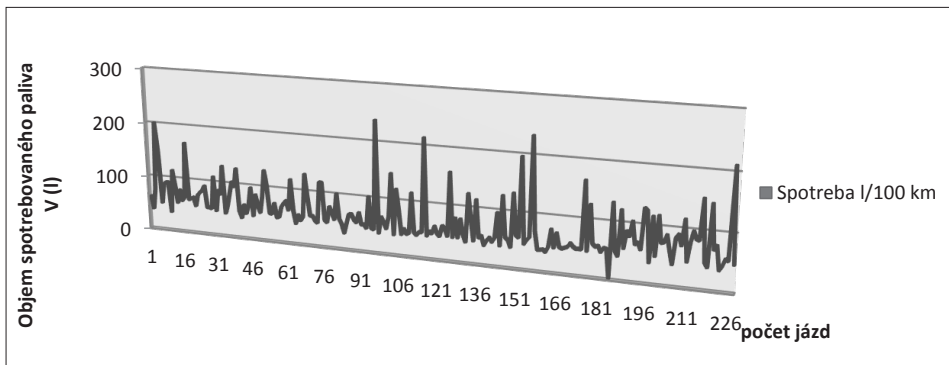
Presnosť monitorovania a bilancovania prevádzky vozidiel a strojov je potrebná pre lesné hospodárstvo, kde nás zaujíma informácia o spotrebe paliva. Spotreba a nestála cena pohonných látok sa odzrkadľujú vo výpočtoch cien tovaru a služieb, a preto lesné podniky na ne dôkladne dohliadajú. Často dochádza k stratám a zneužívaniu pohonných látok. Aj toto je dôvodom pre potrebu monitorovania množstva paliva v palivových nádržiach, respektíve či výstupné informácie súhlasia s reálnym stavom a účinnosťou práce vozidiel, strojov a ostatných zariadení. Spotreba pohonných látok je limitujúcim faktorom pre určenie energetickej náročnosti vykonávaných prác.



Obrázok 4. Spotreba pohonných látok pri jazde s nákladom bez pridávania aditív.

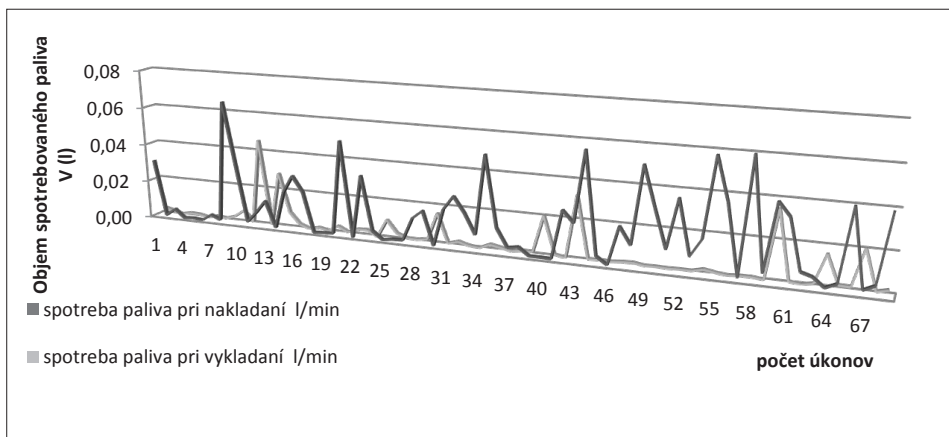
Z obrázku 4 je zrejmé, že priemerná spotreba pohonných látok pri jazde s nákladom sa pohybuje okolo hodnoty 49 l/100 km. Normovaná spotreba paliva pri jazde s nákladom je 37,5 l/100 km (Normy, 2006). Spotreba súpravy je o 32 % vyššia ako normovaná

spotreba, to je zrejme zapríčinené tým, že súprava jazdí v teréne s veľkým klesaním (dole svahom) – brzdenie motorom.



Obrázok 5. Spotreba pohonných látok pri jazde naprázdno bez pridávania aditív.

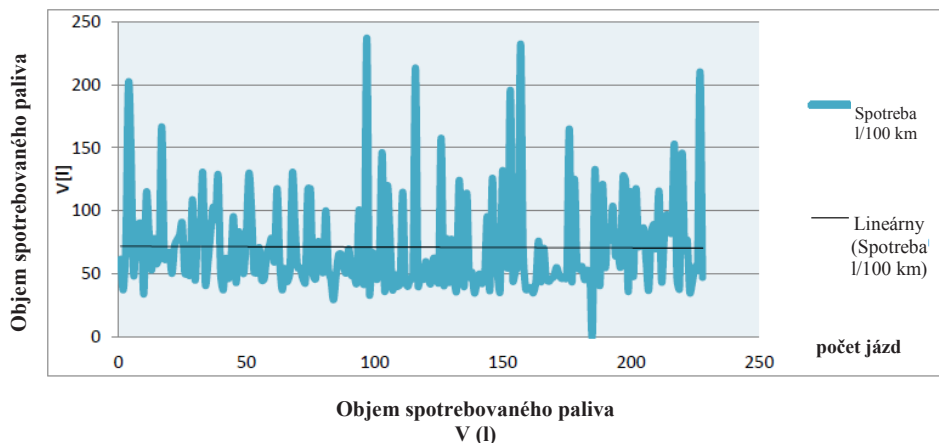
Na obrázku.5 je zobrazená spotreba pohonných látok pri jazde súpravy naprázdno. Výsledná priemerná spotreba sa pohybuje okolo hodnoty 63 l/100 km. Nameraná spotreby je o 28 % vyššia ako pri jazde súpravy s nákladom. To je zapríčinené tým, že súprava musí prekonávať vysoké stúpania, a pomalou jazdou v zlom teréne. Nameraná spotreba je o 85 % vyššia ako normovaná spotreba pre daný typ odvoznej súpravy jazdiacej naprázdno.



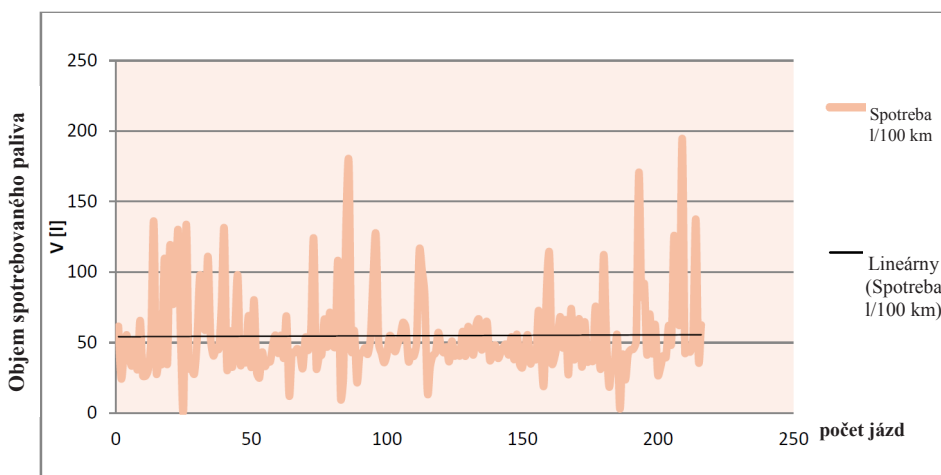
Obrázok 6. Spotreba pohonných látok pri nakladaní a vykladaní nákladu bez pridávania aditív.

Na obrázku 6 je možné určiť, že priemerná spotreba pohonných látok pri nakladaní je vyššia ako pri vykladaní nákladu. Priemerná spotreba PL pri nakladaní nákladu

je 0,054 l/min to činí 3,254 l/h. Pri vykladaní nákladu, je spotreba PL 0,028 l/min čo predstavuje 1,726 l/h.



Obrázok 7. Spotreba PL pri jazde naprázdno s pridávaním aditív do paliva.



Obrázok 8. Spotreba PL pri jazde s nákladom a pridávaním aditív do paliva.

Na obrázkoch 7 a 8 sú znázornené priebehy spotreby PL počas meraného obdobia s pridávaním aditív. Pre vyhodnotenie sa použila trendová spojnica, kde vidieť, že vplyv aditív na veľkosť spotreby PL sa neprejavil. Trendová spojnica nemá stúpajúci ani klesajúci charakter. Výrobca aditív udáva, že spotreba PL by mala klesnúť o 10 až 20 %, tento fakt sa môže dosiahnuť skôr u vozidiel, ktoré sa používajú na dlhšie vzdialenosti (nad

100 km) a neprekonávajú veľký výškový rozdiel. Interakcia pridávania aditív do nafty odvoznnej súpravy sa neprejavila na zmene spotreby pohonných látok (nemá vplyv).

ZÁVER

Tento článok sa zaoberá problematikou merania prevádzkovej spotreby pohonných látok na odvoznnej súprave VŠLP TU vo Zvolene. Na vozidle bol nainštalovaný objemový prietokomer pre určenie spotreby pohonných látok. Merací cyklus bol rozdelený do štyroch častí. Meranie spotreby naprázdno, naložený, vykladanie a nakladanie. Výhodou daného merania je získavanie reálnych hodnôt spotreby pohonných látok v prevádzkových podmienkach, čím je možné sledovať technický stav vozidla a zároveň diagnostikovať nevhodné nastavenie palivovej sústavy. Tento systém, ktorý obsahuje aj monitorovacie zariadenie na určenie polohy vozidla je prevenciou vzniku porúch a zneužitia, odcudzenia pohonných látok a je tiež prostriedkom určenia skutočného technického stavu vozidla. Z vyhodnotených výsledkov vyplýva, že dané vozidlo má vyššiu priemernú spotrebu a teda nevyhovuje normám výrobcu na priemernú spotrebu pohonných látok. Nameraná priemerná spotreba pri jazde s nákladom je 49 l/100 km a priemerná hodnota daná výrobcom je 37,5 l/100 km. Nameraná priemerná spotreba pri jazde bez nákladu je 63 l/100 km a priemerná spotreba daná výrobcom je 37,5l/100 km.

Pri nakladaní mala odvozná súprava spotrebu 0,054 l/min a pri vykladaní 0,028 l/min. Z daných výsledkov vidieť, že namerané hodnoty sa diametrálne líšia od normovaných hodnôt spotreby pre dané vozidlo.

Do olejovej náplne vozidla ako aj do paliva bolo počas merania pridávané aditívum MPG. Pridávanie aditív počas merania nemalo za následok znižovanie spotreby pohonných látok. Z obrázkov č. 7, 8 je zrejmé, že trendová krivka je rovná, takže aditíva nemali vplyv na zníženie spotreby pohonných látok. Výrobca aditív uvádza zníženie spotreby o 10-20% a zníženie emisií o 90%. Tento fakt sa môže dosiahnuť skôr u vozidiel, ktoré prepravujú materiál na väčšie vzdialenosti a neprekonávajú veľký výškový rozdiel ako vozidlá na odvoz dreva z lesného porastu.

LITERATÚRA

- HORNÍČEK, J., 2007: *Jezdíme ekonomicky*. Brno: Computer Press, 2007. 105-112 s. ISBN 978-80-251-1624-1
- CHUDÝ, V. – PALENČÁR, R. – KUREKOVÁ, E. – HALAJ, M., 1999: *Meranie technických veličín*. Bratislava: STU v Bratislave, 1999, 688 s. ISBN 80-227-1275-2
- KOVÁČ, J., 2013: *Teória mobilných strojov [elektronický zdroj]: riešené úlohy a príklady / 1. vyd.* – Elektronické dokumenty (listy, články, monografie). – Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2013. – CD-ROM, 175 s., ISBN 978-80-228-2589-4
- Normy, 2006: *Normy spotreby pohonných hmôt a olejov pre nákladné automobily a súpravy v odvoze dreva a pre nákladné automobily v ostatnej doprave*, Zborník noriem PHM č. 1, Zvolen 2006
- RŮŽIČKA, B., 2008: *Jak na chiptuning*. Brno: Computer Press, 2008. 184 s. ISBN 978-80-251-2096-5
- PEXA, M., 2005: *Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel*. Autoreferát k dizertačnej práci. Praha, 2005, 40 s.

Prísady do benzínu [online]. [cit.2014-05-20]. Dostupné na internete: <http://www.liqui-moly.sk/katalog/prisady/5:prisady-do-benzinu>

FFI, [online]. [cit.2014-05-20]. Dostupné na internete: <http://www.academyffi.com/>

Prietokomery Škrobánek, [online]. [cit.2014-04-11]. Dostupné na internete: <http://www.skrobanek.sk/profil/>

Kontaktná adresa:

Ing. Jozef Krilek, PhD.

Katedra environmentálnej a lesníckej techniky

Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

Technická univerzita vo Zvolene

T. G. Masaryka 24

960 53 Zvolen

e-mail: jkrilek@gmail.com

RACIONALIZÁCIA KONŠTRUKCIE A PREVÁDZKY VÝROBNÝCH SYSTÉMOV ŠTIEPKOVANIA DREVA

RATIONALIZATION ON CONSTRUCTION AND OPERATION OF WOOD CHIPPING PRODUCTION SYSTEMS

Adolf JANEČEK – Milan MIKLEŠ – Jozef KRILEK

ABSTRACT: The paper presents the basic principles of the natural principle for minimax. Application of the minimax is made in the analysis of the structure and operation of wood chipping production systems. In context in forestry there such technical and economic indicators and simplified mathematical models enabling with sufficient accuracy and high speed to find both optimum structures and optimum working processes including individual machine operation. Based on the analysis method is suggested the possibility to specifications appropriate production systems for the work assigned. The solution result is a lot of generalised recommendations. The interesting result is a fact that the total specific growth is faster at the decrease beneath the performance optimum compared with excess of that performance.

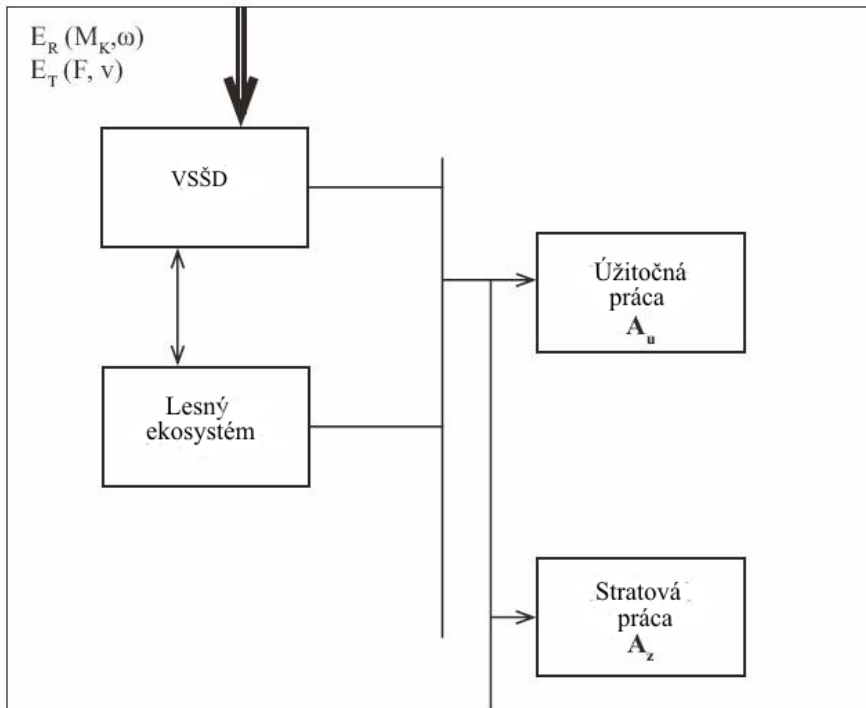
Key words: minimax principle, wood chipping, production systems, parameters optimization

ABSTRAKT: Príspevok prezentuje základné princípy prirodzeného princípu pre minimax. Použitie minimaxu je v analýze štruktúry a fungovania štiepkovania výrobných systémov. V súvislosti s racionalizáciou práce strojov v lesnom hospodárstve boli hľadané také technicko ekonomické ukazovatele a zjednodušené matematické modely, ktoré by umožnili s dostatočnou presnosťou, vysokou rýchlosťou nájsť optimálnu štruktúru ako, aj optimálne pracovné postupy vrátane nasadenia jednotlivých strojov. O metóde analýzy základe sa navrhuje možnosť špecifikácia vhodných výrobných systémov pre prácu priradená. Výsledkom riešenia je rad zovšeobecňujúcich odporúčaní. Zaujímavým výsledkom je, že rast celkových merných nákladov je rýchlejší pri poklese pod výkonnostné optimum, než pri prekročení výkonnostného optima.

Kľúčové slová: princíp minimaxu, štiepkovanie, systém produkcie, parametre optimalizácie

1. ÚVOD

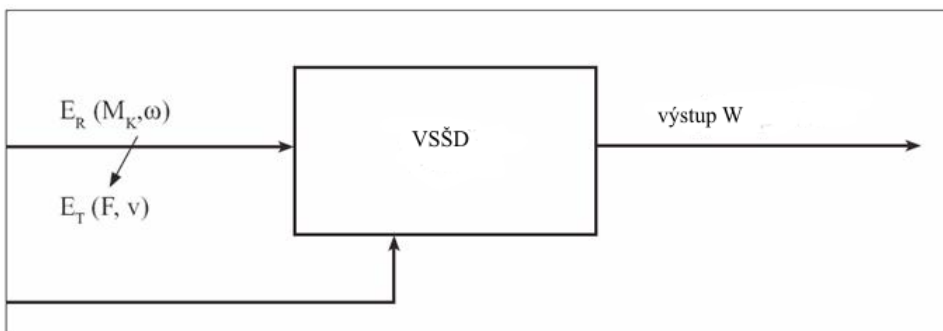
Stroje a zariadenia výrobných systémov štiepkovania dreva, ktoré sú používané v rámci lesného hospodárstva vykonávajú prácu (Krilek, Kováč, 2013). Práca je vykonávaná v dôsledku energetických transformácií, ktoré vykonávajú technologické operácie, zaisťujú konkrétne vykonané práce, uvádzané vo fyzikálnych jednotkách.



Obrázok 1 Bloková schéma energetického toku zaisťujúceho technologické operácie mobilného terénneho systému (Janeček a kol., 2009).

$E_R(M_K, \omega)$ – energia vo forme rotačného pohybu vložená do technologického procesu (J),
 $E_T(F, v)$ – energia vo forme translačného pohybu vložená do technologického procesu VSŠD (J),
 A_u – užitočná práca konaná VSŠD (J), A_z – stratová práca konaná VSŠD (J).

Mobilný terénny systém pracujúci v lesnom hospodárstve možno znázorniť blokovou schémou. Na vstupe mobilného terénneho systému štiepkovania dreva je energia rotačného pohybu $E_R(M_K, \omega)$ a energia translačného pohybu $E_T(F, v)$. Energia rotačného pohybu je funkciou parametrov M_K – krútiaceho momentu, ω – uhlových otáčok, ďalej $E_T(F, v)$ je funkciou sily F vykonávajúcej prácu a príslušnej translačnej rýchlosti. Obidva typy vstupujúcej energie E_T, E_R vykonávajú užitočnú prácu uvádzanú vo fyzikálnych jednotkách ha, m³, kusy. Energia pracovnej sily, materiálu potrebného na zaistenie technologického procesu je implicitne vyjadrená vo vstupných formách E_R, E_T (viď obr. 2).



Obrázok 2 Energia pracovnej sily a materiálu potrebného na zaistenie technologického procesu W ... práca vo fyzikálnych jednotkách, ha, m³, kusy..., VSŠD.... výrobný systém štiepania dreva, $ER(M_K, \omega)$... energia vo forme rotačného pohybu vložená do technologického procesu, $ET(F, v)$... energia vo forme translačného pohybu vložená do tech. procesu.

Účinnosť transformačnej energie η_c je daná známym vzťahom:

$$\eta_c = \frac{A_u / \partial t}{\frac{\partial E_T(\omega, M_K)}{\partial t} + \frac{\partial E_T(F, v)}{\partial t}} \quad (-) \quad (1)$$

- η_c – účinnosť transformačnej energie vykonávajúcej užitočnú prácu (–)
- A_u – užitočná práca (J)
- E_R – energia vo forme rotačného pohybu vstupujúceho do VSŠD (J)
- E_T – energia vo forme translačného pohybu vstupujúceho do VSŠD (J)
- F – sila – parameter translačného pohybu (N)
- v – rýchlosť translačného pohybu vykonávajúceho prácu (m.s⁻¹)
- M_K – parameter (krútiaci moment) špecifikujúci vstupnú energiu (N.m)
- ω – parameter rotačnej energie – uhlová rýchlosť (s⁻¹)

VSŠD pracujúci na úseku lesného hospodárstva pracuje s účinnosťou:

$$\eta_c \in < 0,35 - 0,7 >$$

Užitočná práca sa demonštruje skutočne vykonanou prácou vo fyzikálnych jednotkách podľa postupu:

$$\frac{\partial A_u}{\partial t} = M_K \cdot \omega + F \cdot v \Rightarrow W \quad (ha \cdot h^{-1}) \quad (2)$$

A_U – užitočná práca (J),
 M_K – krútiaci moment parameter rotačnej energie vykonávajúcej užitočnú prácu (N.m),
 ω – uhlová rýchlosť parameter rotačnej energie vykonávajúcej užitočnú prácu (s^{-1}),
 F – sila parameter energie vykonávajúcej užitočnú prácu (N),
 v – rýchlosť parameter energie vykonávajúcej užitočnú prácu ($m.s^{-1}$).

$$\frac{\partial E_R}{\partial t} = M_K \cdot \omega \Rightarrow W \quad (ha \cdot h^{-1}) \quad (3)$$

$$\frac{\partial E_T}{\partial t} = F \cdot v$$

Pri bežných inžinierskych výpočtoch, odhadoch sa pre energiu rotačného či translačného pohybu používa vzťah (3).

Vzťahy (3) predstavujú transformáciu energie, ktorého výsledkom je skutočne vykonaná práca vo fyzikálnych jednotkách, t.j. výkonnosť. Výkonnosť W v rámci pestovnej činnosti štiepkovania je uvádzaná v $ha \cdot h^{-1}$, t.j.: v hektároch alebo ($m^3 \cdot h^{-1}$) vykonanej práce za jednotku času.

Straty vznikajúce pri transformácii energie na užitočnú prácu sú vyjadrené vzťahom:

$$\frac{\partial A_z}{\partial t} = \frac{\partial A_t}{\partial t} \quad (kW) \quad (4)$$

A_z – straty vznikajúce pri transformačnom procese (J),
 A_t – straty spôsobujúce pri transformačnom procese škody (J).

2. DIVERZIFIKÁCIA STRÁT

Zistenie dielčích strát bolo uskutočnené pomocou simulácie pre ČP, pomocou experimentov vykonaných v teréne a analyticky.

Priemerné hodnoty stratových energií vznikajúcich pri transformačnom procese demonštrujúcom sa v dielčích špecifikáciách sa pohybovali v intervaloch:

– utuženie pôdneho povrchu

A_{ut} – stratová energia spôsobujúca utuženie a porušenie pôdneho povrchu porastu

$$A_{ut} \in \langle 2-8 \rangle \% \quad (5)$$

týka sa mobilných systémov

A_K – stratová energia spôsobujúca porušenie koreňového systému porastu

$$A_K \in \langle 2-6 \rangle \% \quad (6)$$

týka sa mobilných systémov

A_E – straty vzniknuté v dôsledku prírastku emisie CL (cudzorodých látok)... (CO, CO₂, NO_x, SO₂, sadze...)

$$A_E \in \langle 3-8 \rangle \% \quad (7)$$

týka sa všetkých systémov VSŠD

A_S – straty vzniknuté poškodením stojacich stromov

$$A_S \in \langle 3-6 \rangle \% \quad (8)$$

3. PREVÁDZKOVANIE VSŠD S OHĽADOM NA MINIMALIZÁCIU STRATOVÝCH ENERGIÍ

3.1 Základný prírodný princíp – princíp minimaxu

Všeobecný prírodný princíp existujúci v časti vesmíru, kde žijeme. Chápe objekty, ktoré sú predmetom skúmania systémovo. Objekty majú materiálové, energetické vstupy, prípadne vstupy pracovných síl (PS). Výstupom je prejav systému.

Objekty môžu byť živé, neživé, umelé, prirodzené. Medzi vstupmi a výstupmi existuje väzba daná intenzitou prejavu systému.

Ak sa zvyšuje intenzita prejavu systému tak, že jeho výkonnosť rastie lineárne, k zaisteniu výkonnosti je potrebné priviesť energetické či materiálové vstupy rastúce exponenciálne.

Výsledkom uvedených skutočností je možný režim práce systému charakterizovaný minimom energie vlozenej do jednotky opracovanej hmoty. Dôvody budú špecifikované ďalej.

3.2 Princíp minimaxu a jeho využitia v oblasti vedecko-technických výpočtov pri optimalizácii VSŠD

Všeobecne je objektom skúmaný systém. Do systému vstupujú energetické, materiálové či vstupy pracovných síl.

Po vykonaní rôznorodých vstupov na rovnakého menovateľa na vstupe do systému je energia či hmota či pracovná sila prepočítaná na energiu.

Systém má konštrukciu a funkciu takú, pre ktorú bol vytvorený. Systém vykonáva konkrétne činnosti. Výsledkom konkrétnych činností je práca vo fyzikálnych jednotkách. V činnosti na úseku štiepkovania dreva sú to hektáre spracovanej hmoty za jednotku času alebo m³.h⁻¹.

Intenzita práce realizovaná systémom má vplyv na množstvo energie, ktorú je potrebné dodať, aby systém vykonal prácu.

Energia ktorá prechádza systémom VSŠD má v konkrétnych konštrukčných realizáciách, VSŠD či časti stroja, rôznu rýchlosť pohybu a prechádza rôznym prierezom konštrukčného prierezu stroja rôznou rýchlosťou (obr. 3) (Janeček a kol., 2009).

Inými slovami translačná energia E_T (F, v) a energia rotačného pohybu E_R (M_K , ω) sa pri konaní operácie, technologického procesu mení. Platí relácia:

$$E_R(M_K, \omega) \neq \text{CONST} \quad (\text{J}) \quad (9)$$

$$E_T(F, v) \neq \text{CONST} \quad (\text{J})$$

E_R – rotačná energia prechádzajúca a transformujúca sa v danom prvku stroja (J),

E_T – translačná energia transformujúca sa v danom prvku stroja (J),

S – prierez kanála, ktorým prechádza transformujúca sa energia prvkom stroja (m^2),

F – silové pôsobenie transformujúcej sa energie na stroj či prvok (N),

v – rýchlosť zmien transformácie energie prechádzajúcej prierezom S prvku stroja ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$),

M_K – momentové pôsobenie transformujúcej sa energie na stroji či prvku stroja (N.m),

ω – rýchlosť zmien transformácie prechádzajúcej rotačnej energie prierezom prvku stroja (s^{-1}).

Platí:

$$E_c = E_T + E_R + E_z + E_o \quad (\text{J}) \quad (10)$$

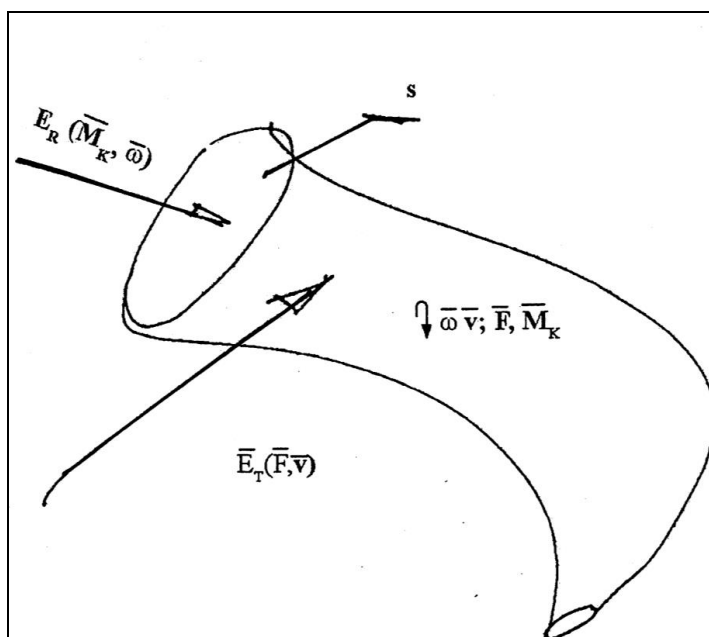
E_c – celková energia dodaná do procesu (J),

E_T – translačná energia dodávaná do procesu (J),

E_R – rotačná energia dodávaná do procesu (J),

E_z – disipatívna energia vznikajúce v procese realizácie (J),

E_o – ostatná energia vznikajúca v procese realizácie (J).



Obrázok 3 Energia prechádzajúca systémom VSŠD

V dôsledku realizácie procesu vzniká stratová či disipatívna energia. Disipatívna energia je tým väčšia, čím systém pracuje s vyššou intenzitou práce. Intenzita práce systému VSŠD je špecifikovaná transformáciou energie v procese prechodu energie systémom. Prechod energie pracujúcim systémom VSŠD je charakterizovaný prierezom energetického toku a rýchlosťou pohybu (transformácie) energie v priereze S .

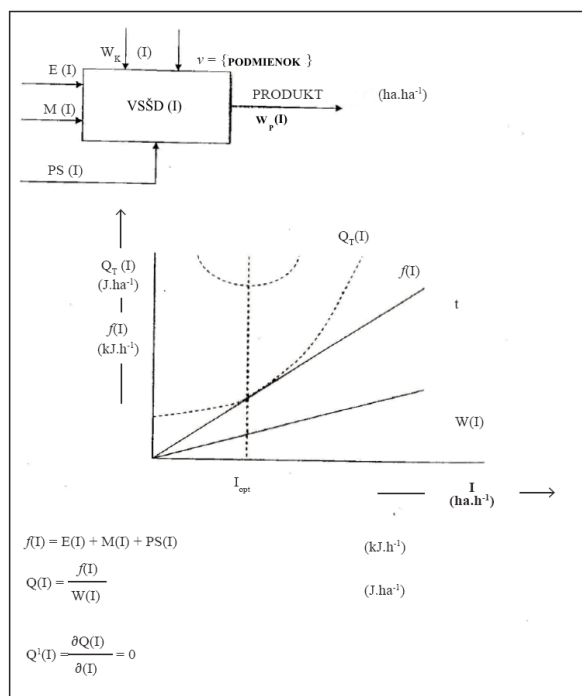
Čím rýchlejšie prebieha transformácia energie vykonávajúca prácu t.j.

$$\frac{\partial E_T}{\partial t} > 0 \quad \Rightarrow \Delta E_z \quad (J) \quad (11)$$

$$\frac{\partial E_R}{\partial t} > 0$$

ΔE_z – stratové energie vznikajúce v procese transformácie (J).

Čím vyššie sú straty vznikajúce v technologickom procese realizovanom výrobným systémom pracujúcim v štiepkovaní dreva (Mikleš, Mikleš, 2012). Inými slovami povedané, čím je vyššia intenzita transformácií vykonávaných strojom, t.j. čím vyššia je výkonnosť stroja udávaná vo fyzikálnych jednotkách, tým vyššie sú straty vznikajúce v ktorom stroji pracujúcom v štiepkovaní dreva.



Obrázok 4 Grafické znázornenie chovania prírodného princípu minimaxu

W_K	– riadiace parametre výkonnosti	(ha.h ⁻¹),
v	– vektor pracovných podmienok	(–),
VSSD	– výrobný systém pracujúci v štiepkovaní dreva.	(–),
E	– energetický vstup	(J),
M	– materiálový vstup	(kg),
PS	– vstup pracovných síl	(€),
$W_p(I)$	– pracovná výkonnosť	(ha.h ⁻¹),
$Q_T(I)$	– merná energia, vzťahujúca sa na jednotku opracovanej hmoty	(J.ha ⁻¹),
$W(I)$	– prevádzková výkonnosť	(ha.h ⁻¹),
$f(I)$	– energia dodaná VSSD za jednotku času	(kJ.h ⁻¹),
I	– intenzita práce systému	(ha.h ⁻¹),
	$I = S \cdot v$ v. CONST	(ha.h ⁻¹),
S	– prierez toku energie	(m ²),
v	– rýchlosť toku energie	(m.s ⁻¹).

Ak sa zvyšuje výkonnosť systému, t.j. pracovného stroja lineárne, potom k zaisteniu lineárneho rastu výkonnosti musí stroj prijímať energiu E_p , E_R exponenciálne rastúcu.

Na zaistenie výkonnosti $W(I)$, ktorá je funkciou „ S “ prierezu toku energie a v rýchlosti toku energie, t.j. výkonnosti rastúcej lineárne, musí stroj na realizáciu trendu prijať energiu $f(I)$ rastúcu exponenciálne (Janeček a kol., 2009).

Ak je stroj správne skonštruovaný, môžeme nájsť režim práce strojom, kedy stroj vykoná množstvo fyzickej práce $W(I)$ a na toto množstvo fyzickej práce $W(I)$ stroj – VSSD vynaloží minimum energie. Hore uvedené je formálne graficky vyjadrené na obrázku 4.

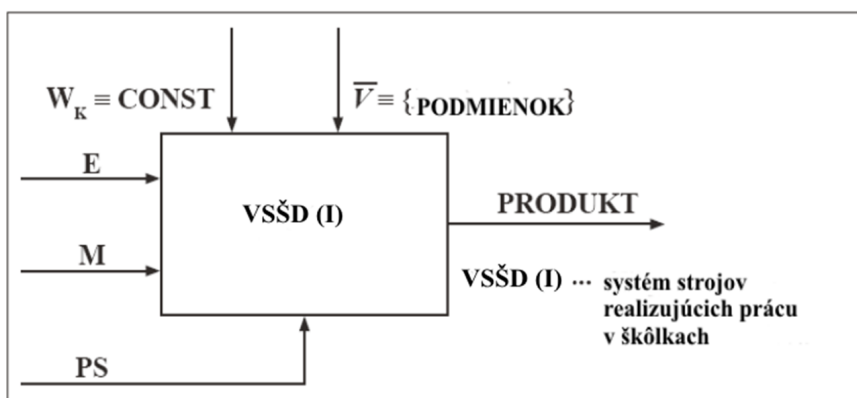
4. PARAMETRE OBJEKTU SKÚMANIA

Systém pracujúci pri štiepkovaní dreva vykonáva nielen túto prácu v závislosti na materiálovom toku či energetickom toku prechádzajúcom strojom, ale závisí i na konštrukcii a veľkosti cesty kde prechádza energia, potrebná k priebehu technologického procesu.

Ak existuje unifikovaná rada výrobného systému špecifikovaná radou inštalovaných síl, menovite príkonu atď., potom je možné z daných strojov danej unifikovanej rady vybrať stroj alebo skupinu strojov, ktoré vykonajú daný pracovný objem tak, že do procesu výroby bude vložená minimálna energia, vzťahujúca sa na jednotku objemu odpracovanej hmoty.

Na túto otázku, ako získať daný stroj pracujúci v danom režime, ktorý odvedie danú prácu s minimálnym množstvom energie, sa snažila odpovedať rada autorov. Odpoveď sa nenašla.

Odpoveď na danú otázku dáva prírodný princíp minimaxu.



Obrázok 5 Parametrizácia objektov skúmania

VSŠD – výrobný systém pracujúci v štiepkovaní dreva, $W_{ki} \neq 0$ – konštrukčná výkonnosť členov unifikovanej rady i , i – počet členov unifikovanej rady (konštrukčná výkonnosť vid' ďalej)

Pre výkonnosť štiepkovača platí:

$$W_i < \dots < W_{n-1} \dots W_{n+1} < W_n \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}) \quad (12)$$

E_i – energetické vstupy do členov „ i “ unifikovanej rady (J),

M_i – materiálové vstupy do členov „ i “ unifikovanej rady (kg),

PS_i – vstupy pracovných síl do členov „ i “ unifikovanej rady (€),

W_i – konštrukčná výkonnosť i -teho člena unifikovanej rady ($\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}$),

\bar{V} – vektor podmienok (-).

Ak existuje skupina strojov konštrukčne i technologicky si podobných (VSŠD), je možné pre dané podmienky navrhnuť, vybrať stroj danej výkonnosti s určenou hmotnosťou a daným pracovným režimom, aby stroj spracoval zadaný objem prác tak, aby vynaložil minimálne množstvo energie na jednotlivý objem odpracovanej hmoty.

Riešenie problému výberu optimálneho člena unifikovanej rady (štiepkovač) danej veľkosti je daný riešením rovníc:

$$f_i(I, W_{ki}) = E(I, W_{ki}) + M(I, W_{ki}) + PS(I, W_{ki}) \quad (\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1})$$

$$Q_n(I, W_{ki}) = \frac{f_i(I, W_{ki})}{W(I, W_{ki})} \quad (\text{kJ} \cdot \text{ha}^{-1})$$

$$\frac{\partial Q_1(I, W_{k1})}{\partial I} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial Q_n(I, W_{kn})}{\partial I} = 0 \quad \Rightarrow$$

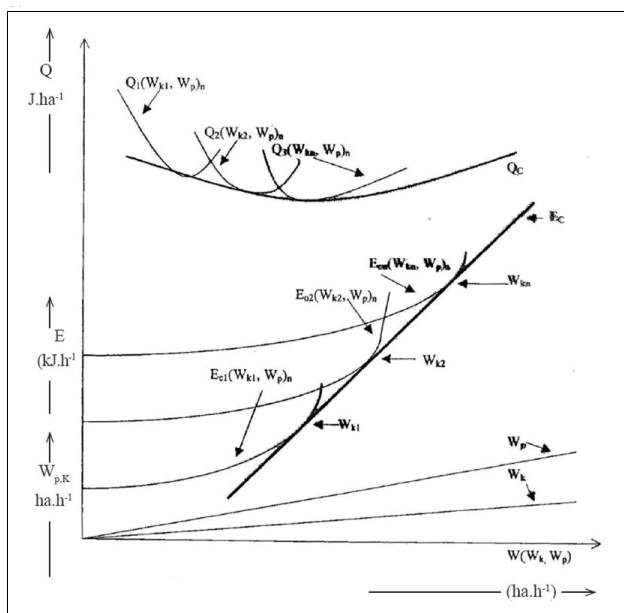
$$\Rightarrow \{W_k, I\} \text{opt} \quad (\text{ha} \cdot \text{h}^{-1})$$

Riešením systému hore uvedených rovníc je možno nájsť v súlade s prírodným princípom minimaxu optimálnu výkonnosť strojového systému W_{Kiopt} pracujúceho v optimálnom režime práce t.j. režime pri ktorom sa minimalizuje energia, vzťahujúca sa na jednotku opracovanej plochy. Inými slovami pomocou prírodného princípu minimaxu možno nájsť optimálny stroj a optimálny energetický zdroj charakterizovaný optimálnou hmotnosťou či veľkosťou a optimálnou intenzitou práce (Mikleš, a kol., 2011).

ZÁVER

Princíp minimaxu, experimentálne (analyticky či simuláciou na počítači) dá užívateľovi odpoveď na nasledujúce otázky:

- aký systém špecifikovaný hmotnosťou, či konštrukčnou výkonnosťou je vhodný z hľadiska kritéria energetiky, ekonomiky, či ekologickej čistoty práce pre vykonanie danej práce,
- aký je vplyv konštrukčných či prevádzkových parametrov na výšku minima energetického, ekonomického, či na optimálnu hodnotu ekologickej čistoty práce,
- či je optimálny konštrukčný, či prevádzkový návrh špecifikujúci vzájomný vzťah motora a pracovného či technologického systému,
- či VSSD z hľadiska ekonomiky, energetiky, či ekologickej čistoty práce je navrhnutý tak, aby bol konkurencie schopný,
- či je daný štiepkovač z hľadiska koncepcie, konštrukcie vhodný pre použitie v danom teréne.



Obrázok 6 Optimálna výkonnosť strojového systému

$Q_i (W_{kr}, W_p)$	– krivka merných nákladov stroja „i“ na energiu	(J.ha ⁻¹),
E_{ci}	– krivka energetických vstupov	(J),
E_c	– obálka energetických vstupov	(J),
Q_c	– obálka merných energií unifikovanej rady	(J.ha ⁻¹),
W_p	– prevádzková výkonnosť VSŠD	(ha.h ⁻¹),
W_k	– konštrukčná výkonnosť VSŠD	(ha.h ⁻¹).

LITERATÚRA

- JANEČEK, A. A KOL., 2009: *Optimalizace výrobních systémů štěpkování dřeva*. Věd. práce MZe NAZV, 2009
- KRILEK, J., KOVÁČ, J., 2013: *Energetická náročnosť sekáčich strojov: vedecká monografia /*; rec. Adolf Janeček, Mikuláš Siklienka. – 1. vyd. – Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2013. – 101 s. : obr., tab., 4 tab. príl. – ISBN 978-80-228-2586-3
- MIKLEŠ, M., MIKLEŠ, J., 2012: *Rezné mechanizmy v lesnej ťažbe /* Milan Mikleš, Juraj Mikleš; rec. Adolf Janeček, Slávko Pavlenko. – 1. vyd. – Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2012. – 83 s. : obr., tab. – VEGA 1/0048/09. – ISBN 978-80-228-2428-6
- MIKLEŠ, M. a kol., 2011: *Lesnícké stroje a zariadenia /* Milan Mikleš ... (et al.); rec. Adolf Janeček, Slávko Pavlenko, Ján Sekereš. – Zvolen: Technická univerzita vo Zvolene, 2011. – 294 s.: obr., tab. – ISBN 978-80-228-2302-9

Kontaktná adresa:

prof. Ing. Adolf Janeček, DrSc., dr.h.c.

Katedra ťažby, Fakulta lesnícka a drevvařska, Česká zemědělská universita v Praze

Kamýcka 127 Suchdol

160 00 Praha 6, ČR

e-mail: janecek@fle.czu.cz

prof. Ing. Milan Mikleš, DrSc.

Katedra environmentálnej a lesníckej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

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

e-mail: milan.mikles@tuzvo.sk

Ing. Jozef Krilek, PhD.

Katedra environmentálnej a lesníckej techniky, Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky

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

e-mail: jkrilek@gmail.com

DESIGN OF END MILL GEOMETRY FOR ALUMINIUM ALLOY MACHINING

NÁVRH GEOMETRIE STOPKOVEJ FRÉZY NA OBRÁBANIE HLINÍKOVÝCH ZLIATÍN

Júlia HRICOVÁ

ABSTRACT: Geometry of milling cutter surfaces is one of the determining parameters affecting the quality of the manufacturing process. The improper geometry may result in enhanced tool costs or a loss in production. According to this, the article is aimed at the experimental studies that have been conducted to investigate the effect of tool geometry and cutting conditions (type of milling, feed rate, and depth of cut) on the machining performance during end milling of aluminium alloy.

Key words: machining, aluminium alloy, end mill, geometry

ABSTRAKT: Geometria stopkovej frézy je jedným zo základných parametrov, ktoré ovplyvňujú kvalitu výrobného procesu. Nevhodná geometria nástroja môže mať za následok zvýšenie nákladov na nástroj, ako aj prestoje. Článok sa preto zaoberá experimentálnym výskumom vplyvu geometrie nástroja a rezných podmienok (metóda frézovania, posuv, hĺbka rezu) na výsledok obrábania pri frézovaní hliníkovej zliatiny.

Kľúčové slová: obrábanie, hliníková zliatina, stopková fréza, geometria

1. INTRODUCTION

Milling is one of the most universal operations in machining processes because it can remove the redundant part of material efficiently, and moreover, it can produce almost all kinds of contour surfaces with a high quality finish. The end milling has been widely used in manufacturing industry for its efficiency and versatility. Applications can be found in many processes due to its usability for the rough and finish machining of such features as slots, pockets, peripheries, and faces of components (Sutherland, 1988).

According to (Spitler et al., 2003) the end mills are shank-type milling cutters usually designed with some form of relieved end teeth. This construction enables them to do some end cutting, but the majority of the cutting takes place on the periphery.

Milling-cutter teeth intermittently engage the workpiece with the chip thickness being determined by the motion of the workpiece, the number of teeth in the cutter, the rotational speed of the cutter, the cutter lead angle and the overhang of the cutter on the workpiece. Geometry of milling cutter surfaces is one of the predominant parameters that exercise an influence on the quality of the manufacturing process.

Experimental approach is still the dominant method to investigate the tool performance in milling process. Numerous studies focused on testing for different cutting conditions. (Buj-Corral et al., 2011) investigated the influence of feed, eccentricity and helix angle on surface roughness for side milling operations with cylindrical tools. They developed a model to predict surface topography as well as different roughness parameters. (Wang and Chang, 2004) analysed the influence of cutting conditions and tool geometry on surface roughness when slot end milling AL2014-T6. The parameters considered were the cutting speed, feed, depth of cut, concavity and axial angles of the end cutting edge of the end mill. (Rao and Shin, 2001) concerned with the analytical and experimental study of the high-speed face milling of 7075-T6 aluminium alloys with a single insert fly-cutter. They analysed the results in terms of cutting forces, chip morphology, and surface integrity of the workpiece machined with carbide and diamond inserts. In addition, with a proper modelling method, the tool performance in the aluminium milling process can be analysed in a more efficient way (Suresh and Venkateswara, 2005).

Aluminium is the most favoured metal because of its high strength-to-weight ratio, non-corrosive nature and the performance characteristics. Concerning the machining of aluminium alloys they require relatively high speeds and feeds and respond best to cutters with few teeth and correspondingly wide chip spaces. These materials can be worked quite effectively with regular tooling (Somta, 2014).

2. MATERIAL AND METHODS

2.1 Material specification

As a reference material for the experiments, an aluminium alloy has been chosen. It has been selected for experimental study due to its extensive use in the manufacturing industry, such as aircraft and automobile parts. This alloy offers good weldability, corrosion resistance, formability and machinability. The chemical composition of specimen material – AlMgSi1 alloy (EN AW-6082, DIN 3.2315) is described in Table 1.

Table 1 Chemical composition of EN AW-6082 aluminium alloy

Si	Mg	Mn	Fe	Cr	Zn	Cu	Ti
0,9	1,0	0,5	0,5	0,25	0,2	0,1	0,1

Mechanical properties are: shear strength $Re = 245$ MPa, tensile strength $Rm = 300$ MPa, melting point 555 °C, and hardness 100 HV. The specimens have been produced with dimensions of $120 \times 80 \times 15$ mm and $120 \times 80 \times 20$ mm (see Figure 1).

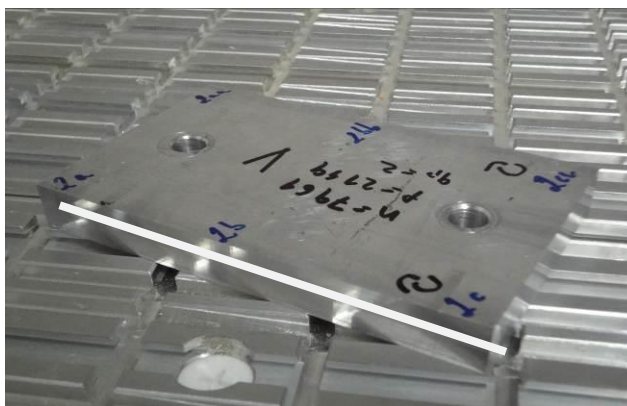


Figure 1 Specimen with the highlighted line of Ra measurements

2.2 Definition of end mill geometry

Tool geometry is very important to ensure the right formation of the chip. The investigations (e.g. Abdullah et al., 2008; Kaewkuekool et al., 2009) indicate that the parameters as cutting velocity, feed rate, and shape of an end mill are the primary influencing factors, which affect the surface finish. The shape elements of an end mill include clearance angle, rake angle, and helix angle (shown in Figure 2), which are the main determinants of machinability and they are interrelated.

Radial rake angle has a major effect on power efficiency and tool life. Axial rake angle controls the chip flow, and thrust force (into spindle or away from) of the cut and the strength of the cutting edges. Primary clearance is selected for the material being machined and prevents the cutter or tool from rubbing on the workpiece. It also affects the strength of the tool. The secondary clearance must be large enough to clear the workpiece and permit chips to escape but not so large that it weakens the cutter or tool.

The helix angle of 45° is good for aluminium when engaging in a deeper slot or periphery cut. High helix angle has some advantages (Warfield, 2012): (i) the cutting forces are directed more vertically and less horizontally, which reduces the tool deflection; (ii) chips are evacuated more quickly; (iii) axial rake is more positive, which means lower cutting forces and lower horsepower requirements, and (iv) the core of the tool is thicker due to the shape of the helix, so therefore the tool is stronger. The biggest disadvantages of high helix end mills are that they tend to chatter more, and they really bite into the material. With soft materials, there is a bigger possibility to pull out of the holder.

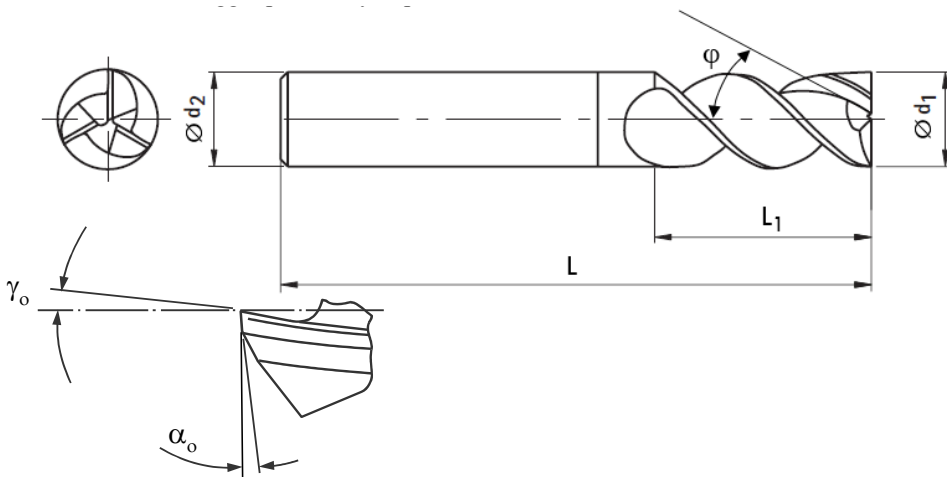


Figure 2 Basic geometry of an end mill (α_o – tool orthogonal clearance angle, γ_o – tool orthogonal rake angle, j – helix angle)

2.3 Design of end mill

The correct geometry for the milling application is required for profitable metal removal. According to (Makino, 2012) the primary tooling concerns when machining aluminium are: (i) minimizing the tendency of aluminium to stick to the tool cutting edges; (ii) ensuring there is a good chip evacuation from the cutting edge; and (iii) ensuring the core strength of the tool is sufficient to withstand the cutting forces without breaking. Natural ductility and malleability of aluminium make it generally easy to work with and attractive for machining. But under high speed cutting conditions, it becomes gummy, sticking to flutes and causing the ruin of the tool (Modern Machine Shop, 2008).

Three-flute end mills are often a good compromise between the high flute volume of 2-flute tools and the greater strength and surface finishes of 4-flute tools. Three-flute tools are often used when high metal removal rates are needed and surface finish is not critical. These cutters are also extensively used when end milling aluminium alloys, due to the greater chip space required by this material.

The end mills can be made of several materials. Cemented carbide provides several advantages over high speed and cobalt end mills. Its extreme hardness and exceptional wear resistance allows the tool to be used at higher speeds and feeds. This high performance quality makes cemented carbide the best tool for production milling. The chosen tool material T10MG is a standard grade for cemented carbide rotary tools and bars for milling of steel and non-ferrous alloys.

Two end mills were designed and manufactured specially for this study. Several experiments were carried out with the first designed tool, but the results showed that the geometry is improper for the aluminium machining. The second tool was evaluated as appropriate for the study. The geometrical parameters are shown in Table 2.

Table 2 Milling cutter parameters

Tool	1	2
Material	T10MG	T10MG
Cutter Diameter	$d_1 = 16 \text{ mm}$	$d_1 = 16 \text{ mm}$
Shank Diameter	$d_2 = 16 \text{ mm}$	$d_2 = 16 \text{ mm}$
Length of Cutter	$L = 90 \text{ mm}$	$L = 90 \text{ mm}$
Length of Flutes	$L_f = 32 \text{ mm}$	$L_f = 32 \text{ mm}$
Number of Flutes	$z = 3$	$z = 3$
Helix angle	$\varphi = 45^\circ$	$\varphi = 45^\circ$
Clearance angle	$\alpha_o = 10^\circ$	$\alpha_o = 17^\circ$
Rake angle	$\gamma_o = 10^\circ$	$\gamma_o = 10^\circ$
Chip pocket	$h = 4 \text{ mm}$	$h = 4 \text{ mm}$

The end mill has been after production balanced together with the HSK tool-holder ER32 63F to a predetermined specification (G2.5, 20 000 rev/min) on the universal vertical balancing machine for tools CEMB VTB15 (Figure 3).

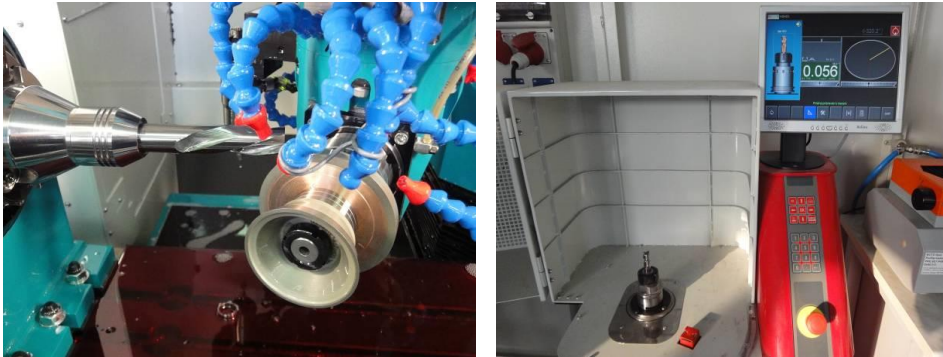


Figure 3 Tool manufacturing and balancing

The experiments have been conducted on a CNC machining centre SCM RECORD 110AL PRISMA. The specimens have been screwed directly on the worktable of CNC machine centre (Figure 4).

In the first step, the specimens have been milled on exact parameter and consequently, the experimental milling has been carried out (up milling and down milling) by given combinations of technological conditions.

The material being manufactured is a dominant factor when deciding cutting velocity and feed for all applications. In aluminium with low silicon percentage (under 5 percent), the material can be a bit gummy leading to built-up edge so high speeds and feeds need to be used to keep the chips evacuating from the flutes.

The equipment used to measure surface roughness has been a surface roughness tester Mahr Perthometer S2. The quantitative evaluation of surface roughness in this study is made by choosing the average surface roughness Ra as the surface finish parameter.

These cutting parameters have been finally chosen:

- cutting velocity: $v_c = 1000$ m/min,
- feed per tooth: $f_z = 0,05$ mm; 0,1 mm,
- axial depth of cut: $a_p = 15$ mm; 20 mm,
- radial depth of cut: $a_e = 3$ mm.



Figure 4 Specimen jigging and milling

3. RESULTS AND DISCUSSION

The result of a poor end mill geometry choice for an aluminium application is showed in Figure 5. The shallow secondary clearance angle and tight flutes of the first end mill did not allow good chip flow, and the aluminium chips quickly packed into the flutes of the mill. Not only the tool was destroyed, but the workpiece surface as well.



Figure 5 Chip welding on the workpiece

Experiments performed by the second tool showed that a variable, which influenced the resulted surface quality of specimens the most, is the type of milling. Figures 6 to

9 show the fact, that average value of surface roughness by down-milling ($Ra = 0.56 \pm 0.33 \mu\text{m}$; $Rmax = 3.77 \pm 2.60 \mu\text{m}$) is more than double than by up-milling operation ($Ra = 1.70 \pm 1.18 \mu\text{m}$; $Rmax = 7.99 \pm 5.20 \mu\text{m}$). Moreover, the reliability interval is by down- milling shorter than by up-milling. This fact shows that up-milling is considerably unstable in this case.

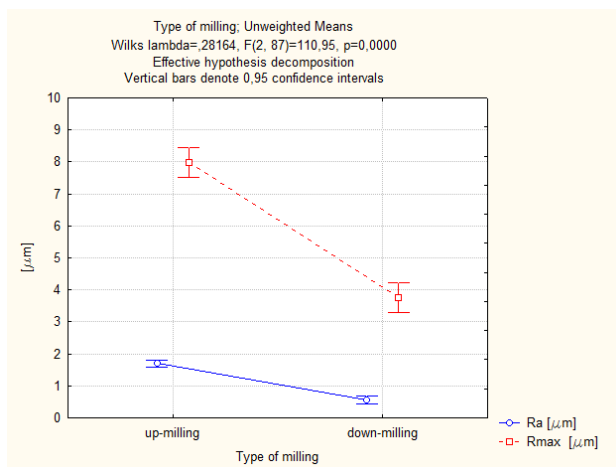


Figure 6 Effect of type of milling on surface roughness

The next statistically significant variable is depth of cut. This factor affects only the up-milling values. The average value and the confidence interval of Ra are by both values of depth of cut in down-milling almost identical. The influence of variable depth of cut a_p is significant only in interactivity with the variable type of milling.

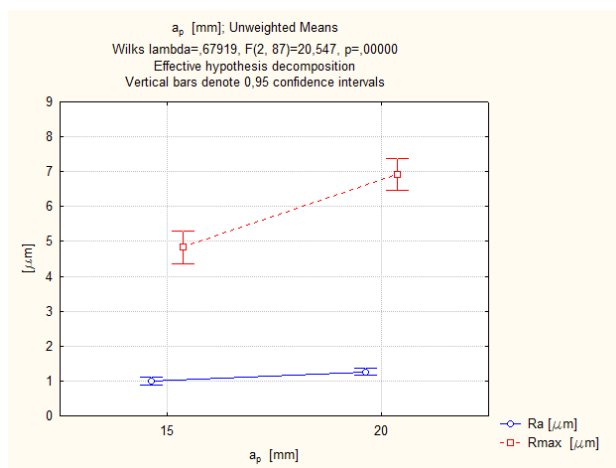


Figure 7 Effect of depth of cut on surface roughness

The analytically estimated value of the surface roughness ($R_{th} = 0.39 \mu\text{m}$ with $f_z = 0.05 \text{ mm}$) deviates significantly from the experimental result (see Figure 8). The effect of feed per tooth on the surface roughness is not significant. This fact was caused by the used type of tool holder. The tool holder ER32 seems to be not appropriate for this study and should be replaced with a better tool holder, e.g. SINO or TRIBOS to determine the effect of feed rate on the resulted surface roughness more accurately. This will be the aim of future studies.

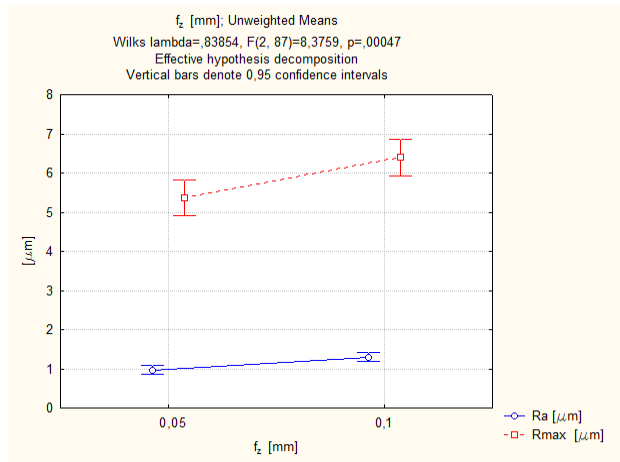


Figure 8 Effect of feed per tooth on surface roughness

4. CONCLUSION

Influence of tool geometry on the quality of resulted surface is well known and hence any effort to assess the performance of end milling should include the tool geometry.

The improper geometry may result in enhanced tool costs or a loss in production that is why the tool engineers must know the function of the tool angles to correct tool failure due to changes in machine set-up, or part configuration.

In the present research, experimental studies have been conducted to investigate the effect of tool geometry and cutting conditions (cutting speed and feed rate) on the machining performance during end milling of aluminium alloy. The results indicate that the type of milling is the dominant factor affecting the surface roughness, followed by the depth of cut, and feed per tooth. The results also showed how important is a proper selection of a tool holder which can significantly affect the experimental results.

This investigation would be helpful in selecting the tool geometry and cutting conditions for the required surface quality. It can be also used for optimization of the end milling process.

REFERENCES

- ABDULLAH, A.B., CHIA, L.Y., SAMAD, Z.: 2008. The Effect of Feed Rate and Cutting Speed to Surface Roughness. *Asian Journal of Scientific Research*, 2008, Vol. 1, p. 12–21.
- BUJ-CORRAL, I. et al.: 2011. Influence of feed, eccentricity and helix angle on topography obtained in side milling processes. *Int J Mach Tools Manufact*, 2011, Vol. 51, pp. 889–897.
- KAEWKUEKOOL, S. et al.: 2009. A Study of Influence Factors Affecting to Surface Roughness in Stainless Steel Turning. *Proceeding of The International Conference on Computer Engineering and Technology*, 2009, pp. 299–302.
- Makino: 2012. *Understanding the Elements: The Coordination of Materials, Coatings and Geometry*, 2012.
- Modern Machine Shop: 2008. *The Anatomy of an End Mill for Aluminum*, 2008.
- RAO, B., SHIN, Y.C.: 2001. Analysis on high-speed face-milling of 7075-T6 aluminum using carbide and diamond cutters. *Int J Mach Tools Manufact*, 2001, Vol. 41, No. 12, pp. 1763–1781.
- Somta: 2014. *Milling Cutters User Guide*, (online) http://www.hondealcorp.com/mill_cut_guide.pdf.
- SPITLER, D. et al.: 2003. *Fundamentals of Tool Design*, 5th ed., Dearborn: Society of Manufacturing Engineers, 2003.
- SURESH KUMAR REDDY N., VENKATESWARA RAO, P.: 2005. Selection of optimum tool geometry and cutting conditions using a surface roughness prediction model for end milling. *Int J Adv. Manuf Technol*, 2005, Vol. 26, pp. 1202–1210.
- SUTHERLAND, J. W.: 1988. A Dynamic Model of the Cutting Force System in the End Milling Process, *Sensors and Controls for Manufacturing*, 1988, Vol. 33, pp. 53–62.
- WANG, M., CHANG, H.: 2004. Experimental study of surface roughness in slot end milling AL2014-T6. *Int J Mach Tools Manufact*, 2004, Vol. 44, pp. 51–57.
- WARFIELD, B.: 2012. *Solid Carbide End Mill Grades, Geometries, and Coatings*, CNCCookbook, 2012.

Author's adress:

Ing. Júlia Hricová, PhD.
Katedra výrobnjej techniky a manažmentu kvality
Fakulta environmentálnej a výrobnjej techniky
Technická univerzita vo Zvolene
Študentská 26
960 53 Zvolen

OBJEKTIVIZÁCIA A STANOVENIE VPLYVU VIBRÁCIÍ NA ZDRAVIE ZAMESTNANCOV PRI SPRACOVANÍ DREVA

OBJECTIFICATION AND DETERMINING THE INFLUENCE OF VIBRATION ON HEALTH OF EMPLOYEES IN THE PROCESSING OF WOOD

Alexandra GOGA BODNÁROVÁ – Petra LAZAROVÁ – Zdenka BECK

ABSTRACT: The issue of occupational health is one of the most important topics today. The aim of the present paper is to determine the level of exposure of workers to vibration transmitted to the whole body and hand at various jobs. It is described procedure and evaluation of measurements made in the specific working conditions of the selected service.

Key words: vibrations, exposure, health of employees, working environment.

ABSTRAKT: Problematika ochrany zdravia zamestnancov patrí medzi aktuálne témy súčasnosti. Cieľom predkladaného príspevku je stanovenie úrovne expozície zamestnancov vibráciám prenášaných na celé telo a na ruky na rôznych pracovných pozíciách. Je v ňom popísaný postup a vyhodnotenie merania vykonaného v konkrétnych pracovných podmienkach vybranej prevádzky.

Kľúčové slová: vibrácie, expozícia, zdravie zamestnancov, pracovné prostredie.

1 ÚVOD

Naša krajina sa svojou lesnatosťou 40,6 % zaraďuje medzi európske krajiny s najvyšším podielom lesov voči svojej rozlohe. Svojim charakteristickým rázom les vytvára špecifické pracovné podmienky. Okrem častých nepriaznivých klimatických podmienok či náročného a ťažko prístupného terénu, sú lesní zamestnanci vystavovaní aj iným fyzikálnym faktorom medzi ktoré patria napr. emisie spaľovacích motorov, hluk a taktiež vibrácie.

U pracovníkov, ktorí sú počas pracovnej doby vystavení týmto faktorom je zvýšené riziko vzniku chorôb z povolania. Všetky činnosti, pri ktorých sú alebo môžu byť zamestnanci vystavení rizikám v súvislosti s expozíciou vibráciám by mali byť pravidelne kontrolované a aktualizované. Preto sa vykonávajú merania, na základe ktorých sa stanovujú potrebné opatrenia na zabezpečenie bezpečnosti a ochrany zdravia zamestnancov.

Vplyvom vibrácií na zdravie zamestnancov sa vo svojich štúdiách zaoberajú viacerí autori. M.J. Griffin vo svojej monografii rozoberá vibrácie prenášané na celé telo a na ruky

a ich vplyvy na zdravie a tiež metódy merania vibrácií [1]. Minimalizáciou negatívnych vplyvov vibrácií z ručného náradia sa zaoberá A. Paulíková v príspevku [2]. E. Lumnitzer a M. Moravec vo svojom príspevku [3]. posudzovali vplyv umiestnenie a upevnenia snímača vibrácií na namerané hodnoty určujúcich veličín. V prípade vibrácií prenášaných na ruky zamestnancov možno spomenúť príspevok M. Dada a kol., ktorí vo svojom výskume riešili vplyv typu pilovej reťaze na veľkosť vibrácií motorovej pily [4].

Ťažba dreva je vo všeobecnosti definovaná ako proces spojený s vytážením stromu a tvorí ju niekoľko operácií. Tie začínajú od spiľovania, cez odvetvovanie, výrobu sortimentov až po prípadné uloženie sortimentov dreva na drevoskladoch. Každá jedna fáza ťažbového procesu je sprevádzaná operáciami, ktoré sú zabezpečované strojmi a zariadeniami tie sú obsluhované zamestnancami. Zamestnanci pracujúci so strojmi sú počas svojej pracovnej doby vystavovaní expozícii vibráciám na ruky a tiež na celé telo.

V nasledujúcich kapitolách tohto príspevku je popísaný konkrétny postup merania vykonaného za účelom objektivizácie zrýchlenia vibrácií a úrovne expozície zamestnancov vibráciám vo vybranej prevádzke.

2 MATERIÁL A METÓDY

Ako už bolo vyššie spomenuté, cieľom merania je objektivizácia zrýchlenia vibrácií a úrovne expozície zamestnancov vibráciám prenášaných na ruky na jednotlivých pracovných pozíciách, ktorými boli:

- strojník čelného nakladača CATERPILLAR,
- pilčík,

a taktiež vibráciám prenášaných na celé telo na týchto pracovných pozíciách:

- strojník čelného nakladača CATERPILLAR,
- operátor manipulačnej linky 40,
- operátor manipulačnej linky 25.

V hodnotenej prevádzke sa vykonávali viaceré činnosti ako manipulácia, triedenie, rezanie, úprava a označovanie kmeňov stromov a operácie s tým spojené za účelom ich expedície.

Operátori pri jednotlivých zariadeniach pracovali na stálych pracoviskách podľa ich zaradenia, pričom pracovisko operátora manipulačnej linky a strojníka čelného nakladača sa nachádzalo v uzavretej kabíne, v ktorej pracovník vykonával pracovné činnosti počas celej pracovnej zmeny. Pilčík vykonával meranie, značenie kmeňov a rezanie kmeňov pomocou motorovej pily v exteriéri.

Pracovná doba v prevádzke trvala 8 hodín z čoho mali pracovníci 30 minút prestávok.

2.1 Postup merania

Meranie zrýchlenia vibrácií sa vykonalo pri bežných prevádzkových podmienkach. Pri meraní sa postupovalo podľa noriem STN EN ISO 5349-1:2003, 5349-2:2003 a STN ISO 2631-1. Meranie zrýchlenia vibrácií bolo vykonané pri pracovnej činnosti s použitím uvedeného ručného náradia resp. uvedených zariadení. V prípade uchopenia ručného náradia oboma rukami boli vykonané merania zrýchlenia vibrácií pre obe ruky.

Veľkosť vibrácií je vyjadrená hodnotami ekvivalentného váženého zrýchlenia vibrácií $a_{\text{weq},T}$ v jednotlivých súradnicových osiach ($a_{x\text{weq}}$, $a_{y\text{weq}}$, $a_{z\text{weq}}$), ako aj hodnotou výsledného váženého ekvivalentného zrýchlenia vibrácií a_v vypočítaného podľa vzťahu:

$$a_v = \left[\left(k_x \cdot a_{x\text{weq}} \right)^2 + \left(k_y \cdot a_{y\text{weq}} \right)^2 + \left(k_z \cdot a_{z\text{weq}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (1)$$

$a_{x\text{weq}}$, $a_{y\text{weq}}$, $a_{z\text{weq}}$ – hodnoty ekvivalentného váženého zrýchlenia vibrácií v súradnicových osiach (x,y,z),

k_x , k_y , k_z – hodnotiace faktory v smere súradnicových osí pre vibrácie prenášané na ruky ($k_x = 1$, $k_y = 1$, $k_z = 1$), pre vibrácie prenášané na celé telo ($k_x = 1,4$, $k_y = 1,4$, $k_z = 1$).

Následne bolo ekvivalentne vážené zrýchlenie vibrácií prepočítané na normalizované zrýchlenie vibrácií $a_{\text{weq},Tn}$ v závislosti podľa trvania pracovnej zmeny podľa vzťahu:

$$a_{\text{weq},Tn} = (T / T_n)^{1/2} \cdot a_{\text{weq},T} \quad (2)$$

Pre výpočet hodnoty normalizovaného zrýchlenia vibrácií sme použili namerané hodnoty pri jednotlivých meraniach. Hodnoty normalizovaného zrýchlenia vibrácií sú následne porovnané s akčnými a limitnými hodnotami expozície vibráciám.

Na posúdenie rizika pre zdravie a bezpečnosť zamestnancov v pracovnom prostredí je určujúcou veličinou pre vibrácie prenášané na celé telo normalizované zrýchlenie vibrácií v smer osi s najvyššou hodnotou veličiny $1,4a_{\text{wx},8h}$, $1,4a_{\text{wy},8h}$, a_{wz} vo frekvenčnom rozsahu 0,5 až 80 Hz (váhový filter w_k pre os z a w_d pre osi x a y).

Na posúdenie rizika pre zdravie a bezpečnosť zamestnancov v pracovnom prostredí je určujúcou veličinou pre vibrácie prenášané na ruky výsledné normalizované zrýchlenie vibrácií vo frekvenčnom rozsahu 5,6 Hz až 1400 Hz (váhový filter na ruky w_h). Pre výsledné posúdenie berieme do úvahy hodnoty pre ruku s vyššími nameranými hodnotami.

Na základe platných normatífov je vykonaný výpočet neistoty výsledku merania vibrácií. Pri výpočte boli brané do úvahy všetky zdroje chýb, ktoré majú vplyv na stanovenie neistoty výsledkov.

V prípade merania vibrácií prenášaných na ruky bol použitý adaptér so snímačom, ktorý bol držaný zamestnancom na rukoväti ručnej motorovej pily alebo na ovládači manipulačnej linky. V prípade merania v čelnom nakladači bol snímač upevnený priamo na volante čelného nakladača.

V prípade merania vibrácií prenášaných na celé telo trojosový snímač bol umiestnený na sedadle, na ktorom sedel zamestnanec. Trojosový snímač je špeciálne upravený do formy sedacej podložky, ktorá sa umiestňuje priamo na sedadlo a zamestnanec počas merania sedí na tejto sedacej podložke a vykonáva činnosti bežným spôsobom. V tab. 1 je uvedená charakteristika meracieho prístroja a snímačov použitých pri meraní.

Tabuľka 1 Charakteristika použitých prístrojov

Názov prístroja	Výrobca	Model	Výrobné číslo
analýzátor vibrácií	Crystal Instruments	CoCo – 80	25 797
trojosový snímač zrýchlenia	PCB Piezotronics	356B21	35 337
trojosový snímač zrýchlenia	Dytran	5313A	769

3 VÝSLEDKY

Namerané a vypočítané hodnoty zrýchlenia vibrácií sú uvedené v tab. 2 a 3.

Tabuľka 2 Výsledky merania vzoriek expozície prenášaných na celé telo

M	Meranie	$a_{x_{weq}}$ [m.s ⁻²]	$a_{y_{weq}}$ [m.s ⁻²]	$a_{z_{weq}}$ [m.s ⁻²]	a_v [m.s ⁻²]
M1	Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	0,14	0,12	0,22	0,28
M2	Operátor manipulačnej linky 40	0,04	0,03	0,08	0,09
M3	Operátor manipulačnej linky 40	0,02	0,04	0,09	0,10

Tabuľka 3 Výsledky merania vzoriek expozície prenášaných na ruky

M	Meranie	$a_{x_{weq}}$ [m.s ⁻²]	$a_{y_{weq}}$ [m.s ⁻²]	$a_{z_{weq}}$ [m.s ⁻²]	a_v [m.s ⁻²]
M4	Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	0,29	0,30	0,28	0,50
M5	Pilčík – pravá ruka	5,39	2,76	1,71	6,29
M6	Pilčík – ľavá ruka	4,53	2,30	1,83	5,4

3.1 Stanovenie expozície zamestnancov vibráciám

Vypočítané hodnoty expozície vibráciám pre hodnotené profesie sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách.

Tabuľka 4 Namerané a vypočítané hodnoty pre vibrácie prenášané na celé telo

Profesia	Trvanie expozície [min]	Ekvivalentné zrýchlenie vibrácií v osi s max. hodnotou a_v [$m.s^{-2}$]	Normalizovaná hodnota ekvivalentného zrýchlenia vibrácií $a_{w_{eq,8h}}$ [$m.s^{-2}$]
Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	360	0,22	0,19
Operátor manipulačnej linky 40	360	0,08	0,07
Operátor manipulačnej linky 25	360	0,09	0,08

Tabuľka 5 Namerané a vypočítané hodnoty pre vibrácie prenášané na ruky

Profesia	Trvanie expozície [min]	Výsledné ekvivalentné zrýchlenie vibrácií a_v [$m.s^{-2}$]	Normalizovaná hodnota ekvivalentného zrýchlenia vibrácií $a_{w_{eq,8h}}$ [$m.s^{-2}$]
Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	360	0,50	0,43
Pilčik – pravá ruka	60	6,29	2,22

4 DISKUSIA

Minimálne požiadavky na zaistenie ochrany zdravia a bezpečnosti zamestnancov pred pôsobením vibrácií a otrasov sú ustanovené v nariadení vlády SR č. 416/2005 Z. z., o minimálnych zdravotných a bezpečnostných požiadavkách na ochranu zamestnancov pred rizikami súvisiacimi s expozíciou vibráciám.

Pri posudzovaní výsledkov expozície vibráciám za pracovnú zmenu sa uplatňuje kritérium, podľa ktorého akčná alebo limitná hodnota určujúcej veličiny expozície vibráciám nie je prekročená, ak nameraná alebo z nameranej odvodená hodnota určujúcej veličiny expozície zväčšená o hodnotu neistoty (posudzovaná hodnota) neprekračuje akčnú alebo limitnú hodnotu.

Akčná hodnota výsledného normalizovaného zrýchlenia vibrácií prenášaného na ruky $a_{v,8h,a} = 2,5 \text{ m.s}^{-2}$ a limitná hodnota $a_{v,8h,L} = 5 \text{ m.s}^{-2}$. Ak vibrácie pôsobia za pracovnú zmenu kratšie ako 20 minút, akčná hodnota ekvivalentného zrýchlenia vibrácií $a_{hv,20min,a} = 12,25 \text{ m.s}^{-2}$. Ak sa predpokladá prekročenie akčnej hodnoty expozície vibráciám, musí sa vykonať meranie veľkosti vibrácií.

Akčná hodnota normalizovaného zrýchlenia vibrácií prenášaného na celé telo je $a_{v,8h,a} = 0,5 \text{ m.s}^{-2}$ a limitná hodnota normalizovaného zrýchlenia vibrácií prenášaných na celé telo v smere osi s maximálnym zrýchlením je $a_{v,8h,L} = 1,15 \text{ m.s}^{-2}$.

Stanovenie posudzovaných hodnôt vibrácií prenášaných na celé telo a na ruky je uvedené v nasledujúcich tabuľkách.

Tabuľka 6 Stanovenie posudzovaných hodnôt vibrácií prenášaných na celé telo

Profesia	$a_{weq,8h}$ [m.s^{-2}]	neistota [%]	Posudzovaná hodnota zrýchlenia vibrácií	Akčná hodnota $a_{v,8h,a}$ [m.s^{-2}]	Limitná hodnota $a_{v,8h,L}$ [m.s^{-2}]
Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	0,19	22	0,24	0,5	1,15
Operátor manipulačnej 40	0,07		0,09		
Operátor manipulačnej 25	0,08		0,1		

Tabuľka 7 Stanovenie posudzovaných hodnôt vibrácií prenášaných na ruky

Profesia	$a_{weq,8h}$ [m.s^{-2}]	neistota [%]	Posudzovaná hodnota zrýchlenia vibrácií	Akčná hodnota $a_{v,8h,a}$ [m.s^{-2}]	Limitná hodnota $a_{v,8h,L}$ [m.s^{-2}]
Strojník čelného nakladača CATERPILLAR	0,43	22	0,52	2,5	5,0
Pilčík	2,22		2,71		

Na základe zistených výsledkov je možné navrhnúť následné opatrenia na zlepšenie súčasného stavu:

- výmena používaného typu motorovej píly za novší model, ktorý má zabudované prvky na zníženie vplyvu vibrácií,
- používanie antivibračných rukavíc,
- pravidelná údržba náradia,
- umožnenie častejších prestávok medzi pílením.

5 ZÁVER

Z nameraných a vypočítaných hodnôt je možné konštatovať, že pre hodnotené profesie strojník čelného nakladača, operátor manipulačnej linky 40 a 25 pri vibráciách prenášaných na celé telo nebol prekročená akčná ani limitná hodnota expozície vibráciám. Pri vibráciách prenášaných na ruky je možné z nameraných hodnôt pre hodnotenú pozíciu strojník čelného nakladača skonštatovať, že taktiež nebola prekročená akčná ani limitná hodnota expozície vibráciám. Pre hodnotenú pozíciu pilčík je možné z nameraných hodnôt skonštatovať, že pri vibráciách prenášaných na ruky nie je prekročená limitná hodnota expozície vibráciám avšak prekročená je akčná hodnota expozície vibráciám.

Na základe vyššie uvedených tvrdení je možné povedať, že pracovníci sú pri práci s drevom vystavovaní rôznym fyzikálnym faktorom, expozíciu vibráciám nevynímajúc. Práve z tohto dôvodu je potrebné venovať pozornosť danej problematike a v pravidelných intervaloch aktualizovať merania pre posúdenie úrovne expozície zamestnancov vibráciám. V prípade prekročenia nameraných hodnôt je potrebné zabezpečiť opatrenia na ich zníženie a predísť tak zvýšenému riziku vzniku chorôb z povolania.

Uvedené merania boli vykonané ako základ pre detailnú analýzu vplyvu fyzikálnych faktorov na zdravie zamestnancov pri ťažbe dreva. Napriek tomu, že v tomto prípade neboli prekročené prípustné hodnoty určujúcich veličín vibrácií, patrí tento typ práce medzi najproblematickejšie. Práve z tejto profesie je hlásený značný počet chorôb z povolania. Kritická je práve práca s reťazovou pilou, ktorá pri dlhšie trvajúcej expozícii (v tomto prípade 60 minút) môže mať výrazný vplyv na zdravie zamestnancov.

V ďalšom výskume by sme sa chceli zamerať na monitorovanie vplyvu vibrácií na zdravie zamestnancov pri práci v dlhšom časovom období.

LITERATÚRA

- GRIFFIN, M.J.: Handbook of Human Vibration, Elsevier Academic Press, 2004, 988 s., ISBN 0-12-303041-2.
- PAULÍKOVÁ A.: Záťaž vibráciami z ručného náradia a minimalizácia jej škodlivých vplyvov, Fyzikálne faktory prostredia – mimoriadne číslo, SĽ TUKE, 2013, ISSN 1338-3922.
- LUMNITZER, E. – MORAVEC, M.: Posúdenie vplyvu umiestnenia a upevnenia snímača vibrácií na namerané hodnoty určujúcich veličín, Fyzikálne faktory prostredia – mimoriadne číslo, SĽ TUKE, 2013, ISSN 1338-3922.
- DADO, M. et al.: Výskum vplyvu pílovej reťaze na veľkosť vibrácií motorovej píly, Fyzikálne faktory prostredia – mimoriadne číslo, SĽ TUKE, 2014, ISSN 1338-3922.
- LUMNITZER, E.: Protokol o meraní, objektivizácii a posúdení expozície vibráciám zamestnancov, ÚOFP – V/02/2011.

Nariadenie vlády SR č. 416/2005 Z.z., o minimálnych zdravotných a bezpečnostných požiadavkách na ochranu zamestnancov pred rizikami súvisiacimi s expozíciou vibráciám.

Táto práca bola podporovaná Agentúrou na podporu výskumu a vývoja na základe zmluvy č. APVV-0432-12. Výskum bol vykonaný v rámci riešenia projektu VEGA 1/1216/12.

Kontaktná adresa:

Ing. Alexandra Goga Bodnárová
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5
042 00 Košice
e-mail: alexandra.bodnarova@tuke.sk.

Ing. Petra Lazarová
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5
042 00 Košice
e-mail: petra.lazarova@tuke.sk.

Ing. Zdenka Beck
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5
042 00 Košice
e-mail: zdenka.kluknavska@tuke.sk

ROZDIELY V SOFTVÉROCH URČENÝCH NA VIZUALIZÁCIU HLUKU V INTERIÉRI

DIFFERENCES IN SOFTWARES FOR THE VISUALIZATION OF INTERIOR NOISE

Zdenka BECK – Petra LAZAROVÁ – Alexandra GOGA BODNÁROVÁ

ABSTRACT: The paper is focused on the differences in software products intended for visualization of interior noise. Article deals with the importance of creation noise maps of the interior and input data for their creation. The paper includes brief characteristics and potential uses of comparison software (NoiseAtWork and Cadna R). For easy comparison of these softwares have been created noise maps of the workshops Faculty of Mechanical Engineering TU in both softwares with the most similar conditions the extent possible, these softwares. In the resulting acoustic situation, values calculated by the software were compared in the same points in the both maps of workshops. Finally, are summarized advantages and disadvantages of both softwares.

Key words: noise map, interior, software, work environment

ABSTRAKT: Príspevok je zameraný na rozdiely v softvérových produktoch určených na vizualizáciu hluku v interiéri. Článok sa zaoberá významom tvorby hlukových máp interiéru a vstupnými údajmi na ich tvorbu. V príspevku je priblížená stručná charakteristika a možnosti využitia porovnávaných softvérov (NoiseAtWork a Cadna R). Pre jednoduché porovnanie týchto softvérov boli vytvorené hlukové mapy dielne na Strojníckej fakulte TUKE v oboch softvéroch s čo najviac podobnými podmienkami v rámci možností týchto softvérov. Vo výslednej akustickej situácii, hodnoty vypočítané softvérom boli porovnané v rovnakých miestach dielne oboch máp. Na záver sú zhrnuté výhody a nevýhody oboch softvérov.

Kľúčové slová: hluková mapa, interiér, softvér, pracovné prostredie.

1 ÚVOD

V pracovnom prostredí strávi človek približne polovicu života, čo znamená, že je na mieste ak sa legislatíva ako aj výskum zameriavajú na to aby sa rôznymi nástrojmi riešila problematika hluku v pracovnom prostredí. Technickým podkladom pre vyhodnocovanie akustickej situácie vo vnútri priemyselných prevádzok môžu byť aj interiérové hlukové mapy, ktoré sú prezentáciou údajov či už existujúcej alebo predpokladanej akustickej situácie. Hlukové mapy sú vhodným vizuálnym ukazovateľom prekročenia limitných hodnôt, ukazovateľom počtu pracovníkov s nadlimitnou expozíciou hluku a zároveň sú dobrým prostriedkom pre simuláciu, modelovanie a navrhovanie protihlukových opatrení.

2 TVORBA HLUKOVÝCH MÁP INTERIÉRU

Základným a najväčším problémom pri hlukovom mapovaní interiérov zostáva a zostane i v najbližšej budúcnosti problematika kvalitných vstupných dát. Zaistenie, získanie, spracovanie a vhodná konverzia týchto vstupných dát tvorí najväčší problém pri spracovávaní hlukových máp.

2.1 Vstupné údaje

Presnosť výsledkov výpočtu v programoch je daná predovšetkým presnosťou a kvalitou vstupných údajov. Akýkoľvek výpočtový program je iba výkonným nástrojom pre modelovanie akustickej situácie. Aby bol výpočtový postup, resp. použitý softvérový produkt pre výpočet hluku akceptovateľný, je nutné dbať na to, aby vykazoval výsledky v takej triede presnosti, s akou je možné získať výsledky meraniami v teréne. Čo väčšinou znamená, že rozdiel hodnoty L_{Aeq} od konvenčnej správnej hodnoty L_{Aeq} by mal byť menší ako 2 dB (Liptai a kol., 2012).

Na výpočet akustického tlaku v určitých bodoch existujú metódy a programy, ku ktorým potrebujeme nasledovné vstupné parametre:

- rozmery zdrojov hluku, informácie o emisii hluku zo zariadenia, ich jednotlivé akustické výkony (tzn. hluk pri zaťažení) – väčšinou sú uvedené v technických listoch,
- namerané hodnoty ekvivalentnej hladiny A zvuku, hodnoty hladín akustického tlaku v určitých miestach,
- rozmery objektu, celková stavebná situácia (napr. pôdorys), z ktorej je zrejme umiestnenie jednotlivých zdrojov hluku, zariadenie priestoru, umiestnenie priečok, okenných a dverových rámov a svetlíkov a so znázornením pracovných zón zamestnancov,
- stavebný materiál jednotlivých obvodových stien, priečok v interiéri vrátane stropu (strechy), typ okien a dverí, materiál použitý na svetlíky a pod.,
- koeficienty pohltivosti a odrazivosti povrchu, tieto možno zaokrúhliť podľa teoretických hodnôt,
- počet pracovných zmien (Kluknavská, 2011).

Výsledkom je mapa imisií hluku zložená z viacerých zdrojov a odrazov od stien. Na výpočet expozície sú takisto potrebné časy expozície na rozličných stanoviskách pracoviska.

2.2 Využitie interiérových hlukových máp

Interiérové hlukové mapy sa používajú pri projektovaní nových pracovísk a pracovísk, ktoré boli výrazné zrekonštruované. Predikujú budúci stav a umožňujú porovnanie niekoľkých alternatív s cieľom vybrať najlepšie riešenie alebo dosiahnuť nižšiu hladinu hluku.

Cieľom tvorby hlukových máp v interiéroch je opísať akustickú situáciu v okolí jednotlivých zdrojov hluku v rôznych priemyselných prevádzkach. Výsledkom takýchto máp je názorné zobrazenie akustickej situácie v prevádzke. Po takomto presnom vizuálnom

zmapovaní akustickej situácie vnútorného prostredia, je možné pristúpiť k opatreniam vedúcim k zníženiu hluku v prevádzke a to napr.:

- premiestnením alebo odhlučnením zdrojov hluku,
- znížením doby expozície,
- zmenou technológie,
- použitím iného zariadenia s nižšími emisiami hluku,
- uskutočnením stavebno-akustických úprav interiéru a zvýšením pohltivosti prostredia,
- aplikovaním sluchových chráničov u pracovníkov (Klukkanvská, 2011).

To všetko vedie k zníženiu hlukovej záťaže zamestnancov a zároveň k zníženiu chorôb z povolenia vznikajúcich z expozície hluku. Jednotlivé opatrenia je nutné zohľadňovať spolu s ohľadom na bezpečnosť zamestnancov, zariadení a prevádzky, kvalitu výstupu, výrobného procesu, obslužnosť a servis zariadenia (Klukkanvská, 2011).

Programy pre tvorbu interiérových hlukových máp sú efektívnou pomôckou pri riešení akustickej situácie vo vnútri podniku i v jeho okolí. Výsledky zahŕňajú určitý stupeň neistoty v závislosti od metódy výpočtu, spoľahlivosti použitých parametrov a predpokladoch výpočtov. Napriek tomu možno rôzne výsledky, ktoré zodpovedajú rozličným riešeniam, porovnávať. Tieto výsledky teda môžu pomôcť pri rozumnom výbere.

Pre tvorbu interiérových hlukových máp sa vyvíjajú rôzne typy počítačových programov, ako napr. Cadna R, Izofonik, jednoduchší softvér NoiseAtWork a softvér pre tvorbu hlukových máp exteriéru i interiéru SoundPLAN.

Zvolenie vhodného programu pre výpočet, tvorbu a prezentáciu hlukových štúdií závisí od rôznych faktorov ako napríklad:

- možnosť výpočtu imisii hluku v požadovanom území,
- možnosť modelovania terénu,
- metodiky používanej pre výpočet,
- možnosť zadania požadovaných parametrov, korekcií a pod. (Liptai a kol., 2012).

3 ANALÝZA SOFTVÉROV NA TVORBU HLUKOVÝCH MÁP INTERIÉRU

3.1 Noise at work

Je to program pre vizualizáciu a spracovanie výsledkov merania hluku v pracovnom prostredí, pre analýzu hluku v interiéri. Softvér je možné využiť aj pri riadení rizík hluku pri práci, pri znižovaní hluku v miestach, kde pracujú ľudia. Program je možné použiť aj pre všeobecnú vizualizáciu hladín zvuku v budovách, kanceláriách alebo i v blízkosti škôl. Vstupnými údajmi sú namerané hodnoty ekvivalentných hladín A zvuku. Výstupom je výpočet hlukových pásiem a expozície hluku zamestnancov. Program zobrazuje interpolované hlukové pásma v DXF/DWG/BMP/JPG formátoch. Softvér je založený na nameraných hladinách A zvuku a pracovnej doby zamestnancov. S možnosťou vypočítania a vizualizácie ekvivalentných hladín A zvuku v interiéri je možné tiež vypočítať hladiny A zvuku na pracovných miestach na základe aktuálnych, existujúcich alebo budúcich zdrojov zvuku.

Možnosti využitia softvéru:

- predikcia ekvivalentných hladín A zvuku a expozície hluku na zamestnanca pre súčasné a budúce situácie,
- výpočet expozície hluku a jeho zobrazenie,
- posudzovanie zdravotných a bezpečnostných rizík,
- predikcia hlučnosti potenciálnych zdrojov,
- predikcia vplyvu opatrení na zdrojoch hluku,
- predikcia vplyvu opatrení na ceste prenosu hluku,
- predikcia účinku pri inom rozmiestnení zdrojov hluku,
- analýza chráničov hluku,
- zisťovanie vplyvov tlmenia,
- kumulácia meraných hladín A zvuku v existujúcej situácii a vypočítaných hladín A akustického tlaku z pridaných zdrojov v budúcej situácii,
- pre výrobcov, dodávateľov a konzultantov (Kluknavská, 2011).

Program počíta expozíciu hluku (LEX alebo TWA) v závislosti na zameraných hladinách hluku a režimoch práce. NoiseAtWork ľahko a rýchlo analyzuje a zobrazuje hlukové expozície na pracoviskách.

Vlastnosti:

- Jednoduchá intuitívna práca a obsluha bez nutnosti zaškolenia.
- Profesionálna vizualizácia a vyhodnotenie akustickej situácie v pracovnom prostredí.
- Rýchly a efektívny nástroj založený na meraní hluku.
- Vkladanie dát ručne alebo prenesením z Excelu.
- Využití naskenovaných máp a súborov CAD.
- Jednoduché vytváranie protokolov o meraní.
- Program vyhovuje národným medzinárodným normám.
- Výpočet expozície hluku podľa noriem ISO a ANSI.
- Vyhovuje direktíve EU 2003/10/ES a OSMA 1.910.95 US.

Na výpočet hlukových pásem je v tomto softvéri použitý algoritmus **Delaunayovej triangulácie**. Ďalším krokom je vyhladenie vypočítaných vrstevníc. Dodatočné vyhladenie sa v softvéri NoiseAtWork vykonáva pomocou B-splajnových kriviek.

3.2 Cadna R

Program bol vyvinutý pre výpočet a posúdenie hluku v priemyselných halách. Program vypočítava ekvivalentné hladiny A zvuku na pracovných miestach na základe údajov o emisiách zariadení, čiže **akustických výkonoch**, v súlade s EÚ smernicami pre strojné zariadenia vzhľadom na priestorovú geometriu a konštrukčné vlastnosti. Ekvivalentné hladiny A zvuku z definovaných pracovných miest možno vytlačiť v tabuľkách (Kluknavská, 2011).

V Cadne R sú implementované na výpočet šírenia zvuku v priestore na výber tieto komplexné metódy modelovania:

- **metóda „Image Sources“**,

- metóda „**Particles**“,
- kombinovaná metóda „**Image Sources – Particles**“
- metóda **difúzneho poľa**,
- **norma VDI 3760** Výpočet a meranie šírenia zvuku v pracovných priestoroch.

V programe je možné vytvárať projekcie objektov na vytvorenie vhodnej hustoty strojov. Je možné zadať lokálne distribučné absorpcie. Avšak vo výpočtoch podľa hore uvedenej normy je absorpcia priemerovaná cez príslušnú plochu miestnosti. Teda vplyvy spôsobené lokálnou absorpciou (napr. tlmivými) sa nesčítavajú.

Pri použití tohto softvéru, používateľ môže vytvárať veľmi jednoducho geometrický model skúmaného priestoru, môže definovať akustické vlastnosti povrchov a nastaviť dáta zdrojov hluku. CadnaR obsahuje veľkú databázu funkcií a nastavení, pre čo najpresnejší a najobjektívnejší výstup. Užívateľ môže ľahko a rýchlo vypočítať akustické parametre v ľubovoľnom mieste skúmaného priestoru a dokonca aj celé rozloženie zvuku v rámci haly.

Prezentácia výstupu a výsledky môžu byť vytvorené v 2D alebo 3D zobrazení.

Cadna R je účinnou podporou pre všetkých tých, ktorí sú zodpovední za plánovanie, inštaláciu alebo riešenie opatrení na zníženie hluku v pracovných priestoroch. Grafické spracovanie týmto programom, jasná štruktúra vstupných a výstupných tabuliek a grafov je spojená s ľahkým ovládaním. Jedná sa teda o výkonný nástroj pre:

- analýzu akustickej situácie pri projektovaní prevádzok,
- orgány zodpovedné za vplyv hluku na zdravie,
- architektov, strojníkov špecialistov, výrobcov stavebných akustických produktov (Kluknavská, 2011).

Možnosti využitia Cadny R:

- Stanovenie akustickej kvality priestorov s pracovnými miestami porovnaním nameraných (existujúcich hál) alebo vypočítaných (plánovaných hál) hodnôt s odporúčanými hodnotami.
- Výpočet doby dozvuku pre inak využívané priestory (kiná, divadlá, zasadacie miestnosti a pod.) a predikcia s absorpčnými povrchmi, ak by bolo potrebné zlepšenie akustického stavu.
- Výpočet hladiny akustického tlaku, ktorý je spôsobený strojmi alebo inými zdrojmi zvuku (Kluknavská, 2011).

Štyri hlavné aktivity Cadny R:

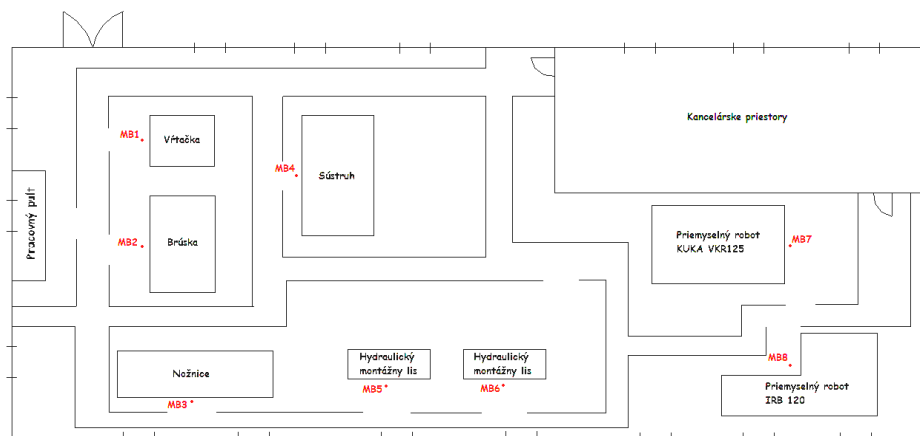
- výpočet doby dozvuku,
- výpočet útlmu zvuku,
- analýza meraní útlmu zvuku,
- výpočet ekvivalentných hladín A zvuku z údajov o emisiách strojov.

4 POROVNANIE TVORBY HLUKOVEJ MAPY V SOFTVÉRI NOISE AT WORK A CADNA R

Na tvorbu hlukovej mapy v oboch softvéroch bol použitý pôdorys dielne $31 \times 13,25$ m (obr. 1) na Strojníckej fakulte TUKE. V tejto dielni boli vykonané merania pri jednotlivých zdrojoch hluku (tab. 1). Merania boli vykonané v 15 – 30 sekundových intervaloch 1 m od stroja.

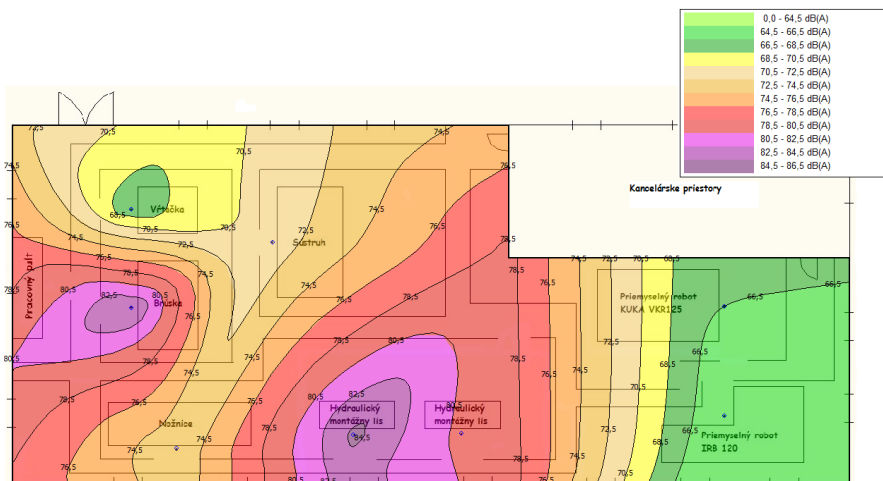
Tabuľka 1 Nameraná hladina akustického tlaku L_{Aeq} v meracích bodoch

Merací bod	Nameraná hladina akustického tlaku L_{Aeq} [dB] (1 m od stroja)
MB1 – Vŕtačka	67,20
MB2 – Brúska	84,50
MB3 – Sústruh	71,40
MB4 – Nožnice	73,00
MB5 – Hydraulický montážny lis	85,00
MB6 – Hydraulický montážny lis	80,00
MB7 – Priemyselný robot KUKA VKR 125	66,44
MB8 – Priemyselný robot IRB 120	64,50



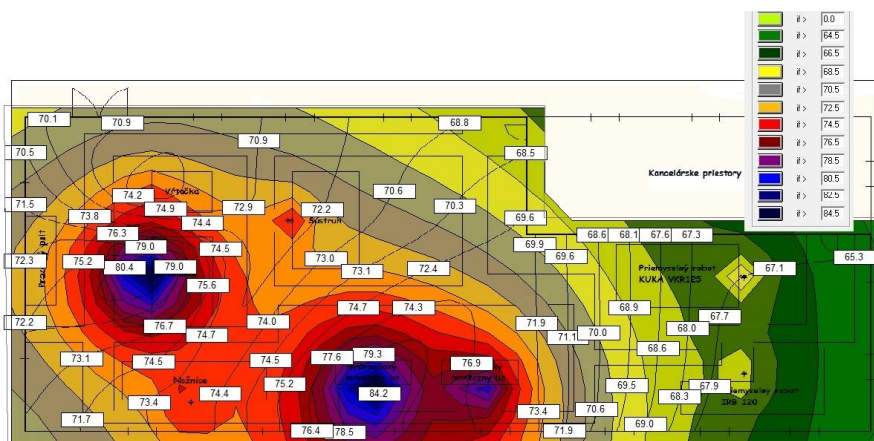
Obrázok 1 Pôdorys dielne so zakreslenými meracími bodmi

Na tvorbu hlukovej mapy v softvéri Noise at work bol potrebný pôdorys dielne, namerané hodnoty hladín akustického tlaku L_{Aeq} zadávané v presne definovaných meracích bodoch. Farebná škála bola vytvorená v 12 odtieňoch v rozmedzí 0–86,5 dB. Akustický výkon strojov nebol využitý. Po zadaní týchto parametrov bola hluková mapa automaticky vykreslená, vid'. obr. 2.



Obrázok 2 Hluková mapa vytvorená v pracovnom prostredí Noise at work

Na tvorbu hlukovej mapy v softvéri Cadna R bol tiež potrebný pôdorys, namerané hodnoty L_{Aeq} zadávané v softvéri do položky bodových zdrojov ako „SPL – sound pressure level“ hodnota. V softvéri Cadna R je nutné zadať emisné spektrum, od ktorého je závislý akustický výkon zariadenia alebo opačne, a to akustický výkon zariadenia od ktorého je závislé emisné spektrum. V tomto prípade bola zvolená prvá zo spomenutých možností. Na výpočet bola zvolená metóda „Image Sources“. Farebná škála bola vytvorená v 12 odteňoch v rozmedzí 0–84,5 a viac dB. Tento výber nastavených parametrov a možností bol zvolený kvôli čo najlepšiemu priblíženiu podmienok a možností softvéru Noise at work. Na obr. 3 je zobrazená hluková mapa vytvorená v pracovnom prostredí softvéru Cadna R.



Obrázok 3 Hluková mapa vytvorená v pracovnom prostredí Cadna R

Porovnaním výsledných hlukových máp vytvorených v oboch softvéroch je na prvý pohľad vidno, že zvolená výpočtová metóda v softvéri Cadna R a metóda implementovaná v softvéri Noise at work vykreslila vizuálne podobnú akustickú situáciu skúmaného pracovného prostredia. V softvéri Noise at work boli zistené celkovo vyššie hodnoty ako v softvéri Cadna R. Spriemerovaním všetkých rozdielných hodnôt v jednotlivých bodoch, vid'. obr. 2 a obr. 3, boli zistené priemerné hodnoty rozdielov. Na oboch obrázkoch je v tých istých bodoch 68 porovnávaných hodnôt. Tieto hodnoty boli rozdelené do troch skupín:

- v blízkosti zdroja (23 porovnávaných hodnôt),
- v strednej vzdialenosti od zdroja (23 porovnávaných hodnôt),
- v okrajoch miestnosti (22 porovnávaných hodnôt).

Priemerný rozdiel hodnôt v jednotlivých skupinách a minimálne a maximálne rozdiely v každej skupine sú číselne vyjadrené v tab. 2.

Tabuľka 2 Rozdiel hodnôt porovnávaných softvérov

Poloha porovnáwanej hodnoty	Priemerný rozdiel hodnôt [dB]
➤ V blízkosti zdroja	1,8
<i>Max. rozdiel: 5,7 dB</i> <i>Min. rozdiel: 0,1 dB</i>	
➤ V strednej vzdialenosti od zdroja	4,7
<i>Max. rozdiel: 8,3 dB</i> <i>Min. rozdiel: 0,4 dB</i>	
➤ V okrajoch miestnosti	3,3
<i>Max. rozdiel: 6,6 dB</i> <i>Min. rozdiel: 0 dB</i>	
Celkový priemerný rozdiel všetkých posudzovaných hodnôt	<u>3,3</u>

Najväčší priemerný rozdiel hodnôt bol zaznamenaný v strednej vzdialenosti od zdroja, najmenší priemerný rozdiel v blízkosti zdroja. Celkový priemerný rozdiel všetkých posudzovaných hodnôt je 3,3 dB. Rozdiely sú pravdepodobne spôsobené rozdielnou výpočtovou metódou a rozdielnymi možnosťami jedného a druhého softvéru.

V tab. 3 sú uvedené zachytené výhody a nevýhody softvéru NoiseAtWork a v tab. 4 sú uvedené zistené výhody a nevýhody softvéru CadnaR.

Tabuľka 3 Výhody a nevýhody softvéru Noise at work

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> ● Prehľadnosť. ● Rýchlosť. ● Jednoduchosť. ● Nízka cena. ● Postačujúce základné vedomosti v danej problematike. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Modelovanie iba v 2D priestore. Neumožnenie 3D kreslenia objektov priamo v pracovnom prostredí softvéru. ● Neumožnenie definovania akustických vlastností objektov, stien, priečok, zariadení, a pod. ● Menšia presnosť. ● 1 implementovaná metóda. ● Nemožnosť zistenia predpokladanej hodnoty akéhokoľvek bodu na ploche. ● Vykazovanie hodnôt s rozmedzím min. 0,05 dB.

Tabuľka 4 Výhody a nevýhody softvéru Cadna R

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> ● Vytváranie 3D modelov. Možnosť vytvárania rozmerovo presných objektov, zariadení, strojov a pod. v 3D priamo v pracovnom prostredí softvéru. ● Možnosť definovania akustických vlastností objektov, stien, priečok, zariadení atď. ● Možnosť voľby zo 4 metód výpočtu. ● Presnosť výpočtu. ● Možnosť zistenia predpokladanej hodnoty akéhokoľvek bodu na ploche. ● Automaticky berie do úvahy rozlohu priestoru. ● Viazanosť výpočtu na akustický výkon zariadení. 	<ul style="list-style-type: none"> ● Náročnosť informácií a vedomostí z danej oblasti. ● Zdlhavosť pri modelovaní. ● Vyššia cena.

5 ZÁVER

Pri porovnávaní softvéru Noise at work a softvéru Cadna R bolo zistených niekoľko podstatných rozdielov. Softvér Noise at work je jednoduchší, praktickejší, ale ponúka podstatne menej možností. Je vhodný ako základná informácia o akustickej situácii na pracovisku. Pravdepodobne je menej presný z dôvodu jednoduchosti a menších možností rôznorodých funkcií, výberu výpočtovej metódy a zadania rôznych parametrov. Softvér Cadna R má omnoho viac možností, nastavení, funkcií, viac výpočtových metód, možnosť definovania akustických vlastností jednotlivých objektov priestoru a veľkou výhodou je vykresľovanie priestoru v 3D formáte. Pre presnejšiu analýzu pracovného prostredia a pre predikciu budúcich situácií je jednoznačne lepšie zvoliť si prácu so softvérom Cadna R. Výsledky budú menej skreslené. V tomto softvéri je možné rizikové miesta posúdiť a s pomocou softvéru hľadať vhodné riešenia problémovej situácie. Je vhodná aj pre výrobcov stavebných akustických produktov.

LITERATÚRA

- KLUKNAVSKÁ, Z.: 2011. Tvorba hlukových máp interiéru v priemyselných prevádzkach: Diplomová práca. Košice: KE, SJF, TUKE, 2011. 104 s.
- LIPTAI, P. – LUMNITZER, E. – MORAVEC, M.: 2012. Všeobecný postup pre tvorbu a hodnotenie hlukových máp. In: *Fyzikálne faktory prostredia*. Košice: KE, SJF, TUKE, Roč. 2, č. Mimoriadne, 2012, 30–33 s., ISSN 1338-3922.

Táto práca bola podporovaná Agentúrou na podporu výskumu a vývoja na základe zmluvy č. APVV-0432-12 a v rámci projektu VEGA 1/1216/12.

Kontaktná adresa:

Ing. Zdenka Beck
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5,
042 00 Košice
e-mail: zdenka.kluknavska@tuke.sk

Ing. Petra Lazarová
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5
042 00 Košice
e-mail: petra.lazarova@tuke.sk

Ing. Alexandra Goga Bodnárová
Technická univerzita v Košiciach
Strojnícka fakulta
Katedra environmentalistiky
Park J. A. Komenského 5
042 00 Košice
e-mail: alexandra.bodnarova@tuke.sk

VPLYV OKRAJOVÝCH PODMIENOK NA RIEŠENIE DANEJ ORTOGONÁLNE ANIZOTROPNEJ KRUHOVEJ DOSKY

INFLUENCE OF BOUNDARY CONDITIONS ON SOLUTION OF A GIVEN ORTHOTROPIC CIRCULAR PLATE

Ferdinand BODNÁR

ABSTRACT: Solution of an orthotropic circular plate bended through the agency of a hemispherical tup is realised with using of an ANSYS software. Kinematic boundary conditions are calculated through a scripting language APDL. The solution of the given plate is for comparison also made with simplified boundary conditions.

Key words: orthotropic circular plate, kinematic boundary conditions, ANSYS

ABSTRAKT: Riešenie ortogonálne anizotropnej kruhovej dosky ohýbanej razníkom s polgul'ovým koncom je realizované programom ANSYS. Geometrické okrajové podmienky sú počítané a zadávané s použitím APDL. Pre porovnanie je uskutočnené aj riešenie danej dosky so zjednodušenými okrajovými podmienkami.

Kľúčové slová: ortotropná kruhová doska, kinematické okrajové podmienky, ANSYS

1. ÚVOD

Teóriu ohybu anizotropných dosák vypracoval Lechnickij (Lechnickij, 1957). Jej základnou rovnicou je rovnica anizotropnej dosky

$$D_{11} \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \cdot \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = q, \quad (1)$$

ktorá je vyjadrením závislosti priehybu w strednicovej roviny (x, y) dosky na ohybových tuhostiach D_{ij} dosky a na rozložení priečneho zaťaženia q v karteziánskom súradnicovom systéme x, y, z . Priehyb w sa vypočíta riešením parciálnej diferenciálnej rovnice (1) pri splnení konkrétnych okrajových podmienok riešenej úlohy.

Všeobecné riešenie w rovnice (1) je závislé od koreňov $\mu_1, \mu_2, \bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$ charakteristickej rovnice

$$D_{22}\mu^4 + 4D_{26}\mu^3 + 2(D_{12} + 2D_{66})\mu^2 + 4D_{16}\mu + D_{11} = 0. \quad (2)$$

Lechnickij dokázal, že korene $\mu_1, \mu_2, \bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2$, nemôžu byť reálnymi, ale sú komplexnými číslami, takzvanými komplexnými parametrami ohybu $\mu_1 = \alpha + \beta i, \mu_2 = \delta i, \bar{\mu}_1$ a $\bar{\mu}_2$ sú komplexne združené k μ_1, μ_2 .

Všeobecné riešenie rovnice (1) má tvar

$$w = w_0 + 2R_e \left[w_1(z_1) + w_2(z_2) \right], \quad (3)$$

kde w_0 je partikulárne riešenie rovnice (1), R_e znamená reálnu časť komplexného čísla, $w_1(z_1)$ a $w_2(z_2)$ sú ľubovoľné analytické funkcie komplexných premenných

$$z_k = x + \mu_k y \quad k = 1, 2. \quad (4)$$

Po nájdení vyhovujúcej funkcie priehybu všetky požadované fyzikálne veličiny, ako sú posunutia (u, v) v rovine $x - y$, ohybové momenty (M_x, M_y, M_z), priečne sily (Q_x, Q_y) a napätia ($\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$), je možné vyjadriť príslušnými vzťahmi závislými na priehybe w .

Hoci na prvý pohľad sa zdá, že nájdenie priehybu, t. j. všeobecného riešenia rovnice (1) nie je zložité, v skutočnosti nie je jednoduché nájsť riešenie, ktoré spĺňa dané okrajové podmienky ohýbanej dosky. Nájdenie funkcie priehybu w je problematické hlavne pre zložitejšie okrajové podmienky. Veľmi časté sú prípady, že pre riešenie danej úlohy treba použiť približné riešenie.

Na rozdiel od analytického riešenia anizotropných stien, analytické riešenie anizotropných dosák je v literatúre zriedkavejšie. Uvedený postup riešenia je použitý v prácach (Lang, Langová, 1998), (Ukadgaonker, 2000) a (Bodnár, Jablonski, 2009).

2. RIEŠENIE KRUHOVEJ ORTOGONÁLNE ANIZOTROPNEJ DOSKY

Z literatúry sú známe nasledovné analytické riešenia ortotropnej kruhovej dosky. Doska po obvode votknutá, ohýbaná spojitým zaťažením q pôsobiacim na celú kruhovú plochu dosky. Doska po obvode votknutá, zaťažená centrickou ako aj excentrickou silou kolmo na rovinu dosky (Lechnickij, 1957). Pomerne dlhé obdobie bolo problematickým riešenie kruhovej dosky po obvode kĺbovo podopretej. Riešenie tejto úlohy uskutočnil Sobotka (Sobotka, 1989). Ním navrhnuté riešenie vychádza z riešenia polygoniálnych dosák a umožňuje aj riešenie kruhových dosák s previsnutým okrajom.

Pre riešenie zložitejších úloh ohybu anizotropných dosák je potrebné použiť niektorú z približných metód riešenia. Pri použití Ritzovej metódy sa rieši úloha minima potenciálnej energie deformácie ohýbanej dosky. Potenciálna energia deformácie E_p anizotropnej dosky zaťaženej vonkajším zaťažením q , ktoré pôsobí kolmo na strednicovú plochu, je súčtom potenciálnej energie vnútorných síl a potenciálnej energie vonkajších síl (pri zanedbaní objemových síl)

$$E_p = \frac{1}{2} \iint \left[D_{11} \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + 2D_{12} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + D_{22} \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 4D_{66} \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 + 4 \cdot \left(D_{16} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + D_{26} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - 2qw \right] \cdot dx dy \quad (5)$$

Náhradná funkcia aproximovaného priehybu w v Ritzovej metóde má tvar

$$w = \sum_m \sum_n A_{mn} w_{mn}(x, y), \quad (6)$$

kde w_{mn} sú funkcie spĺňajúce všetky okrajové podmienky, m, n sú celočíselné parametre a A_{mn} sú neznáme konštanty. Dosadením náhradnej funkcie priehybu (6) do vzťahu (5), po jeho integrovaní podľa x aj y , potenciálna energia deformácie dosky bude vyjadrená polynómom druhého stupňa konštant A_{mn} . Neznáme konštanty A_{mn} sa určia z podmienky minima potenciálnej energie celej sústavy

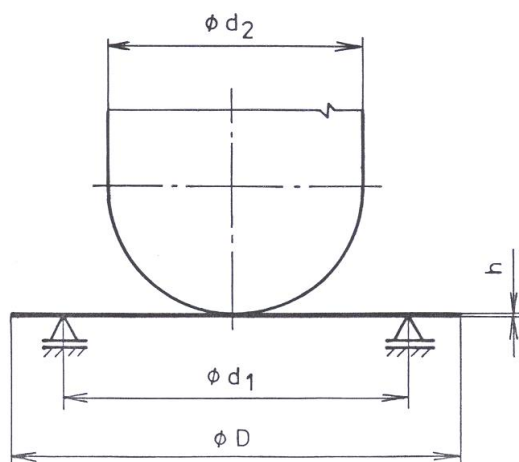
$$\frac{\partial E_p}{\partial A_{mn}} = 0. \quad (7)$$

Po uskutočnení príslušných derivácií vo vzťahu (7) sa dostáva sústava lineárnych rovníc s neznámymi A_{mn} .

V súčasnosti sa riešenie úloh pružnosti uskutočňuje v značnej miere metódou konečných prvkov. Rozdiel medzi Ritzovou metódou a metódou konečných prvkov je v tom, že Ritzova metóda používa jednu náhradnú funkciu aproximovanej neznámej veličiny pre celú riešenú oblasť, kým v metóde konečných prvkov sa riešená oblasť rozdelí na konečný počet podoblastí, t. j. prvkov, pričom každá podoblasť má pre každú aproximovanú veličinu svoju vlastnú náhradnú funkciu.

3. RIEŠENÁ ÚLOHA

Ortogonalne anizotropná kruhová doska s priemerom D , s hrúbkou h je symetricky kĺbovo podporená po obvode vnútornej kružnice medzikružia s priemerom d_1 . Kolmo na rovinu dosky v jej osi je do dosky vtláčaný tuhý razník s polguľovým koncom s priemerom d_2 . Posun razníka spôsobujúci priehyb dosky je p . Treba zistiť napätosť v danej doske.



Obrázok 1 Schéma dosky s razníkom

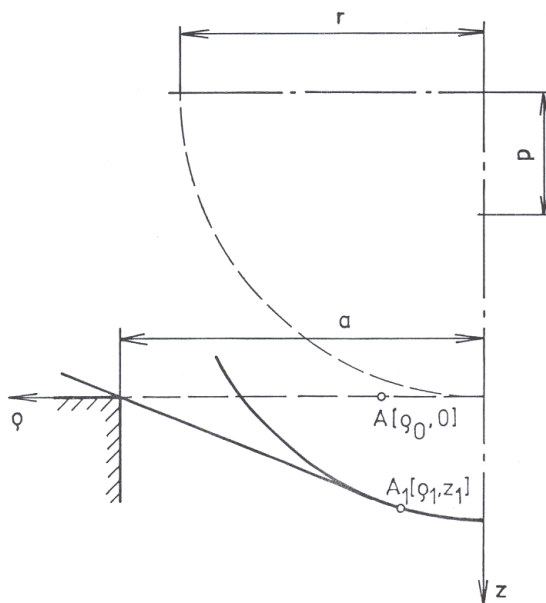
Riešenie úlohy sa uskutočnilo metódou konečných prvkov, softvérom ANSYS. Použitý bol osem uzlový ortogonálne anizotropný škrupinový prvok SHELL 93. Osi lokálneho aj globálneho súradnicového systému x, y, z boli totožné s osami pružnej symetrie ortotropného materiálu.

Pôsobením tuhého razníka na dosku jeho guľovitým tvarom sa bodom dosky na kontaktnej ploche s razníkom stanovujú posunutia, t. j. geometrické okrajové podmienky. Jedná sa o riešenie tzv. druhej úlohy pružnosti, pri ktorej sústava základných rovníc pružnosti, resp. rovnica dosky, je riešená pre dané kinematické okrajové podmienky.

Metóda konečných prvkov nie je ťažká, ale prácna. Je nemysliteľné, aby sa pri veľkom počte uzlov a prvkov ručne zadávali všetky potrebné údaje pre výpočet, ktorými sú napríklad súradnice jednotlivých uzlov alebo priradenie jednotlivých uzlov v stanovenom poradí príslušným prvkom. Ponecháva sa to na počítač, ktorý v rámci prípravy vstupných dát použitým softvérom urobí aj tieto činnosti. Pri riešení danej úlohy však ANSYS nedokáže príslušným uzlom dosky, v rámci kontaktnej plochy dosky s razníkom, priradiť ich nové súradnice. Obsahuje však APDL („ANSYS Parametric Design Language“), scenárický jazyk, ktorý bol vyvinutý ešte v ére zadávania údajov na diernych štítkoch pre uľahčenie zadávania. Nachádza však uplatnenie aj v súčasnosti, lebo umožňuje vytvárať modely s premennými parametrami, čo okrem iného umožňuje veľmi jednoducho meniť aj tvar modelu.

Pre výpočet a zadanie kinematických okrajových podmienok bol preto použitý jazyk APDL, v ktorom bolo vytvorené makro, t. j. príslušná sekvencia ansysovských príkazov uložených v určitom súbore pre opakované použitie. Vstupnými premennými veličinami makra sú posun p razníka a číslo uzla na doske, pre ktorý sa počítajú zložky posunutia spôsobené razníkom. Na základe geometrických súvislostí vyplývajúcich z posunu razníka sa najprv zistí, či daný bod je na dotykovej ploche s razníkom. Ak nie je z intervalu dotykovej plochy, posunutie uzla sa nepočíta. Súradnice posudzovaného uzla sú makrom prevzaté zo vstupného súboru ansysu na základe jeho čísla. Ak daný uzol je z oblasti dotyku, v meridiálnej rovine $\rho - z$ (obr. 2) na základe rovnosti súradnice ρ_0 , v strednicovej

rovine dosky, s dĺžkou obtočenia sprievodiča bodu okolo razníka sa vypočítajú súradnice posunutého bodu $A_1 [\rho_1, z_1]$ v meridiálnej rovine. Ich pretransformovaním sa vypočítajú súradnice príslušného bodu $A_1 [x_1, y_1, z_1]$ v globálnom súradnicovom systéme. Z rozdielov súradníc posunutého a pôvodného uzla sa vypočítajú zložky posunutia všetkých uzlov, ktoré sa nachádzajú v dotykovej oblasti s razníkom. Vypočítané zložky posunutia uzlov sa zapisujú do súboru a slúžia ako kinematické okrajové podmienky riešenej úlohy.



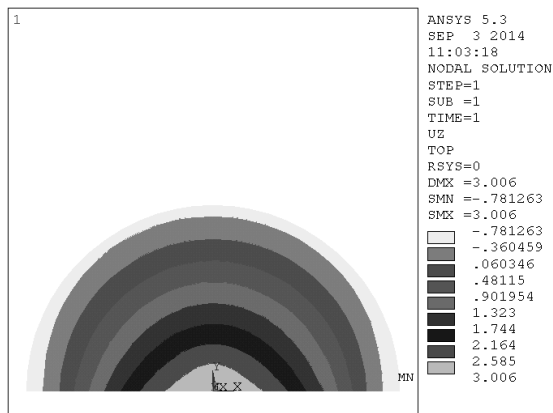
Obrázok 2 Poloha bodu pred a po deformácii v meridiálnej rovine

4. NUMERICKÉ VÝSLEDKY

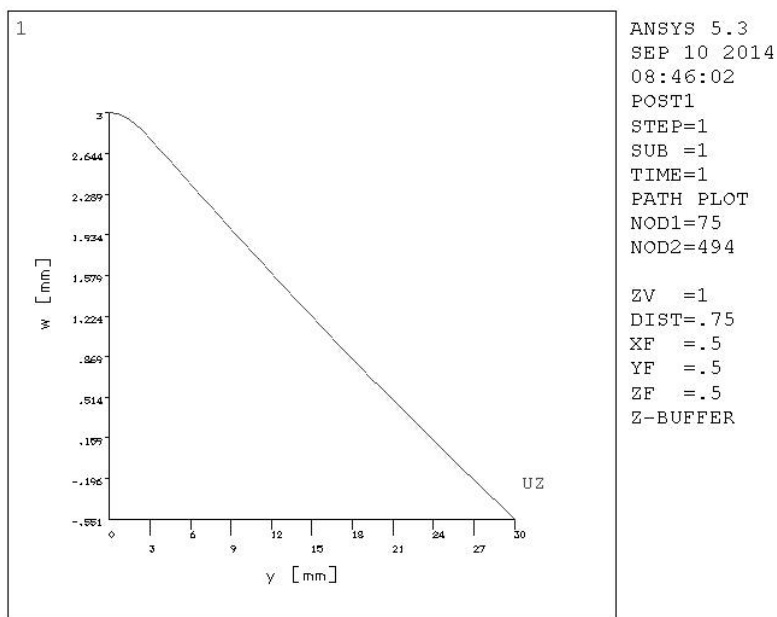
Z dôvodu symetrickej úlohy sa riešila len polovica kruhovej dosky. Rovinou symetrie je rovina $x - z$.

Numerické výsledky riešenej úlohy sú prezentované na obr. 3 až 6. Vstupné číselné hodnoty vo výpočte boli $D = 60$ mm, $h = 0,55$ mm, $d_1 = 50$ mm, $d_2 = 40$ mm, $p = 3$ mm, $E_x = 16\,670$ MPa, $E_y = 1\,130$ MPa, $E_z = 630$ MPa, $G_{xy} = 1\,200$ MPa, $G_{xz} = 930$ MPa, $G_{yz} = 190$ MPa, $\mu_{yx} = 0,37$, $\mu_{zx} = 0,50$, $\mu_{xy} = 0,044$, $\mu_{zy} = 0,67$, $\mu_{xz} = 0,027$, $\mu_{yz} = 0,33$.

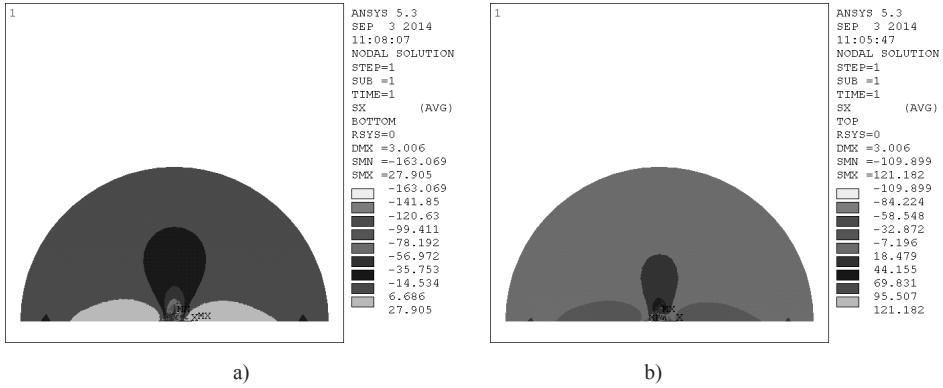
Obr. 3 zobrazuje priehyb w strednicovej roviny $x - y$ dosky a obrázok 4 znázorňuje priehyb dosky v rovine $y - z$. V obr. 5a je normálové napätie σ_x na dolnej a v obr. 5b na hornej ploche dosky. Obr. 6 znázorňuje normálové napätie σ_y na časti rezu dosky rovinou $y - z$.



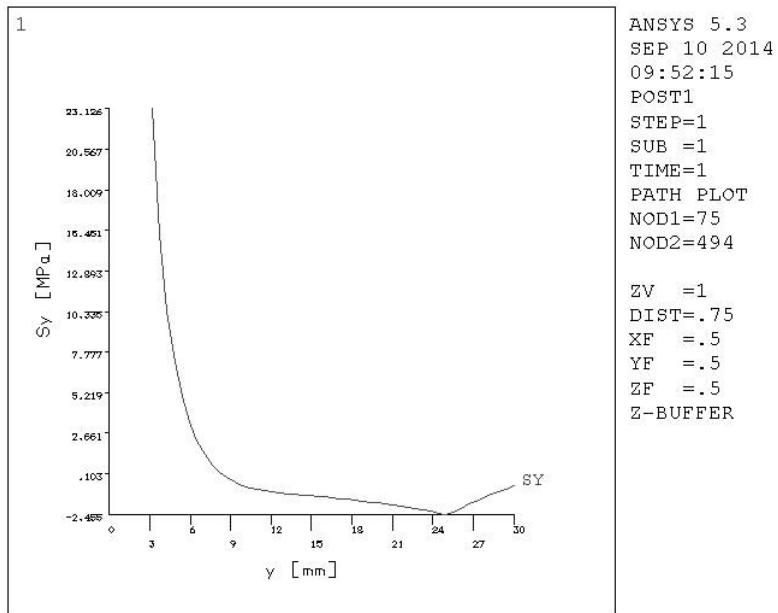
Obrázok 3 Priehyb w strednicovej roviny dosky



Obrázok 4 Priehyb w dosky v rezovej rovine y - z



a) b)
Obrázok 5 Normálové napätie σ_x
a) na spodnej ploche dosky, b) na hornej ploche dosky



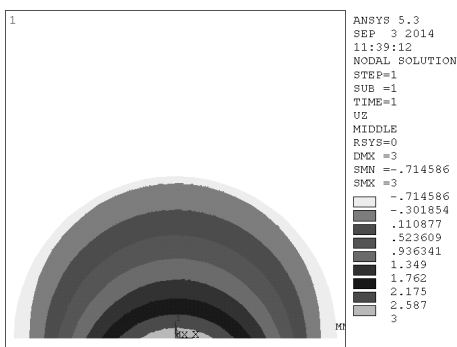
Obrázok 6 Normálové napätie σ_y v časti rezu rovinou $y-z$

5. DISKUSIA A ZÁVER

Použitie numerické riešenie kruhovej ortotropnej dosky poskytuje výsledky odpovedajúce daným geometrickým okrajovým podmienkam určeným pôsobením razníka s polgulovým zakončením na dosku pri danom uložení. Pre zadané posunutie p razníka s použitím „jazyka“ ANSYS Parametric Design Language boli vypočítané a pre riešenie softvérom ANSYS pripravené odpovedajúce kinematické okrajové podmienky. Ručný spôsob zadania týchto kinematických okrajových podmienok vzhľadom na značnú prácnosť je nerealizovateľný.

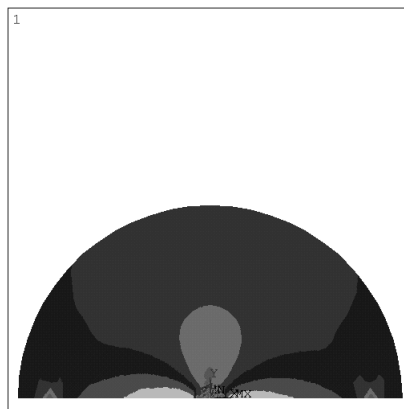
Pri zjednodušených okrajových podmienkach, keď pôsobenie razníka je simulované len posuvom stredného bodu kruhovej plochy dosky, výsledky sú skreslené. Porovnaním obrázkov 3 a 4 s obrázkami 7 a 9 je viditeľný rozdiel v priebehu w dosky. Obrázky 5a a 8 poukazujú na rozdiely vypočítaného napätia σ_x . Kým napätie σ_y v danom reze (obr. 6) vykazuje ťahové aj tlakové hodnoty, v zjednodušenom prípade (obr. 10) je v celom sledovanom reze tlakové, s úplne iným priebehom.

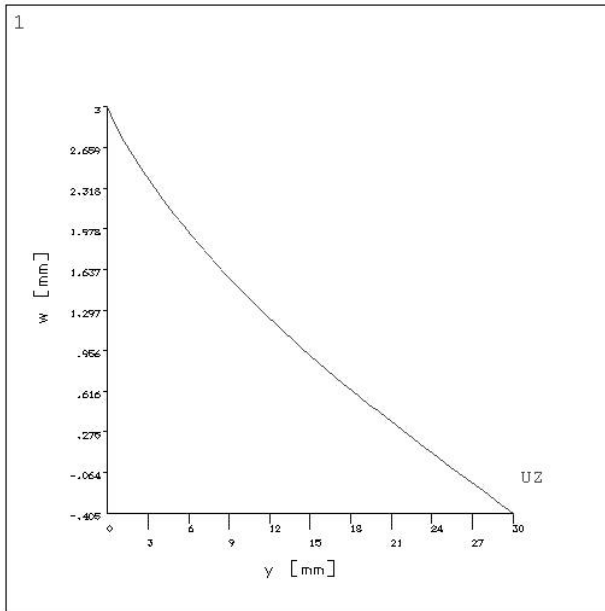
Z uvedených výsledkov je vidieť, že zjednodušenie zadávania okrajových podmienok môže viesť až k absurdným výsledkom simulovanej úlohy (obr. 10). To znamená, že dosku s danými číselnými hodnotami nie je možné riešiť s použitými zjednodušenými okrajovými podmienkami.



Obrázok 7 Priebeh w dosky pri zjednodušených okrajových podmienkach

Obrázok 8 Normálne napätie σ_x na spodnej ploche pri zjednodušených okrajových podmienkach





```

ANSYS 5.3
SEP 10 2014
08:40:58
POST1
STEP=1
SUB =1
TIME=1
PATH PLOT
NOD1=75
NOD2=494

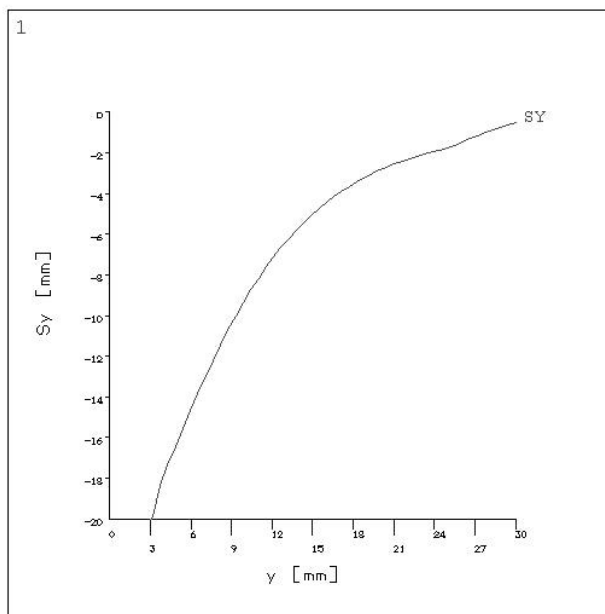
```

```

ZV =1
DIST=.75
XF =.5
YF =.5
ZF =.5
Z-BUFFER

```

Obrázok 9 Priehyb w dosky v rezovej rovine $y - z$ pri zjednodušených okrajových podmienkach



```

ANSYS 5.3
SEP 10 2014
10:55:34
POST1
STEP=1
SUB =1
TIME=1
PATH PLOT
NOD1=75
NOD2=494

```

```

ZV =1
DIST=.75
XF =.5
YF =.5
ZF =.5
Z-BUFFER

```

Obrázok 10 Normálové napätie σ_y pri zjednodušených okrajových podmienkach

Zadávanie zložitejších geometrických okrajových podmienok pri riešení úloh mechaniky v ANSYSe bez použitia APDL je ťažko realizovateľné, preto k zvládnutiu ANSY-Su patrí aj schopnosť aplikovania APDL. Vytvoreným makrom je možné opakovane riešiť napätosť a deformáciu dosky spôsobenú guľovitým tvarom razníka pre rôzne číselné hodnoty ako materiálových, tak aj geometrických vstupných údajov.

LITERATÚRA

- BODNÁR, F., JABLONSKI, M.: 2009. Anisotropic elastic plates with holes subjected to out-of-plane bending moments. *Annals of Warsaw University of Life Sciences – SGGV, Forestry and Wood Technology*, 2009, 68, p. 43–46. ISSN 1898-5912
- LANG, M., LANGOVÁ, N.: 1998. Štúdium vplyvu anizotropie materiálu na koncentráciu napätia okolo otvorov. *Acta Mechanica Slovaca*, 1998, 2, s. 91–94.
- LECHNICKIJ, S. G.: 1957. *Anizotropnyje plastinki*. Moskva: Gostechizdat, Moskva-Leningrad: 1957, 463 pp.
- SOBOTKA, Z.: 1989. Theory of plasticity and limit design of plates. *Studies in Applied Mechanics*, 1989, 18: 2–656.
- UKADGAONKER, V. G., RAO, D. K. N.: 2000. A general solution for moments around holes in symmetric laminates. *Composite Structures*, 2000, 49: p. 41–54.

Článok vznikol na základe výskumného zámeru a riešenia vedeckého grantového projektu: VEGA č. 1/0422/12 „Modifikovanie vlastností dreva pre účely jeho 3-D tvárnenia“.

Kontaktná adresa:

doc. Ing. Ferdinand Bodnár, CSc.
Katedra mechaniky, strojnictva a dizajnu FEVT
Technická univerzita vo Zvolene
Študentská 26
960 53 Zvolen
e-mail: bodnar@tuzvo.sk

REFERÁTY

PRIEPUSTNOSŤ TURBOKOMPRESOROVÉHO AGREGÁTU GE 31 MW NUOVO PIGNONE

CARRYING CAPACITY OF TURBOCOMPRESSOR AGREGATE GE 31 MW NOVO PIGNONE

Dávid SZÉPLAKY – Augustín VARGA

ABSTRACT: Contribution characterizes one of the most important and most modern turbocompressors aggregates, which are used in Slovakia transit system to ensure reliable transmission of natural gas. In the first part of the paper is given a complete description of the machine and the operating principle of the individual components. To determine the carrying capacity is necessary to characterize the different parts of the whole unit and then perform calculations of the basic characteristics of radial compressor and turbine power universal characteristics for the entire compressor unit.

Key words: GE 31 MW Nuovo Pignone, compression ratio, carrying capacity

ABSTRAKT: Príspevok charakterizuje jeden z najdôležitejších a najmodernejších turbokompresorových agregátov, ktoré sa využívajú v slovenskej tranzitnej sústave pre zabezpečenie spoľahlivej prepravy zemného plynu. V prvej časti príspevku je uvedený kompletný popis stroja a princíp činnosti jednotlivých komponentov. Pre určenie priepustnosti je potrebné charakterizovať jednotlivé časti celého agregátu a následne vykonať prepočty zo základnej charakteristiky radiálneho kompresora a výkonovej turbíny na univerzálne charakteristiky pre celý kompresorový agregát.

Kľúčové slová: GE 31 MW Nuovo Pignone, kompresný pomer, priepustnosť

1. ÚVOD

Funkciu zabezpečenia spoľahlivých a plynulých dodávok zemného plynu plnia kompresorové stanice vrámci vysokotlakej veľkokapacitnej tranzitnej sústavy. Schopnosť sústavy zabezpečovať prepravu pri meniacom sa prietoku závisí na priepustnosti tranzitnej sústavy, resp. každej kompresorovej stanice. Keďže sa už cez slovenskú tranzitnú sústavu neprepravuje zemný plyn v takom objeme ako v minulosti (vplyvom výstavby a sprevádzkovania iných veľkokapacitných tranzitných plynovodov) je potrebné pripraviť sústavu na tieto zmeny.

Samotnú priepustnosť sústavy a kompresorových staníc ovplyvňujú jednotlivé kompresorové agregáty na kompresorových stanicach. Priepustnosť jednotlivých agregátov sa rieši v závislosti od prepravovaného množstva cez kompresorovú stanicu, vstupného tlaku plynu, kompresného pomeru a teploty okolia. Na základe informácií od výrobcov

turboagregátov nie je možné zistiť priepustnosť agregátov, je preto potrebné vytvoriť univerzálne charakteristiky (VASZI, Zs, SZÉPLAKY, D., SZABÓ, Cs., VARGA, A., 2012).

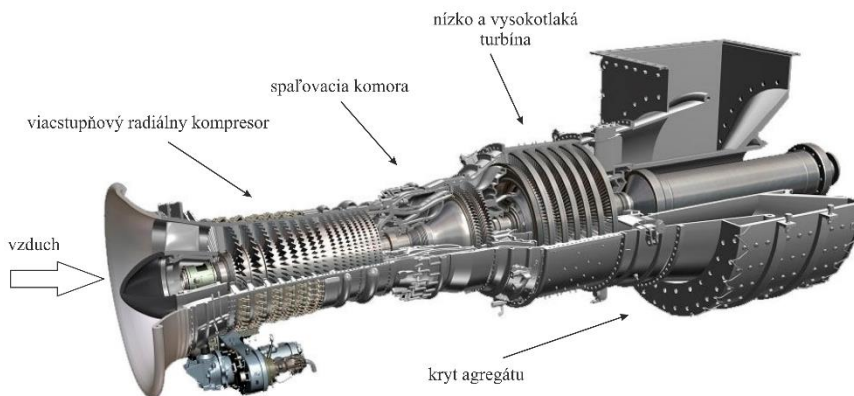
2. MATERIÁL A METÓDA

2.1 Popis agregátu GE 31 MW Nuovo Pignone

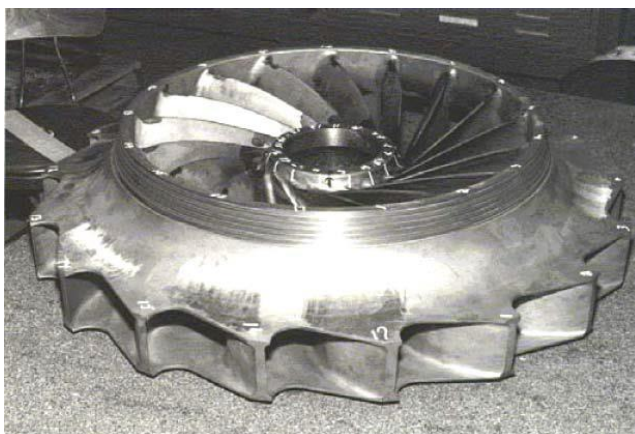
Turbokompresory sú rotačné stroje, v ktorých sa spojito stláčajú plyny alebo pary z nižších tlakov na vyššie, dá sa povedať, že vyrovnávajú tlakový diferenciál tranzitnej sústavy. Teoretické základy turbokompresorov sú dané základnými zákonmi prúdenia tekutín rotujúcimi kanálmi a termodynamickými vlastnosťami stláčaného plynu. Veľkou výhodou turbokompresorov je, že turbokompresory nemajú periodicky sa zrýchľujúce a spomaľujúce časti a okrem ložísk nedochádza k styku pohyblivých častí, t.j. vysoká spoľahlivosť pri vysokých otáčkach.

Turbokompresorový agregát od spoločnosti General Electric pozostáva zo spaľovacej turbíny PGT 25+ DLE a radiálneho kompresora PCL 800 (obr. 1). K najväčším výhodám spaľovacej turbíny patrí vyššia účinnosť, súlad s environmentálnymi predpismi (DLE – dry low emission), dostupnosť a spoľahlivosť.

PGT 25+ G4 stroj s výstupným hriadeľovým výkonom 34 MW s účinnosťou 41 %, ide o najväčší stroj v GE PGT 25 sérii z aeroderivátov plynových turbín. V PGT25+ G4 dochádza k zvýšeniu prepravnej kapacity pri vysokých tlakoch kompresora a pri vysokotlakej a nízkotlakej turbíne, ktorá je odvodená od stroja LM2500+ G4 (SPP preprava, 2007).



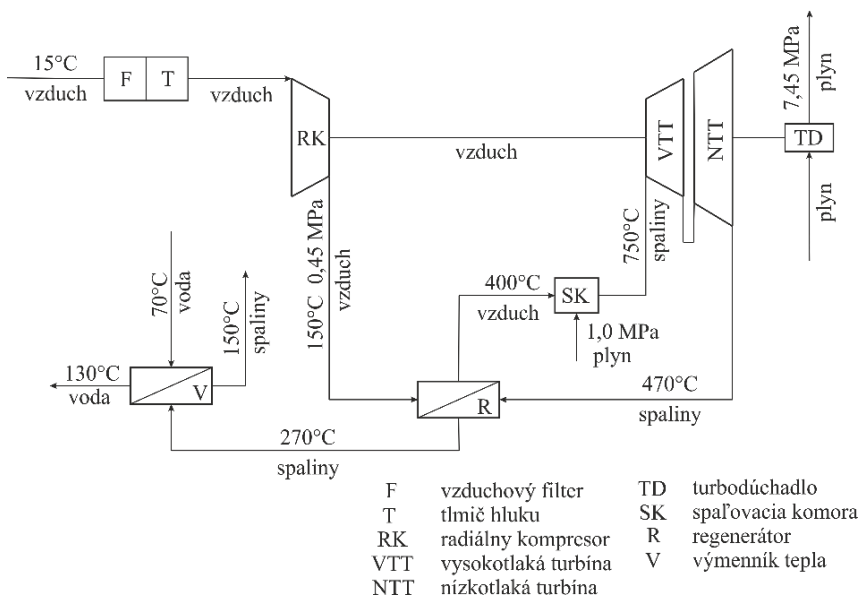
Obrázok 1 Turbokompresor GE 31 MW Nuovo Pignone



Obrázok 2 Obežné koleso plynového kompresora

V prípade radiálneho kompresora je jeho stupeň charakterizovaný otáčaním obežného kolesa s lopatkami (obr. 2), pričom spôsobuje pohyb častíc plynu a vznik odstredivej sily pôsobiacej na častice v medzilopatkových kanáloch. V dôsledku odstredivej sily sa začnú častice plynu pohybovať k vonkajšiemu odvodu obežného kolesa a na ich miesto sa nepretržite nasáva ďalší plyn. Tvar lopatiek je navrhnutý tak, že prierez medzilopatkových kanálov sa od vstupu k výstupu spravidla zväčšuje, relatívna rýchlosť znižuje a v dôsledku toho a najmä v dôsledku práce odstredivých síl pôsobiacich na častice tekutiny sa tlak zvyšuje. Za obežným kolesom sa nachádza difúzor, ktorý má spravidla bezlopatkovú a lopatkovú časť. Zvýšenie tlaku v stupni radiálneho kompresora sa uskutočňuje v obežnom kolese a medzilopatkových kanáloch statora v rôznom pomere podľa konštrukcie stupňa. Z difúzora odchádza plyn vratnými kanálmi do sania nasledujúceho stupňa (SPP preprava, 2007).

Celý turboagregát pracuje tak, že spaľovací vzduch je nasávaný cez príslušné traky vybavené textilnými filtrami s automatickým posunom, podľa tlakového rozdielu je stlačovaný turbokompresorom na príslušnú hodnotu, ďalej je vedený do regenerátora, kde sa využije časť tepla spalín k jeho ohriatiu a pokračuje do spaľovacej komory. Z komory vychádzajú spaliny o teplote cca. 750 °C do vysokotlakej a nízkotlakej časti turbíny. Použitím regenerátora sa výrazne zvyšuje celková účinnosť agregátu, ktorá má aj svoje nevýhody, predovšetkým v určitom znížení výkonu turbíny (zníženie životnosti výmenníku tepla). Pri netesnosti výmenníku dochádza k prenikaniu čerstvého vzduchu do odchádzajúcich spalín a k zhoršeniu funkcie spaľovacej komory a turbíny. Zjednodušená schéma agregátu je na obr. 3 (POTUŽÁK, K., 1981).



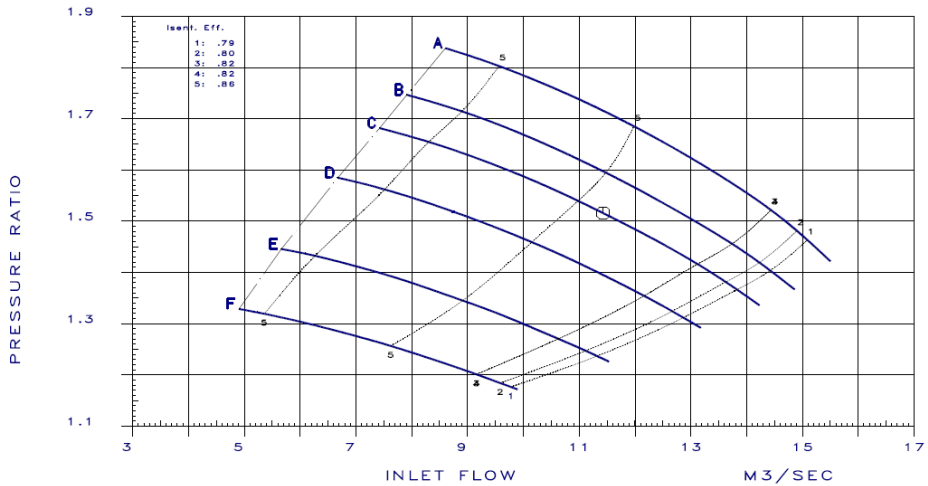
Obrázok 3 Zjednodušená schéma princípu činnosti agregátu GE 31 MW Nuovo Pignone

2.2 Základná charakteristika turbokompresora

Je potrebné získať funkčnú závislosť medzi kompresným pomerom ε a množstvom prepravovaného plynu Q na vstupe do stroja. Sledovaná funkčná závislosť musí byť s ohľadom na ďalší postup riešenia čo najjednoduchšia a musí umožňovať výpočet ε v závislosti na Q pri meniacich sa podmienkach práce kompresora. Zmena podmienok spočíva v zmene vstupného tlaku, teploty na vstupe a zloženia prepravovaného plynu, a tým aj jeho fyzikálnych vlastnostiach.

Východiskom pre výpočet univerzálnej charakteristiky je jeho základná charakteristika. Základná charakteristika je udávaná výrobcom a je to množina bodov, pre ktoré platí:

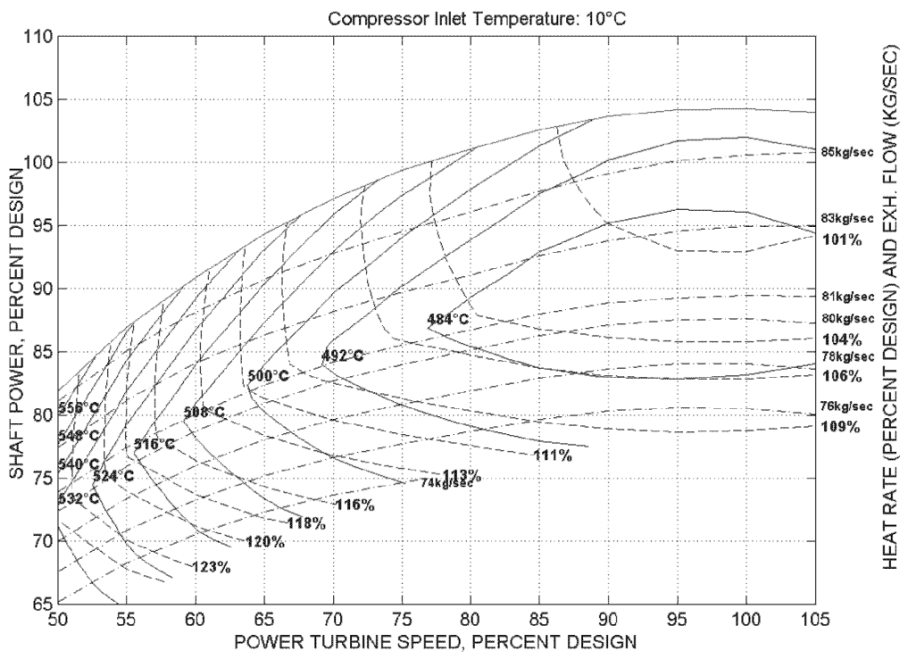
$$\varepsilon = \left(\frac{T_0 - \Delta T}{T_0} \right)^{\frac{AP_0}{AP_0 - 1}} \cdot \eta_{pol} \quad (1)$$



THESE CURVES ARE VALID IN THE FOLLOWING CONDITIONS

GAS HANDLED	NATURAL GAS	RPM	
MOLECULAR WEIGHT	16.453	A=6405	D=5490
INLET PRESSURE	48.5 BARA	B=6100	E=4880
INLET TEMPERATURE	23 DEG-C	C=5867	F=4270
COMPRESS. AT SUCTION	0.910		
RATIO OF SPEC. HEATS	AS PER BWRS EOS		

Obrazok 4 Základná charakteristika kompresoru PCL 800



Obrazok 5 Základná charakteristika turbíny PG 125+

Podľa vzťahu (1) sa určia hodnoty ϵ pre stúpajúce Q v určitom intervale. Táto chara-

Podľa vzťahu (1) sa určia hodnoty ε pre stúpajúce Q v určitom intervale. Táto charakteristika udáva závislosť ε na Q . Bolo overené, že je možné s dostatočnou presnosťou preložiť empiricky získanú základnú charakteristiku radiálneho kompresora kvadratickou parabolou, pričom sa vzťah medzi ε a Q zjednoduší na polynomicкую funkciu tretieho stupňa (VASZI, Zs, SZÉPLAKY, D., SZABÓ, Cs, VARGA, A., 2012):

$$\varepsilon = a_1 x^3 + b_1 x^2 + c_1 x + d_1$$

$$a_1 = A_1 n_t^2 + B_1 n_t + C_1 \quad b_1 = A_2 n_t^2 + B_2 n_t + C_2 \quad (2)$$

$$c_1 = A_3 n_t^2 + B_3 n_t + C_3 \quad d_1 = A_4 n_t^2 + B_4 n_t + C_4$$

ε – kompresný pomer,

T_0 – vstupná teplota [K],

η_{pol} – polytropická účinnosť,

n_t – otáčky kompresora,

AP – adiabatický exponent,

$a_1, b_1, c_1, d_1, A_1, A_2, \dots$ – koeficienty získané na základe regresnej analýzy.

2.3 Výpočet univerzálnej charakteristiky turbokompresora

Univerzálna charakteristika popisuje činnosť kompresora v podmienkach iných, ako boli definované pri základnej charakteristike, tzn. pri inom zložení plynu, pre inú vstupnú teplotu, iný tlak v sacom hrdle a pre iné otáčky. Úlohou je určiť spôsob prepočtu tejto základnej charakteristiky na univerzálnu.

Pre adiabatickú prácu radiálneho kompresora platí pre určité otáčky a určité množstvo Q vzťah:

$$H_{ad} = R \cdot Z \cdot T \cdot \frac{AP}{AP-1} \cdot \left(\varepsilon^{\frac{AP-1}{AP}} - 1 \right) \quad (3)$$

Ak za podmienky, že pri rovnakých otáčkach a rovnakom množstve sa nemení adiabatická účinnosť, potom platí pre rovnaké množstvo na vstupe Q pri rovnakých otáčkach rovnosť adiabetickej práce aj pri rôznych podmienkach. Pri rovnakých otáčkach a rovnakom množstve Q platí (KRÁTKY, L., 1984):

$$H_0 = R_0 \cdot Z_0 \cdot T_0 \cdot \frac{AP_0}{AP_0-1} \cdot \left(\varepsilon_0^{\frac{AP_0-1}{AP_0}} - 1 \right) = R_1 \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \frac{AP_1}{AP_1-1} \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{AP_1-1}{AP_1}} - 1 \right) \quad (4)$$

$$H_1 = H_0 \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad (5)$$

$$H_1 = R_0 \cdot Z_0 \cdot T_0 \cdot \frac{AP_0}{AP_0-1} \cdot \left(\varepsilon_0^{\frac{AP_0-1}{AP_0}} - 1\right) \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = R_1 \cdot Z_1 \cdot T_1 \cdot \frac{AP_1}{AP_1-1} \cdot \left(\varepsilon_1^{\frac{AP_1-1}{AP_1}} - 1\right) \quad (6)$$

H – adiabatická práca,
R – univerzálna plynová konštanta,
Z – súčiniteľ stlačiteľnosti.

Vyriešením vzťahu (6) a dosadením funkčného vzťahu (2) preurčenie základnej charakteristiky pre kompresný pomer prvého stupňa platí:

$$\varepsilon_1 = \left\{ \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \cdot \frac{AP_0}{AP_1-1} \cdot \frac{R_0 \cdot Z_0 \cdot T_0}{R_1 \cdot Z_1 \cdot T_1} \cdot \left[(a_1 x^3 + b_1 x^2 + c_1 x + d_1)^{\frac{AP_0-1}{AP_0}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{AP_1}{AP_1-1}} \quad (7)$$

a		-0,38127	-0,37644	-0,29752	-0,1445	-0,19588	-0,20005	-0,18897	-0,16366	-0,36912
b		0,265942	0,418154	0,320736	-0,026314	0,196629	0,228484	0,211301	0,140536	0,419415
c		-0,05533	-0,19542	-0,10943	0,202649	-0,00639	-0,02563	0,014691	0,111533	-0,19691
d		1,118598	1,207793	1,244455	1,228587	1,377726	1,4204	1,45687	1,470194	1,216853
	188,8546	226,6255	264,3964	302,1673	339,9382	366,2088	377,7091	396,5946	232,4364	
n	3250	3900	4550	5200	5850	6130	6500	6825	4000	
M*odm(T1)/P1 tis.kg/h* $K_0,5$ /Mpa										
0,387495	1,114754	1,114908								1,170330
0,465537	1,112446	1,112011	1,166694	1,169459						1,170407
0,543579	1,105521	1,105866	1,16554	1,164657	1,232484	1,231953				1,168271
0,617514	1,096287	1,096065	1,158614	1,157926	1,227867	1,229125	1,31097	1,309666		1,168901
0,69761	1,078974	1,079985	1,148227	1,14716	1,22325	1,223195	1,306353	1,308093	1,402153	1,402455
0,740738	1,069574	1,068574	1,14361	1,139472	1,219788	1,218455	1,304045	1,305528	1,400999	1,401265
0,800297	1,048964	1,049223	1,127451	1,126259	1,2094	1,209799	1,300582	1,299846	1,39869	1,398142
0,855748	1,027035	1,027074	1,111292	1,11087	1,199012	1,199237	1,293657	1,29218	1,391765	1,393495
1,032369			1,038577	1,037511	1,145918	1,145958	1,250951	1,250759	1,368681	1,365166
1,215152					1,051273	1,051237	1,175928	1,176706	1,307508	1,308834
1,395881							1,067432	1,067169	1,215171	1,219167
1,578654									1,064745	1,067017
1,654652										1,095133
1,767608										1,098596
1,860026										1,110138
										1,110662

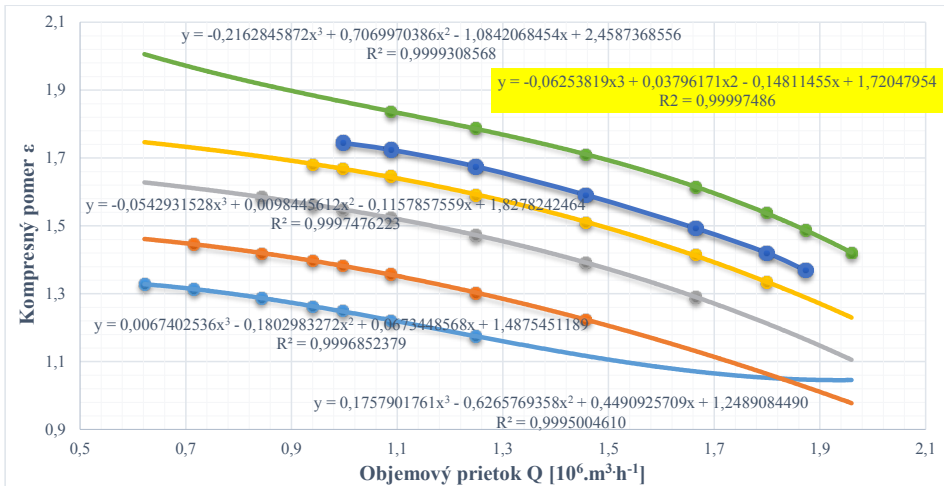
Obrázok 6 Znáznomený výpočet koeficientov a, b, c, d pre stanovenie univerzálnej charakteristiky

Je potrebné vykonať prepočet množstva Q na množstvo odpovedajúcej zmeny otáčok podľa vzťahu:

$$\frac{n_1}{n_0} = \frac{Q_1}{Q} \quad (8)$$

Vzhľadom na tom, že kompresory v kompresorovej stanici sú napojené na spoločný vstupný a výstupný kolektor, je množstvo prepravovaného plynu v stanici rozdelené medzi paralelne pracujúcimi kompresormi rovnomerne. Z toho vyplýva, že celkové množstvo na vstupe Q_s je určené vzťahom (KRÁLIK, J., STIEGLER, P., VOSTRÝ, Z., 1984):

$$Q_s = I_1 \cdot Q_1 \quad (9)$$



Obrázok 7 Znáznorný výpočet kompresného pomeru v závislosti prietoku na otáčkach kompresora

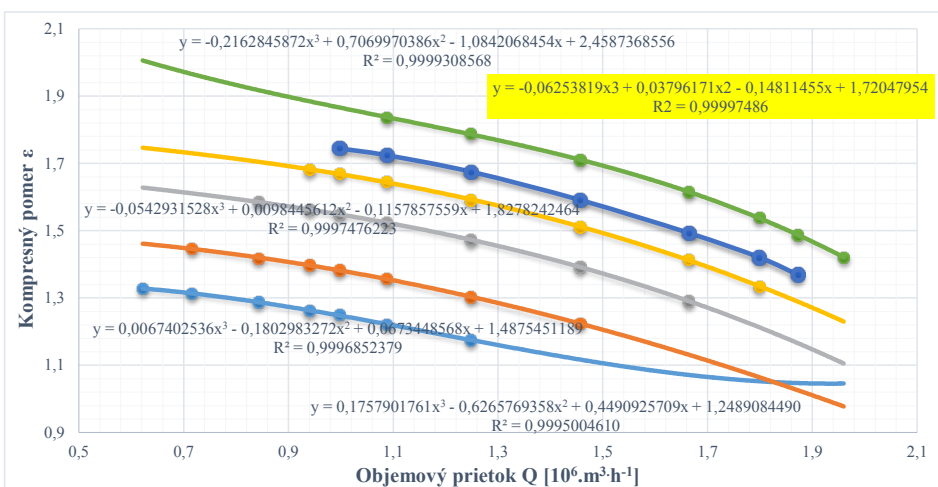
Na obr. 6 a 7 sú znázornené časti výpočtov pre určenie univerzálnych charakteristík agregátu. Popísaným spôsobom sa v cykle určí ϵ pre n stúpajúcich hodnôt množstva Q v intervale $Q_{\min} - Q_{\max}$. Týmto sa získa n bodov charakteristiky agregátu s kompresormi pracujúcich v niekoľkých stupňoch kompresie.

3. VÝSLEDKY A DISKUSIA

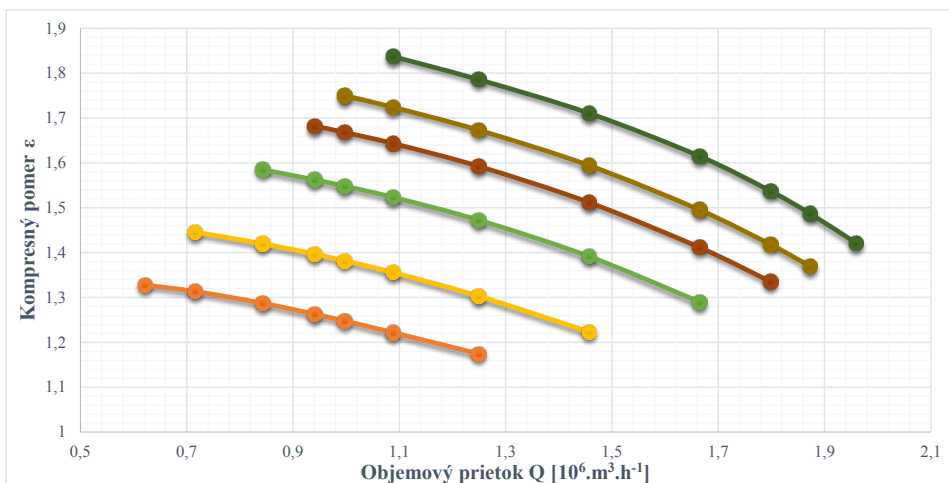
Vstupnými parametrami zadávaných pre výpočet univerzálnej charakteristiky bol vstupný tlak, teplota plynu, otáčky kompresora, teplota okolia. Výstupom z programu boli dátové súbory (tab. 1). Pri výpočtoch sa využila regresná analýza a polynomicke funkcie (obr. 8).

Tabuľka 1 Vypočítané hodnoty pre stanovenie univerzálnych charakteristík

pI	t _{ok} °C	i	n	m	q ₂₀ 106.m ³ /d	t ₂ °C	n _{po} -	a _{pol} kJ.kg ⁻¹	e _{ta}	P _{kom} MW	e _{kk} kJ.10 ³ .m ⁻³	ntmin ot.min ⁻¹	e _{lat}	P _{turb} MW	e _{kt} kJ.103.m ⁻³
MPa		-		103.kg.s ⁻¹	106.m ³ /d		-								
4,30	15	1	6 600	0,413	52,23	37	1,35	31,56	0,666	22,36	36,99	6585	0,37	61,57	101,84
4,30	15	1	6 575	0,411	51,94	37	1,35	31,57	0,668	22,22	36,96	6320	0,37	61,55	102,39
4,30	15	1	6 550	0,408	51,65	37	1,35	31,58	0,671	22,08	36,93	6125	0,37	61,53	102,92
4,30	15	1	6 525	0,406	51,36	37	1,35	31,59	0,673	21,93	36,9	5980	0,36	61,5	103,45
4,30	15	1	6 500	0,404	51,07	37	1,35	31,6	0,675	21,8	36,87	5865	0,36	61,46	103,97
4,30	15	1	6 475	0,401	50,78	37	1,35	31,61	0,678	21,66	36,85	5770	0,36	61,41	104,49
4,30	15	1	6 450	0,399	50,48	37	1,35	31,62	0,68	21,52	36,83	5690	0,36	61,36	105
4,30	15	1	6 425	0,397	50,19	37	1,35	31,63	0,682	21,38	36,81	5615	0,36	61,3	105,51
4,30	15	1	6 400	0,394	49,89	37	1,35	31,64	0,685	21,25	36,79	5550	0,35	61,23	106,02
4,30	15	1	6 375	0,392	49,60	37	1,35	31,64	0,687	21,11	36,77	5490	0,35	61,15	106,51
4,30	15	1	6 350	0,39	49,3	37	1,35	31,65	0,689	20,97	36,75	5430	0,35	61,07	107,01
4,30	15	1	6 325	0,387	49	37	1,35	31,66	0,692	20,83	36,73	5380	0,35	60,98	107,5
4,30	15	1	6 300	0,385	48,7	37	1,35	31,66	0,694	20,70	36,71	5330	0,35	60,88	107,99



Obrázok 8 Regresná analýza a polynomicke funkcie pri stanovovaní závislosti kompresného pomeru ϵ na objemovom prietoku Q



Obrázok 9 Vypočítaná univerzálna charakteristika turbokompresorového agregátu GE 31MW Nuovo Pignone

4. ZÁVER

Pre zabezpečenie efektívnej prepravy zemného plynu tranzitnou sústavou je potrebné nakonfigurovať všetky dôležité prvky sústavy tak, aby boli schopné pri výraznej zmene podmienok prepravy schopné dostatočne rýchlo reagovať na tieto zmeny. Vypočítaním univerzálnych charakteristík pre kompresorové stroje je základ stanovenia priepustnosti ako kompresorovej stanice tak aj celej siete. Dané kompresory budú schopné pracovať aj za iných podmienok, než za tých ktoré boli stanovené výrobcom v rámci základných charakteristík. To prináša veľkú flexibilitu pri preprave a zníženie nákladov na prepravu plynu.

Výpočtami bolo zistené, že turbokompresorový agregát GE 31 MW Nuovo Pignone vie pracovať pri veľmi vysokom kompresnom pomere, pri ktorom vie zabezpečiť plynulý priebeh kompresie plynu aj pri vysokom objemovom prietoku.

Ak sa jedná o prepravnú sieť ako celok z hľadiska priepustnosti, prvým krokom je stanovenie priepustnosti všetkých kompresorových agregátov. V ďalšom kroku by bolo vhodné stanoviť univerzálne charakteristiky pre ostatné druhy turboagregátov a vyhodnotiť, ktoré sú vhodné pre použitie pri zmenených podmienkach prepravy, aby bola zabezpečená efektívna preprava. Staré stroje, ktoré sú v prevádzke už desiatky rokov by sa mali postupne nahradzovať modernými aeroderivátmi na báze plynových turbín ako je tomu už spomínaný GE 31 MW Nuovo Pignone.

LITERATÚRA

- POTUŽÁK, K.: 1981. Dálková doprava a rozvod plynu. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze.
- KRÁTKY, L.: 1984. Model kompresorové stanice s turbokompresory pro dynamickou simulaci tranzitní soustavy. Plyn, 1984, 64, 5, s. 130–135
- KRÁLIK, J., STIEGLER, P., VOSTRÝ, Z.: 1984. Výpočet pracovního bodu kompresní stanice s turbokompresory v souborech programu simulace dynamiky potrubních sítí. Automatizace, 1984, 27, 10, s. 247–252
- VASZI, Zs., SZÉPLAKY, D., SZABÓ, Cs., VARGA, A.: 2012. Mathematical model of the transit system throughput calculation. The International Journal of Transport and Logistics, 2012, 11, s. 156–161, ISSN 1451-107X
- SPP preprava: 2007. Vzdelávanie technológov kompresorových staníc. Žilina 2007

Kontaktná adresa:

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