

UDK: 621.93.023

Izvirni znanstveni članek (Original Scientific Paper)

Analiza hrupa prosto vrtečih se aerodinamično vzbujanih krožnih žaginskih listov

Analysis of the noise emitted by idling aerodynamically excited circular saw blades

Bojan BUČAR*

Povzetek

V članku je prikazana analiza emitiranega hrupa aerodinamično vzbujanih prosto vrtečih se krožnih listov v časovnem in frekvenčnem prostoru. V splošnem je hrup prosto vrtečih se krožnih žaginskih listov posledica aerodinamičnega hrupa; povzročča ga ozobljena periferija orodja in hrupa, ki nastaja zaradi lateralega nihanja krožnih žaginskih listov. Pomembno je dejstvo, da je v primeru obeh navedenih kategorij hrupa prosto vrtečih se krožnih žaginskih listov narava izvora identična in odvisna zgolj od aerodinamičnih lastnosti orodja. Analize opravljenih meritev potrjujejo hipotezo, da za pojav prečnega resonančnega nihanja orodja ne zadošča zgolj aerodinamično generirana vzbujevalna sila s primerno frekvenco. Poleg omenjenega pogoja morata biti namreč izpolnjena še dodatna pogoja, in sicer morajo biti vzbujevalne tlačne razlike okoliškega zraka primerno velike, dušilne sposobnosti materiala nosilnega telesa žaginega lista pa dovolj majhne. Ko so izpolnjeni vsi pogoji za vzbuditev prečnega resonančnega nihanja vrtečega se diskastega orodja, nastopita dva tipa resonančnega nihanja. Prvi tip nastopa v primerih, ko je vzbujen eden od lastnih načinov nihanja orodij, drugi tip pa se pojavlja v primerih, ko aerodinamično generirane vzbujevalne sile hkrati vzbudijo dva značilna načina nihanja s frekvencama, ki sta si dokaj blizu. V primeru slednjega gre za sestavljeno modulirano nihanje, pri čemer je frekvenca nihanja enaka povprečni frekvenci obeh karakterističnih nihanj, modulirna utripna frekvenca pa je enaka razliki obeh frekvenc.

Ključne besede: krožni žagin list, emisija hrupa prosto vrtečih se orodij, aerodinamičen hrup, aerodinamično vzbujanje, nihanje, resonanca

Abstract

The paper presents an analysis of the noise emitted by aerodynamically excited idling circular saw blades in both time and frequency space. Generally, the noise emitted by rotating circular saw blades is the consequence of the aerodynamic noise caused by the toothed periphery of the tool and the noise resulting from lateral oscillations of circular saw blades. Important is the fact that in both above-given categories of the noise emitted by idling circular saw blades, the nature of the source is identical and depends solely on the aerodynamic characteristics of the tool. Analyses of the measurements performed confirm the hypothesis that for the occurrence of transversal resonant oscillations of the tool, only an aerodynamically generated excitation force with a suitable frequency is not sufficient. In addition to the said condition, two additional conditions must also be met, that is, the excitation pressure differences of the surrounding air must be sufficiently large, and the damping capacity of the material of the supporting body of the saw blade must be sufficiently small. When all conditions for the excitation of transversal resonant oscillation of the rotating disc tool are met, two types of resonant oscillation occur. The first type occurs when one of the natural frequency oscillation modes of the tool is excited; the second type occurs when aerodynamically generated excitation forces simultaneously excite two characteristic oscillation modes with frequencies that are relatively close. In the latter case, resultant modulated oscillation is concerned, where the frequency of oscillation is equal to the average frequency of both characteristic oscillations, and the modulated beat frequency is equal to the difference between the two frequencies.

Keywords: circular saw blade, noise emission of idling cutting tools, aerodynamical noise, aerodynamical excitation, vibrations, resonance

1. UVOD

Kljub dejstvu, da je krožni žagin list eno najstarejših lesnoobdelovalnih orodij, sta za današnje proizvajalce lesnoobdelovalnih orodij še vedno dokaj problematični tako njegova

konstrukcija kakor tudi izdelava. Problematičnost konstrukcije izhaja iz dejstva, da je značilna konstrukcija krožnih žaginskih listov posledica kompromisa med tehnološkimi oziroma namenskimi zahtevami in stabilnostno - togostnimi zahtevami. Izdelava krožnih žaginskih listov pa je problematična predvsem z vidika notranjih napetosti v nosilnem telesu orodja, ki ga izdelujejo iz valjane pločevine, se pravi iz

materiala, ki že ima inkorporirano določeno, običajno neznano napetostno stanje. Ker je hrupnost rotirajočih diskastih orodij posledica sočasnega vpliva več dejavnikov, je smiselno, da jo vrednotimo in analiziramo kot integralno spremenljivko.

V splošnem je hrup vrtečih se krožnih žaginskih listov posledica aerodinamičnega hrupa, ki ga povzročča ozobljena

* doc. dr., Biotehniška fakulteta, Oddelek za lesarstvo, Ljubljana, Rožna dolina c. VIII/34

periferija orodja, in hrupa, ki nastaja zaradi lateralega nihanja krožnih žaginih listov. Intenzivnost slednjega postane izrazita v primerih, ko je frekvenca aerodinamičnih vzbujevalnih sil enaka eni od lastnih frekvenc krožnega žaginega lista. Ker je emisija hrupa v navedenem primeru zaradi resonančnega fenomena posledica velikega povečanja amplitude nihanja, omenjeni izvor hrupa pogosto pomenjemo kar hrup resonančnega nihanja krožnih žaginih listov. Po definiciji je aerodinamičen hrup posledica interakcije gibajočih se togih zob žaginega lista in okoliškega zraka. V primeru aerodinamičnega hrupa je frekvenčni spekter porazdeljen prek širšega frekvenčnega področja, kar pa ne velja za frekvenčni spekter emitiranega hrupa, ki je posledica resonančnega nihanja krožnih žaginih listov. Za slednjega so namreč značilni diskretni toni (frekvence) z zelo visoko intenzivnostjo. Pri nihanju orodja v resonanci se v frekvenčnem spektru nihanja pojavita dva zelo intenzivna diskretna tona s frekvencama, ki sta značilni za določeni način nihanja orodja in pomenita frekvenci potujočih motenj v smeri vrtenja in v nasprotni smeri vrtenja orodja. Pomembno je dejstvo, da je v primeru obeh navedenih kategorij hrupa prosto vrtečih se krožnih žaginih listov narava izvora identična in odvisna zgolj od aerodinamičnih lastnosti orodja. Ko se krožni žagin list prosto vrti, se zrak v pazdušnem prostoru ozobljenega dela orodja pri prehodu rezila loči od njegovih mejnih bočnih površin in tvori spremenljivo valovito brazdo oziroma turbulentni tok zraka za rezilom. Posledica časovno spremenljivega turbulentnega toka zraka oziroma brazde je nastanek spremenljivega tlaka zraka ob površinah rezila, kar povzroča aerodinamičen hrup. Rezultati predhodnih raziskav kažejo na to, da je spreminjajoči se površinski tlak skoncentriran na bočne površine rezil, zaradi česar se na rezilih pojavijo prečne spremenljive sile, ki vzbujajo prečno nihanje žaginega lista. Če je frekvenca spreminjajočega se vzbujevalnega tlaka zraka blizu eni od lastnih frekvenc žaginega lista, lahko nastane resonanca oziroma veliko povečanje amplitude nihanja orodja, zgolj

če sta izpolnjena še dodatna pogoja, in sicer dovolj velike vzbujevalne tlačne razlike zraka ter dovolj majhno dušenje v materialu nosilnega dela krožnega žaginega lista.

Resonanca nastopi nedvomno tudi v primerih, ko je izpolnjen zgolj prvi pogoj, vendar pa v takih primerih nivo aerodinamičnega hrupa običajno presega nivo hrupa, ki je posledica resonančnega prečnega nihanja orodja in je potemtakem nesignifikanten. Frekvenca spreminjajočega se vzbujevalnega tlaka narašča z vrtilno hitrostjo krožnih žaginih listov, kar pomeni, da je z vidika vrtilne hitrosti resonančni fenomen izrazito ozkopasovne narave. To hipotezo potrjujejo tudi rezultati opravljenih meritev emitiranega hrupa, pri katerih nastaja izrazito povečan nivo emitiranega hrupa zgolj v določenih območjih vrtilne hitrosti orodja. V navedenih primerih je povečan nivo hrupa posledica povečane amplitude prečnega nihanja orodja.

Poleg povečanega nivoja emitiranega hrupa, ki je moteč predvsem za ljudi v okolici vrtečega se orodja, pomenijo povečane amplitude prečnega nihanja orodij zelo velike težave tudi s tehnološkega vidika. Če se omenjeno resonančno nihanje pojavi v območju tehnološko optimalnih vrtilnih hitrosti orodij, je potrebno izvesti modifikacijo frekvenčnega odziva orodja (npr. povečati lastno frekvenco določenega načina nihanja orodja), kajti v nasprotnem primeru bo zaradi velike amplitude prečnega nihanja orodja kvaliteta obdelave izrazito slaba, obraba orodja pa močno pospešena.

S problemom stabilnosti oziroma prečnega nihanja krožnih žaginih listov se je v preteklosti ukvarjalo veliko število avtorjev, najpomembnejše delo pa je opravil nedvomno Southwell leta 1922, ko je razjasnil vpliv vrtilne hitrosti na lastne frekvence orodja. Zelo pomembne so tudi raziskave, ki jih je opravil Mote Jr., 1967, ki je za popis prečnih odmikov mirujočih krožnih žaginih listov uporabil Fourierjevo vrsto, ki je osnova za harmonično analizo. Mote Jr. (1967) je tudi prvi definiral kritične vrtiljaje orodij in sicer kot frekvenco vrtenja diskastih teles, pri kateri

se oblikuje mirujoči val v prostorskem koordinatnem sistemu. V tem primeru lahko že zelo majhne osno delujoče sile povzročijo velike bočne odklone orodja. Mote Jr. in Szymani (1977) navajata, da je prečno nihanje krožnih žaginih listov sestavljeno iz večjega števila modalnih načinov nihanj, ki imajo značilno obliko, frekvenco in amplitudo.

Rezultati številnih opravljenih raziskav kažejo na to, da je problem bočne stabilnosti rotirajočih orodij zelo tesno povezan s hrupom, ki ga orodja povzročajo. Naraščajoči hrup je namreč tudi posledica naraščanja amplitud bočnih nihanj orodij. Huber (1985) deli možne izvore hrupa, ki ga povzroča vrteče se orodje na dva dela in sicer na hrup, ki je posledica tlačnih razlik v okoliškem zraku, nastalih zaradi gibanja ozobljenja perifernega dela orodja in udarcev rezil ob obdelovanec, in hrup, ki je posledica bočnega nihanja telesa orodja. Do podobnih sklepov so prišli tudi avtorji Leu in Mote Jr. (1979), Cheng et al. (1995) ter Miklaszewski in Grobelny (1995). Slednja navedeni delitvi dodajata še hrup, ki je posledica nihanja obdelovanca.

Leu in Mote Jr. (1979) sta ugotovila, da je pojav resonance pri lateralnem nihanju prosto vrtečih se orodij, posledica interakcije orodja in tokov gibajočega se okoliškega zraka. Navajata tudi, da je pojav resonance značilen za krožne žagine liste, izdelane iz materiala z majhnim koeficientom dušenja. Szymani in Mote (1977) sta dokazala, da nivo hrupa, ki ga povzročajo vrteča se orodja, narašča s povečevanjem frekvence vrtenja, naraščajočim premerom orodja, naraščajočo debelino orodja in povečevanjem števila rezil. Prav tako navajata, da je nivo hrupa manjši v primerih, ko je korak ozobljenja žaginega lista spremenljiv.

Rezultati analiz, ki so jih opravili Chabrieri et. al (1997), kažejo na to, da obstajajo štirje osnovni dejavniki stabilnosti vrtečih se orodij, in sicer frekvenca vrtenja orodja, porazdelitev napetosti v orodju, radialni temperaturni gradient in bočne komponente rezal-

nih sil. V splošnem je nivo hrupa pri orodjih z inkorporiranim - vgrajenim napetostnim stanjem nižji, kot je pri orodjih, ki niso prednapeta (Huber, 1985). Schajer (1986) navaja, da so lastne frekvence in kritični vrtljaji orodja v veliki meri odvisni od notranjih napetosti v nosilnem delu orodja. S smiselnim povečanjem vgrajenega napetostnega stanja, ki ga dosežemo s plastičnim preoblikovanjem osrednjega dela nosilnega telesa orodja, se povečajo lastne frekvence in kritična frekvenca vrtenja orodja (Schajer in Kishimoto, 1995). Mote Jr. in Høloven (1973) navajata, da je za stabilnost in kritične vrtljaje orodja med obdelavo odločilnega pomena radialni temperaturni gradient orodja, ki negativno vpliva na napetostno stanje v orodju. Radialni temperaturni gradient je posledica prenosa toplote iz periferne dela, kjer zaradi triboloških fenomenov med odrezavanjem toplota nastaja, v notranjost orodja.

Stakhiev (1998) je v svoji raziskavi fundamentalnih mehanizmov nestabilnosti rotirajočih krožnih žaginskih listov numerično ovrednotil vplive posameznih relevantnih parametrov konstrukcije orodij in njihove interakcije. Iz rezultatov je razvidno, da je vpliv vgrajenega napetostnega stanja na povečanje stabilnosti orodja odvisen od vpenjalnega razmerja (vpenjalni premer/premer orodja) in od lastnih frekvenc orodja.

Poleg omenjenega vgrajenega napetostnega stanja kot enega od možnih načinov za povečanje stabilnosti krožnih žaginskih listov, so v preteklosti raziskovali tudi druge bolj ali manj uspešne mehanizme za povečevanje stabilnosti orodij in zmanjševanja nivoja emitiranega hrupa. Mote (1979) in Münz (1985) navajata dokaj sporno trditev, da termični dilatacijski utori, ki omogočajo prosto dilatiranje segretega periferne dela krožnih žaginskih listov in s tem onemogočajo nastanek tlačnih tangencialnih napetosti, preprečujejo nastanek resonančnih načinov nihanja. Rezultati analiz, ki jih je opravil Bučar (1999), omenjene trditve ne potrjujejo. Nishio in Marui (1996) navajata, da je vpliv dilatacijskih utorov na zmanjšanje amplitud

bočnih nihanj tako v prostem teku orodja kakor tudi med odrezavanjem pozitiven, poudarjata pa, da vpliv utorov (število in velikost) na lastne frekvence orodja še ni dovolj raziskan.

Leu in Mote (1979) sta ugotovila, da pri orodjih, ki sta jim na bočno površino prilepila tenek sloj visokoelastičnega, energijsko zelo disipativnega materiala, ni bilo možno vzbuditi resonančnega nihanja. Do enakih sklepov so prišli tudi Plester (1985) ter Rhemrev in Cano (1989). Hattori (1993) je skupaj s sodelavci razvil posebno zlitino z nazivom CSK, ki ima poleg sprejemljivih mehanskih še dobre dušilne lastnosti. Pri preizkušanju orodij, izdelanih iz omenjene zlitine resonančnih fenomenov niso zasledili.

Eden od načinov za povečanje stabilnosti vrtečih se krožnih žaginskih listov je nedvomno tudi uporaba brezstičnih aerostatičnih vodil. Plester (1985) navaja, da uporaba vodil močno poveča statično in dinamično togost orodij v aksialni smeri, zaradi česar lahko uporabimo tanjša orodja. Hkrati navaja, da vodila ugodno vplivajo na dušenje orodja, poveča pa se tudi kritična frekvenca vrtenja orodja.

2. MATERIAL IN METODA

V raziskavi, ki je bila v našem primeru dvoparametrična, je bilo obravnavanih 11 dimenzijsko in geometrijsko različnih standardnih krožnih žaginskih listov z rezili iz karbidne trdine. Relevantni geometrijski parametri so razvidni iz preglednice 1. Vsa orodja so imela lasersko izdelane termične dilatacijske reže, v orodju z oznako 8 pa so bili še bakreni čepi, ki se uporabljajo za povečanje pasivnega dušenja v orodju.

Za vrtenje žaginskih listov smo uporabili dvopolni trifazni asinhroni elektromotor nazivne moči 4 kW, ki je bil priložen na trifazni digitalni frekvenčni pretvornik MOTOREX 535 z možnostjo zvezne nastavitve izhodne frekvence v območju od 0 do 400 Hz. Žaginski listi so bili vpeti neposredno na os elektromotorja, s prirobnicama premera 90 mm. Vrtljaje žaginskih listov smo merili z induktivnim brezstičnim

NPN stikalom in štirikrako vklopno-izklopno kuliso. NPN induktivno stikalo je bilo povezano z dvokanalnim dinamičnim signalnim analizatorjem HP 35660A, ki smo ga uporabili kot merilnik frekvence. Meritve emisije hrupa smo izvedli v območju vrtljajev med 500 in 6.000 min⁻¹.

Osnovni inštrument za objektivno merjenje zvoka je merilnik nivoja emitiranega zvoka. V najenostavnejši izvedbi merilnika nivoja zvoka potekajo meritve v kratkih časovnih intervalih, odziv merilnika pa je praktično neodvisen od frekvenčne sestave zvoka. Merilnik z navedenimi lastnostmi omogoča linearno vrednotenje emitiranega zvoka. Ker pa občutljivost sluha ljudi ni neodvisna od frekvenčne sestave emitiranega zvoka, je bilo v preteklosti razvitih več načinov za frekvenčno pogojeno vrednotenje emitiranega zvoka, ki jih označujemo z A, B, C in D načinom vrednotenja nivoja zvoka. Za merjenje nivoja zvoka se najpogosteje uporablja A vrednotenje, ki ga omogočimo, če v merilno verigo vključimo filter z naslednjo prenosno karakteristiko oziroma funkcijo

$$\frac{k_A \cdot s^4}{(s + 129,4)^2 \cdot (s + 676,7) \cdot (s + 4636) \cdot (s + 76655)^2}$$

Preglednica 1. Geometrijski parametri krožnih žaginskih listov

Table 1. Geometric parameters of circular saw blades

Oznaka	Nazivni premer (mm)	b (mm)	Izvrtnina (mm)	Število rezil	Ozobljenje
1	200	3,0	30	48	KR
2	200	3,0	30	64	KR
3	250	3,2	30	80	KR
4	250	2,4	30	24	KR
5	250	3,2	30	80	KR
6	300	3,2	30	28	KR BG
7	300	3,2	30	96	KR
8	300	4,0	30	60	TR-R Cu
9	300	4,4	30	60	KR
10	350	3,5	30	54	KR
11	350	3,5	30	24	R BG

Nivo emitiranega hrupa smo merili v osi vrtenja žaginskih listov, oddaljenost merilnika od ravnine žaginega lista pa je bila 1 m. Za tak način merjenja ni-

voja hrupa smo se odločili zaradi značilnega dipolnega usmeritvenega vzorca nivoja zvoka v okolici vrtečega se krožnega žaginega lista. Ker je glavna os dipolnega vzorca vzporedna z osjo vrtečega se orodja, je nivo zvoka na dovolj veliki oddaljenosti največji v osi vrtenja orodja in najmanjši v ravnini orodja. Merilnik nivoja hrupa (Lutron SL-4001) je bil prek analognega izhoda priključen na dvo-kanalni dinamični signalni analizator HP 35660A, ki smo ga uporabili za zapis signala v časovnem prostoru. Časovni signal smo s hitro Fourierjevo transformacijo (FFT) prevedli v frekvenčni prostor in ga uporabili za frekvenčno analizo emitiranega hrupa.

Pri meritvah nivoja hrupa, ki ga povzročajo prosto vrteča se orodja, je bilo potrebno upoštevati nivo hrupa ozadja oziroma hrup, ki ga povzroča elektromotor. Hrup elektromotorja je potrebno predhodno izmeriti pri vrtilnih hitrostih, pri katerih bomo kasneje opravljali meritve nivoja emitiranega hrupa prosto vrtečih se orodij. Nivo emitiranega hrupa prosto vrtečega se orodja smo nato izračunali z enačbo

$$N_o(n) = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{N_{O+EM}(n)}{10}} - 10^{\frac{N_{EM}(n)}{10}} \right),$$

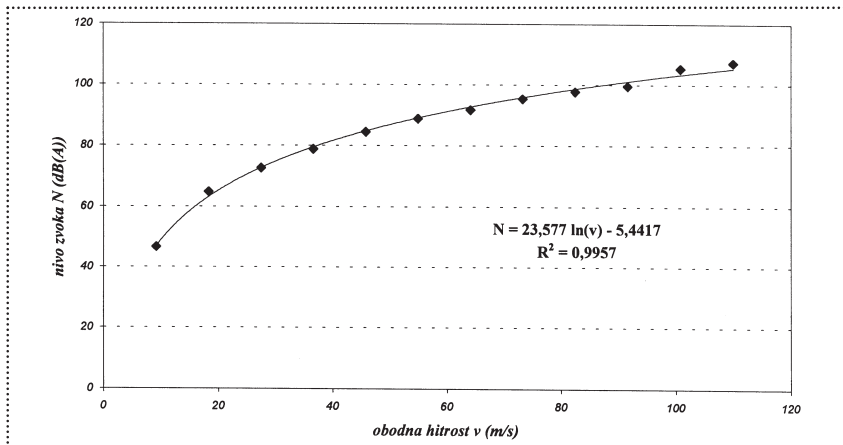
pri čemer pomeni N_o nivo emitiranega hrupa, ki ga povzroča vrteče se orodje, N_{O+EM} je nivo vrtečega se orodja in elektro motorja, N_{EM} pa je nivo hrupa, ki ga povzroča samo elektromotor.

3. REZULTATI IN DISKUSIJA

Postavitev hipotetičnega modela, ki bi omogočil kvalitativno analizo emitiranega hrupa prosto vrtečih se žaginskih listov s poljubnimi geometrijskimi parametri, je zaradi številnih vplivnih dejavnikov praktično nemogoča. V splošnem lahko izrazimo odvisnost med nivojem emitiranega aerodinamičnega hrupa in vrtilno hitrostjo prosto vrtečega se krožnega žaginega lista z logaritemsko enačbo

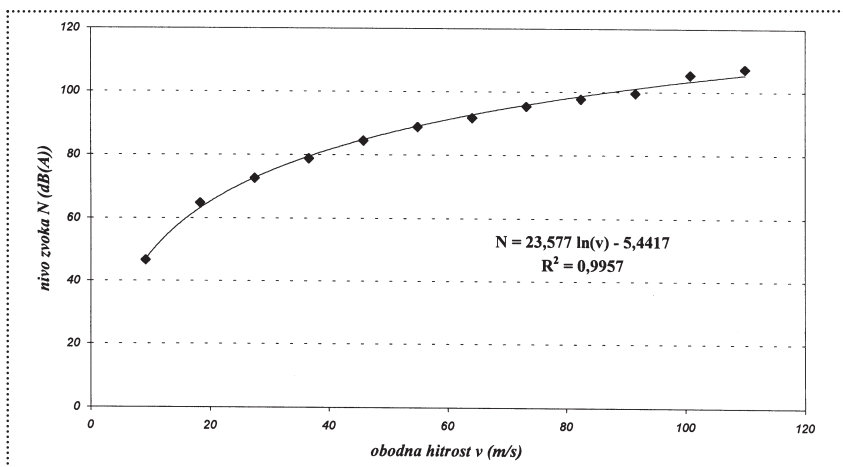
$$N_o(v) = A \cdot \ln(v) + B,$$

pri čemer sta A in B koeficienta regresijske krivulje za določeno orodje v



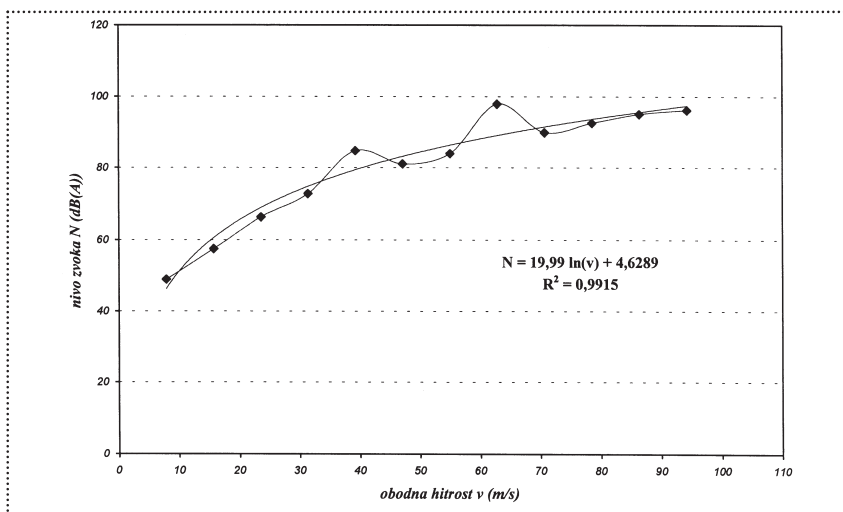
Slika 1. Nivo emitiranega hrupa prosto vrtečega se krožnega žaginega lista ($\Phi 350 \times 3,5 \times 30$; $z = 54$), odvisen od obodne hitrosti

Figure 1. The level of noise emitted by an idling circular saw blade ($\Phi 350 \times 3.5 \times 30$; $z = 54$) relative to peripheral speed



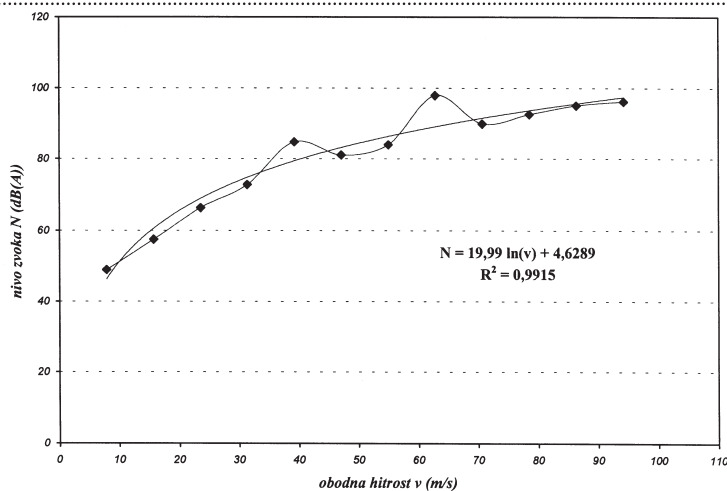
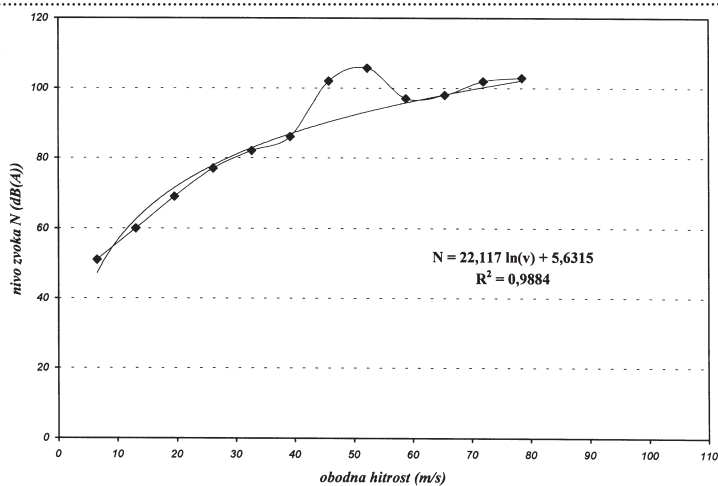
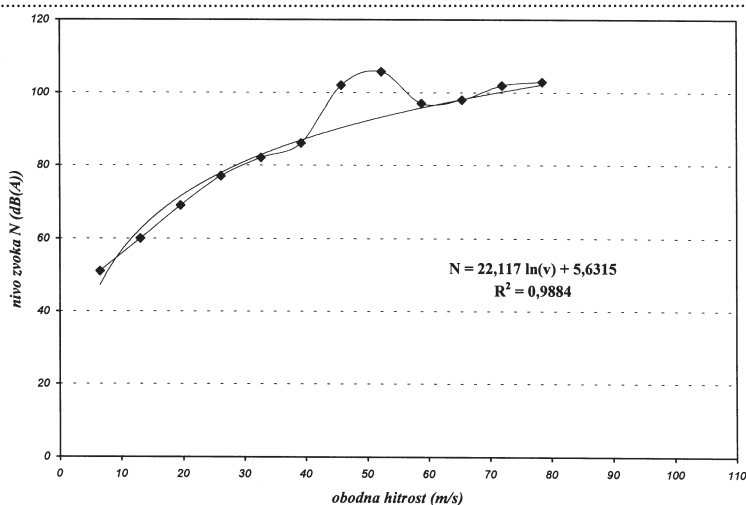
Slika 2. Nivo emitiranega hrupa prosto vrtečega se krožnega žaginega lista ($\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$) odvisen od obodne hitrosti

Figure 2. The level of noise emitted by an idling circular saw blade ($\Phi 300 \times 4.4 \times 30$; $z = 60$) relative to peripheral speed



Slika 3. Nivo emitiranega hrupa prosto vrtečega se krožnega žaginega lista ($\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$), odvisen od obodne hitrosti

Figure 3. The level of noise emitted by an idling circular saw blade ($\Phi 250 \times 3.2 \times 30$; $z = 80$) relative to peripheral speed

Slika 4. Frekvenčni spekter hrupa žaginega lista $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ pri 3.500 vrt./minFigure 4. Frequency spectrum of the noise emitted by a saw blade $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ at 3.500 rpmSlika 5. Frekvenčni spekter hrupa žaginega lista $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ pri 4.000 vrt./minFigure 5. Frequency spectrum of the noise emitted by a saw blade $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ at 4.000 rpmSlika 6. Frekvenčni spekter hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 2.500 vrt./minFigure 6. Frequency spectrum of the noise emitted by a saw blade $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ at 2.500 rpm

določenem območju vrtilnih hitrosti. Smiselnost izbora navedene regresijske krivulje potrjujejo visoke vrednosti regresijskih koeficientov v preglednici 2. Meritev, pri katerih je prišlo do pojava resonančnega prečnega nihanja vrtečih se krožnih žaginskih listov, v regresijskih krivuljah nismo upoštevali.

Preglednica 2. Koeficienti regresijskih krivulj

Table 2. Coefficients of regression curves

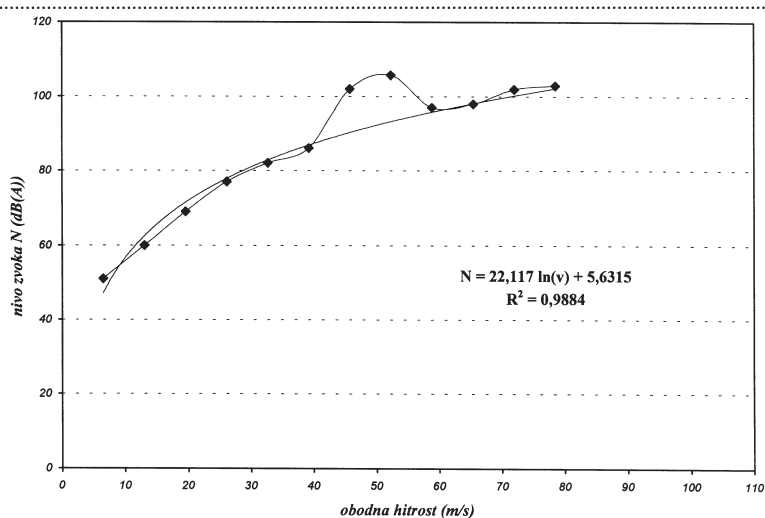
Oznaka žaginega lista	A	B	R ²
1	20,289	1,1919	0,932
2	17,130	9,4979	0,924
3	16,482	12,93	0,925
4	17,114	14,484	0,987
5	22,117	5,632	0,988
6	20,128	7,48	0,997
7	17,496	10,82	0,981
8	20,315	4,2645	0,993
9	19,99	4,6289	0,992
10	23,577	-5,4417	0,996
11	21,779	1,6927	0,987

V večini primerov opravljenih meritev je bil delež aerodinamičnega hrupa prevladujoč, tako da hrupa, ki ga povzročijo prečna resonančna nihanja krožnih žaginskih listov, ni bilo možno določiti. Na sliki 1 je prikazana značilna odvisnost med nivojem emitiranega hrupa in obodno hitrostjo prosto vrtečega se orodja. To potrjuje hipotezo, da za pojav prečnega resonančnega nihanja orodja ne zadošča zgolj vzbujevalna sila s primerno frekvenco. Poleg omenjenega pogoja morata biti namreč izpolnjena še dodatna pogoja, in sicer morajo biti vzbujevalne tlačne razlike okoliškega zraka primerno velike, dušilne sposobnosti materiala nosilnega telesa žaginega lista pa morajo biti dovolj majhne.

Izjema sta krožna žagina lista z oznakama 5 in 9, pri katerih je pri določenih vrtilni hitrosti nastalo izrazito povečanje emitiranega hrupa (sl. 2 in sl. 3). Povečanje nivoja emitiranega hrupa je posledica močno povečanega prečnega nihanja krožnega žaginega lista s frekvenco, ki je enaka eni od

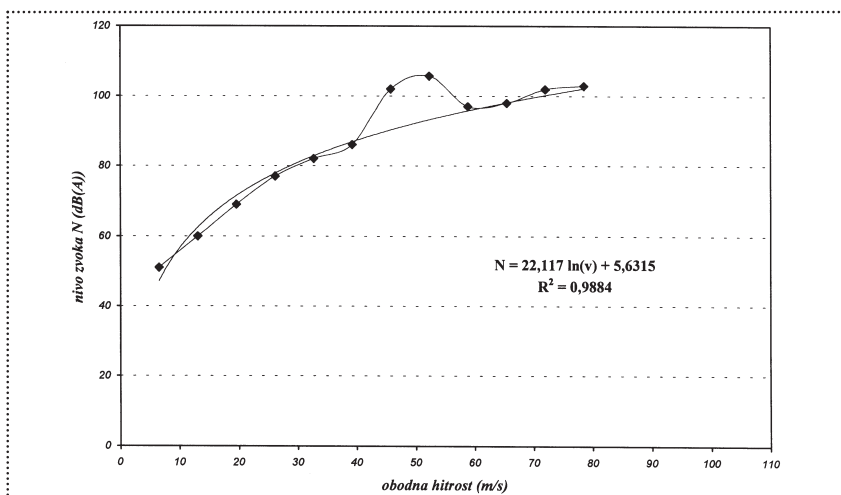
lastnih frekvenc orodja, kar je značilnost resonance. Da gre dejansko za resonanco, je razvidno tudi iz prikazanih frekvenčnih spektrov na sl. 4 do sl. 7, z zelo intenzivnimi diskretnimi toni. Navedeni fenomen smo opazili pri žaginelem listu z oznako $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ in listu z oznako $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$. Pri slednjem smo zasledili celo dve resonanci, prvo pri 2.500 vrtljajih (sl. 6), drugo pa pri 4.000 vrtljajih (sl. 7). Nivo hrupa znaša v primeru prve opažene resonance 84,8 dB(A), v primeru druge pa 97,9 dB(A). Problematična je predvsem slednja, saj je v obratovalnem območju vrtljajev žagalnih strojev. Zaradi tega je omenjeni krožni žagin list nesprejemljiv. Pri spektru, prikazanem na sliki 7, gre za tipičen primer, ko najdemo dve nihajni s frekvencama, ki se zelo malo razlikujeta. Dejansko gre za sestavljeno modulirano nihanje, pri čemer je frekvenca nihanja enaka povprečni frekvenci obeh nihanj, modulirna utripna frekvenca pa je enaka razliki obeh frekvenc. To se lepo vidi v posnetku sestavljenega nihanja v časovnem prostoru, ki je prikazan na sliki 9. Gre za tipičen videz sestavljenega moduliranega nihanja oziroma utripanja. Tak odziv najdemo pri orodjih, pri katerih aerodinamično generirane vzbujevalne sile hkrati vzbudijo dva značilna načina nihanja s frekvencama, ki sta si dokaj blizu. V primeru žaginega lista z oznako $\Phi 250 \times 3,2 \times 30$; $z = 80$ smo opazili resonanco med 3.500 in 4.000 vrtljaji (sl. 4), sklep pa je tudi v tem primeru enak predhodnemu. Tudi to orodje je z vidika uporabnika nesprejemljivo.

Za primerjavo je prikazan še frekvenčni spekter emitiranega hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 3.000 vrt./min (sl. 8), pri katerem je bil vpliv resonančnega nihanja na nivo celotnega hrupa nesignifikanten, oziroma ga ni moč ločiti od aerodinamičnega hrupa. Kljub temu da se tudi v tem primeru še vedno pojavlja dokaj izrazit energijski vrh pri frekvenci 1.314 Hz, je spekter signifikantno različen od spektra prikazanega na sliki 6. Analogna razliki med spektri je tudi razlika med časovnim potekom nivoja emitiranega hrupa, kar je razvidno iz sl. 9 in sl. 10.



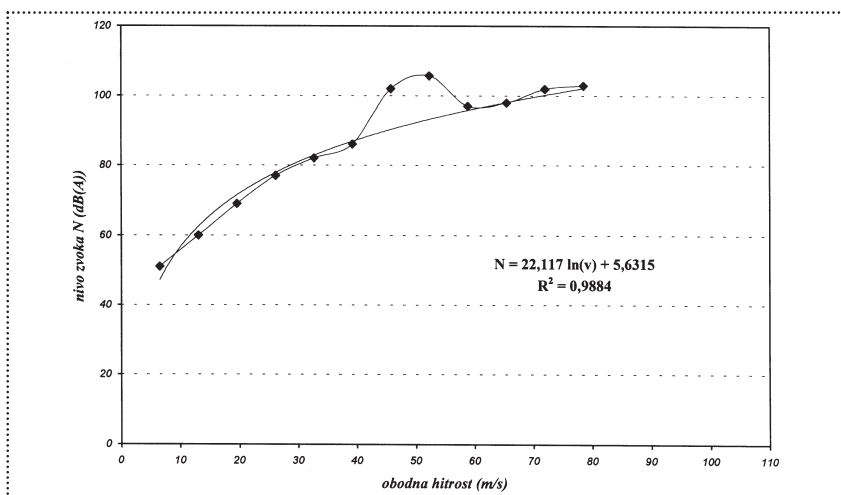
Slika 7. Frekvenčni spekter hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 4.000 vrt./min

Figure 7. Frequency spectrum of the noise emitted by a saw blade $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ at 4.000 rpm



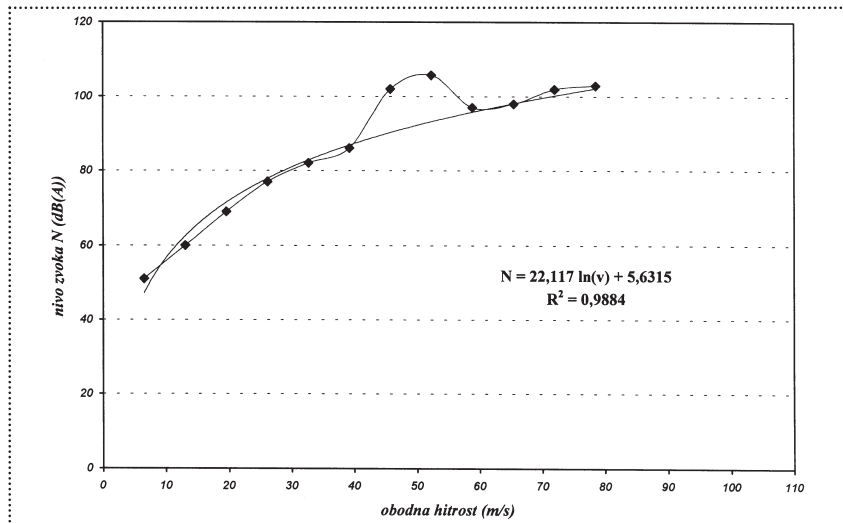
Slika 8. Frekvenčni spekter hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 3.000 vrt./min

Figure 8. Frequency spectrum of the noise emitted by a saw blade $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ at 3.000 rpm



Slika 9. Časovni posnetek emitiranega hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 4.000 vrt./min

Figure 9. Time records of the noise emitted by a saw blade $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ at 4.000 rpm



Slika 10. Časovni posnetek emitiranega hrupa žaginega lista $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ pri 3.000 vrt./min
 Figure 10. Time records of the noise emitted by a saw blade $\Phi 300 \times 4,4 \times 30$; $z = 60$ at 3.000 rpm

Kot je bilo že omenjeno, pri drugih orodjih resonančnih fenomenov zaradi prevladujočega aerodinamičnega hrupa nismo opazili. Odvisnost med nivojem aerodinamičnega hrupa in obodno hitrostjo pa je dokaj podobna odvisnostim, ki jih navajajo drugi raziskovalci tako glede trenda kakor tudi absolutnega nivoja.

4. SKLEP

Kljub dejstvu, da je bilo na področju bočne stabilnosti in nivoja emitiranega hrupa vrtečih se krožnih žaginskih listov opravljenih že veliko raziskav, je omenjeno področje zaradi številnih nerešenih vprašanj in pogosto nasprotujočih si rezultatov raziskav še vedno zelo aktualno. Eno od možnih načinov reševanja problematike stabilnosti je nedvomno uporaba sistemov za permanenten nadzor nad vzbujevalnimi silami in dinamičnimi lastnostmi orodij. Žal je uporaba omenjenih sistemov z industrijskega vidika nesprejemljiva, predvsem zaradi njihove zahtevnosti in visoke cene.

Na osnovi analize rezultatov opravljenih meritev hrupa prosto vrtečih se krožnih žaginskih listov lahko sklenemo, da v splošnem nivo aerodinamičnega hrupa za tovrstno konstrukcijo žaginskih listov ni problematičen. S tehnološkega vidika aerodinamičen hrup ne pomeni posebno perečega problema, zelo problematična pa so čezmerna

prečna resonančna nihanja orodij, ki so posledica aerodinamičnega vzbujanja žaginskih listov. Akustične meritve omogočajo zgolj identifikacijo resonančnih stanj pri nihanjih orodij, ne omogočajo pa kvantitativne analize. Za slednjo je potrebno izmeriti amplitude nihanja.

Rezultati opravljenih analiz nedvoumno potrjujejo ozkopasovni značaj resonančnih lateralnih nihanj krožnih žaginskih listov. S tehnološkega oziroma uporabniškega vidika je zelo pomembno, da se omenjeni resonančni fenomeni ne pojavljajo v tehnološko zanimivem obratovalnem območju orodij, kar pomeni, da bi morali proizvajalci orodij poznati dinamične lastnosti vsakega žaginega lista oziroma skupine žaginskih listov. Omenjeno zahtevo pa je možno izpolniti samo v primeru, če je vsaka konstrukcija orodja dinamično preverjena, kar pomeni, da je znan resonančen odziv in če proizvajalec kontinuirano nadzoruje lastnosti proizvedenih orodij. Rezultati opravljenih raziskav nedvomno kažejo na to, da lahko vplivamo na stabilnost in nivo hrupa orodij z modificiranjem frekvenčnega odziva orodja oziroma z dušenjem amplitud dominantnih načinov nihanja. Oba navedena načina, ki pomenita dejansko poseg v konstrukcijo orodja, sta za proizvajalce orodij zelo pomembna, saj jim obvladovanje obeh omogoča izdelavo kvalitetnejših orodij s praktično enakimi stroški.

5. LITERATURA

1. Bučar, B. 1999. Poročilo o raziskavi emisije hrupa prosto vrtečih se krožnih žaginskih listov. Naročnik raziskave - TRO Prevent, Prevalje, Slovenija. Univerza v Ljubljani, Biotehniška fakulteta, Oddelek za lesarstvo, 26 str.
2. Cheng, W.; Yokochi, H.; Kimura, S. 1995. Vibration characteristics of circular sawblade with step thickness. The 12th International Wood Machining Seminar, Kyoto, Japan, October 2-4: 179-188
3. Hattori, N.; Ando, K.; Kitayama, S.; Nakashima, K. 1993. Suppression of the whistling noise in circular saws using a newly-developed high-damping alloy. Mokuzai Gakkaishi 39 (8): 891-896
4. Huber, H. 1985. Noise emission of circular saw blades: Influenced by tooth shape. Proceedings of the Circular Sawblade Technology, June 17-18; Oslo, Norway: 166-177
5. Leu, M.C.; Mote, C.D. Jr. 1979. Noise generation by circular saws. Wood machining seminar, University of California, Forest Product Laboratory, Richmond, October 15-17: 169-188
6. Miklaszewski, S.; Grobelny, T. 1995. Sound power determination of two circular saws with different constructions of the blades. I. Mednarodna konferenca "Stroj-nastroj-obrobok", October, 4-6, Nitra, Slovakia
7. Mote, C. D. Jr. 1979. Overview of saw design and operations research: results and priorities. 6th Wood Machining Seminar, University of California, Forest Product Laboratory, Richmond, October 15-17: 11-25
8. Mote, C. D. Jr. 1967. Saw blade behaviour. Wood machining seminar, Proceedings of a conference held at the University of California Forest Product Laboratory, Richmond, October 10-11, p. 9-20

9. Mote, C. D. Jr.; Szymani, R. 1977. Principal developments in thin circular saw vibration and control research. Part 1: Vibration of Circular Saws. Holz als Roh- und Werkstoff 35: 189-196
10. Mote, C.D. Jr.; Høloyen, S. 1973. The temperature distribution in circular saws during cutting. Meddelelse nr. 49, Norsk Treteknisk Institutt, Blindern
11. Münz, U.V. 1985. Dampening of circular saws with different constructed blades. Proceedings of the Circular Sawblade Technology, June 17-18; Oslo, Norway: 109-129
12. Nishio, S.; Marui, E. 1996. Effects of slots on the lateral vibration of a circular saw blade. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 36 (7): 771-787
13. Plester, J. 1985. Passive guides for circular sawblades. Proceedings of the Circular Sawblade Technology, June 17-18; Oslo, Norway: 59-76
14. Rhemrev, J.; Cano, T. 1989. Noise studies of various damped circular crosscut saws. Forest Products Journal 39 (11/12): 65-69
15. Schajer, G. S.; Kishimoto, K. J. 1996. High-speed circular sawing using temporary tensioning. Holz als Roh- und Werkstoff, 54: 361-367
16. Southwell, R. V. 1922. On the free transverse vibrations of a uniform circular disk clamped at its centre, and on the effects of rotation. Proceedings of the Royal Society of London Series A 101
17. Stakhiev, Y.M. 1998. Research on circular saws vibration in Russia: From theory and experiment to the needs of industry. Holz als Roh- und Werkstoff, 56: 131-137

Mednarodni sejem LESTEh



Novembra je bil v Kranju prvi mednarodni sejem vrhunske tehnologije za obdelavo lesa in proizvodnjo pohištva. Na otvoritveni slovesnosti so bili uvodni govorniki Franc Ekar-PPC Gorenjski sejem, Ciril Mrak-Zveza lesarjev Slovenije, Roberto Vidoni-Slovensko deželno gospodarsko združenje in Miha Grah-Obrtna zbornica Slovenije, ki je sejem tudi odprl. Predstavniki Zveze lesarjev Slovenije Ciril Mrak je povedal: "Slovenski lesarji smo veseli vsake pri-

reditve, ki se nanaša na izboljšanje vrhunske ponudbe. To pričakujemo tudi od prvega mednarodnega sejma sodobne tehnologije za obdelavo lesa in proizvodnjo pohištva LESTEh. Za smelo odločitev zato organizatorjem iskreno čestitamo.

Sejem LESTEh, ki je namenjen predvsem obrtnikom in malemu gospodarstvu, je tako drugi specializirani sejem na področju lesarske tehnologije. Po

vsebinski se dopolnjuje z ljubljanskim sejmom LESMA in glede na to, da sta oba sejma bienalna, bomo lesarji lahko spremljali novosti na tem področju vsako leto.

V slovenskem lesarstvu je zaposlenih okoli 21 tisoč delavcev, od tega jih je 9 tisoč v malih in srednjih podjetjih. Vrednost ustvarjene amortizacije je bila v preteklem letu 7,8 milijarde tolarjev in pomeni poleg ustvarjenega dobička in investicijskih kreditov potencialne možnosti investiranja v prihodnje.

Lesarji smo torej pomemben segment v naši družbi in kot taki smo tudi pomemben kupec lesne tehnologije.

V imenu Zveze lesarjev Slovenije želim organizatorjem uresničitev postavljenih ciljev, obiskovalcem pa, da bi čim bolj posodobili tehnološko opremo, ki bo v zadovoljstvo kupcev pohištva omogočala nadaljnji razcvet lesarske stroke".

Sejma se je udeležila tudi Zveza lesarjev Slovenije. Imeli smo svoj razstaveni prostor in bili soorganizatorji strokovnega posveta o računalništvu in CNC strojih. Več o sejmju bomo objavili v naslednji številki revije Les.

Ciril MRAK, Zveza lesarjev Slovenije