

Eksperimentalno - analitički metod za definisanje karte stabilnosti pri obradi struganjem

Aleksandar Košarac

Mašinski fakultet

Univerzitet u Istočnom Sarajevu

Istočno Sarajevo, Bosna i Hercegovina

akosarac@gmail.com

Cvijetin Mladenović

Aleksandar Živković

Departman za proizvodno mašinstvo

Fakultet tehničkih nauka

Univerzitet u Novom Sadu, Srbija

mladja@uns.ac.rs, acoz@uns.ac.rs

Sadržaj— Vibracije mašina alatke je pojava koja uzrokuje ne mali broj problema pri procesu obrade, kao što su habanje ili lom alata, loš kvalitet obrađene površine, povećanje potrošnje energije, povećanje bučnosti mašine, itd. Najnepovoljniji oblik vibracija predstavljaju samopobudne vibracije, koje mogu dovesti do nestabilnog rada mašine alatke, tzv. podrhtavanja (eng. Chatter). Da bi se izbjegle posljedice samopobudnih vibracija, pri radu mašine alatke potrebno je odrediti (izolovati) one režime rezanja pri kojima dolazi do pojave podrhtavanja. U tu svrhu, potrebno je formirati karte stabilnosti koje prikazuju granicu između stabilnog i nestabilnog rada mašina u zavisnosti od broja obrtaja i dubine rezanja za sve kombinacije brzine pomoćnog kretanja. Prethodno podrazumjeva čitav niz eksperimenata, što iziskuje veliko vrijeme i ne male troškove za ispitivanje. Iako je eksperimentalna metoda najpouzdanija, u posljednje vrijeme se sve više ulažu napor da se definisanje karte stabilnosti za pojedine mašine alatke izvrši analitičkim ili eksperimentalno-analitičkim metodama. U radu je prikazan eksperimentalno - analitički metod definisanja karte stabilnosti. Metod je ilustriran na procesu obrade struganjem. Na osnovu eksperimentalno određenih modalnih parametara karakterističnih podsistema mašine alatke, analitičkim putem definisana je karta stabilnosti na kojoj je moguće jasno uočiti kritične dubine rezanja pri određenim brojevima obrtaja.

Ključne riječi— dinamičko ponašanje obradnih sistema; samopobudne vibracije; podrhtavanje; impulsna pobuda; prenosna funkcija; karta stabilnosti;

I. UVOD

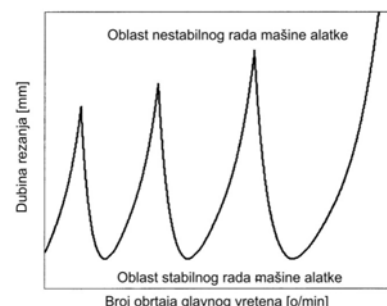
U procesu rezanja mogu se javiti tri tipa vibracija koje nastaju usljed nedovoljne dinamičke krutosti jednog ili više elemenata sistema mašina alatka – alat – pribor – obradak, i to slobodne (prirodne), prinudne i samopobudne vibracije [1]. Slobodne vibracije nastaju kada se mehaničkom sistemu, izvedenom iz ravnotežnog položaja, omogući slobodno oscilovanje bez spoljašnjih uticaja. Na primjer, u procesu rezanja ovaj tip vibracija nastaje usljed neadekvatno definisane putanje alata, odnosno usljed kolizije između alata i obratka.

Prinudne vibracije nastaju usljed spoljašnje periodične pobude [2]. Primjer ovog tipa vibracija je pri obradi struganjem prekinutih površina, npr. ožljebljenog vratila u kom slučaju alat

naizmjenično ulazi i izlazi iz zahvata obrade. Takođe ove vibracije mogu nastati kao posljedica neuravnoteženosti obrtnih elemenata prenosne strukture mašine alatke, promjene smjera kretanja translatorno pokretnih elemenata ili kao posljedica prenosa vibracija putem temelja sa drugih mašina. Slobodne i prinudne vibracije se, ukoliko je poznat njihov izvor, mogu efikasno izbjeći, redukovati ili ukloniti iz procesa obrade.

Samopobudne vibracije predstavljaju najnepovoljniji tip vibracija i energiju za svoj nastanak i rast amplitude crpe iz samog procesa rezanja, a mogu nastati usljed trenja u sistemu alat – obradak, usljed termo – mehaničkih efekata, ili kako posljedica regenerativnog efekta tj. variranja poprečnog preseka strugotine tokom obrade. Ove vibracije često dovode do nestabilnog rada mašine alatke, tzv. podrhtavanja (eng. Chatter), a za posledicu imaju smanjenje kvaliteta obrađene površine, pojavu buke, ubrzano habanje ili lom reznog alata, odnosno habanje elemenata mašine alatke, itd. [2].

Da bi se izbjegle posljedice samopobudnih vibracija, pri radu mašine alatke često nije preporučljivo koristiti određene režime rezanja jer uzrokuju nestabilan rad mašine – podrhtavanje. Kako bi se ovi režimi obrade mogli izbjeći u eksploataciji, potrebno je definisati karte stabilnosti. Karta stabilnosti (sl. 1) predstavlja grafičku ilustraciju zavisnosti dubine rezanja od broja obrtaja. Prikazuje područje stabilnog i nestabilnog, odnosno uslovno stabilnog rada mašine alatke. Navedene karte se mogu definisati eksperimentalnim, analitičkim i eksperimentalno – analitičkim metodama.

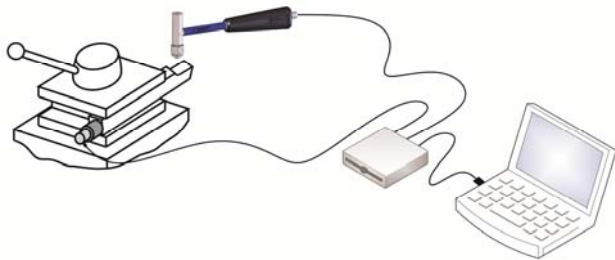


Slika 1. Principijelni izgled karte stabilnosti

Eksperimentalni metod za definisanje karte stabilnosti se zasniva na nizu eksperimenata koji se izvode u cilju određivanja trenutka pojave samopobudnih vibracija, odnosno podrhtavanja. Eksperimenti se izvode na taj način da se za svaki usvojeni broj obrtaja, u kombinaciji sa određenim pomakom, kontinualno povećava dubina rezanja i pri tome se, senzorom položaja ili ubrzanja, prati veličina amplitude oscilovanja reznog alata. Usljed promjene dubine rezanja, dolazi i do povećanja amplitude oscilovanja reznog alata, a u trenutku kada dubina rezanja dostigne neku graničnu vrijednost, dolazi do naglog skoka amplitude što ukazuje na pojavu samopobudnih vibracija. Obradom podataka prikupljenih pomoću senzora, određuje se granična vrijednost dubine rezanja za posmatrani broj obrtaja i pomak. Ponavljanjem niza eksperimenata dobija se dovoljno podataka za definisanje talasaste krive (karte stabilnosti) koja predstavlja granicu stabilnosti procesa obrade.

Analitički metod za definisanje karte stabilnosti najčešće se zasniva na teoriji koju su još sredinom XX vijeka postavili Tobias [1] i Tlustý [3], i po kojoj su samoizazvane vibracije opisane regenerativnim efektom. Ovim efektom se kao primarni izvor nastanka smoizazvanih vibracija ističe promjena sile rezanja do koje dolazi usljed variranja dubine rezanja nastale zbog talasastosti obrađene površine u dva uzastopna prolaza alata. Na bazi ove teorije, moguće je definisati jednačinu kojima se određuju granične vrijednosti dubine rezanja pri kojima ne dolazi do nastanka samopobudnih vibracija. Primjenom ovako dobijenih jednačina crtaju se karte stabilnosti procesa obrade u zavisnosti od broja obrtaja i granične dubine rezanja.

Eksperimentalno – analitički metod predstavlja kombinaciju eksperimentalnog određivanja modalnih parametara mehaničkog sistema mašine alatke dok se samo kreiranje karte stabilnosti izvodi analitičkim putem. Na sl. 2. prikazan je model eksperimentalnog ispitivanja modalnih parametara mehaničkih sistema.



Slika 2. Ispitivanje impulsnom pobudom sistema nosač alata/alat

Pri ovom ispitivanju mehanička struktura se pobuđuje impulsnim čekićem, dok se odziv prati akcelometrom fiksiranim direktno na alat. Čekić i akcelometar su preko A/D kartice povezani sa PC računarom, koji služi za akviziciju podataka. Na osnovu podataka o pobudi i odzivu sistema, određuje se prenosna funkcija sistema, koja se dalje koristi za analitičko definisanje granične dubine rezanja, odnosno karte stabilnosti.

U radu je eksperimentalno – analitičkom metodom definisana karta stabilnosti univerzalnog struga „Potisje“ Ada

PA-22. Eksperimentalnim ispitivanjima modalnih parametara sistema nosač alata/alat, dobijena je prenosna funkcija ovog sklopa, na osnovu koje je primjenom Matlab i LabView programskih sistema definisana minimalna granična vrijednost dubine rezanja pri kojoj neće doći do samopobudnih vibracija, a time i karta stabilnosti.

II. EKSPERIMENTALNO ODREĐIVANJE KARAKTERISTIKA NOSAČA ALATA

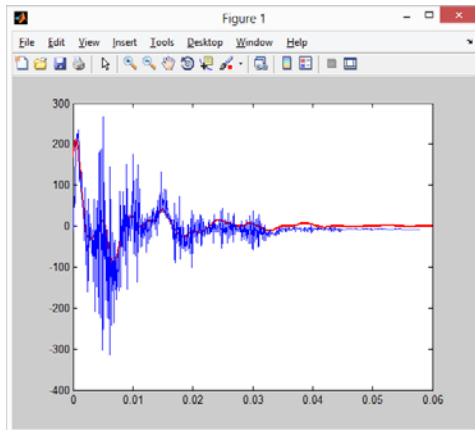
Sa stanovišta dinamičkog ponašanja struga tokom eksploatacije najznačajniji sklopovi su: sklop glavnog vretena, poprečnog klizača sa nosačem alata i konjica sa šiljkom. S obzirom da se pri eksperimentalnom ispitivanju nastanka samopobudnih vibracija i definisanja granice nastanka podrhtavanja, najčešće, radni predmet steže u univerzalnu steznu glavu bez podupiranja šiljkom i rezanje se vrši na slobodnom kraju, sklop konjica sa šiljkom ne učestvuje u stezanju radnog predmeta. Iz tih razloga se ni u ovom radu neće dalje razmatrati sklop konjica sa šiljkom. Takođe, istraživanja mnogih autora [1], [3], [4], [5], [6] su pokazala da je radni predmet velike krutosti, tako da se ni njegovo dinamičko ponašanje neće dalje razmatrati. Za konkretne uslove obrade treba razmatrati dinamičke karakteristike samo prenosnika za glavno kretanje sa sklopom glavnog vretena i sklop klizača sa nosačem alata i alatom. Na osnovu ranijih istraživanja poznato je da sklop glavnog vretena ima veću krutost u odnosu na sklop poprečnog klizača sa nosačem alata. Stoga se polazi od pretpostavke da će samopobudne vibracije nastupiti u trenutku kada se frekvencija poremećaja (obrade) približi sopstvenoj frekvenciji elementa mašine alatke najveće popustljivosti, u konkretnom slučaju sklopa nosača alata. Većina potrebnih podataka za izradu karte stabilnosti definiše se analitičkim putem, dok su modalni parametri sklopa glavnog vretena i poprečnog klizača sa nosačem alata određeni eksperimentalnim ispitivanjem. U nastavku se prikazuje eksperimentalni način određivanja prenosne funkcije sistema poprečni klizač/nosač alat/alat.

Prenosna funkcija sistema se određuje strukturalnim dinamičkim testom pri čemu se koristi sljedeća mjerno-akviziciona oprema: mjerno - akvizicioni sistem National Instruments cDAQ-9172, četvero-kanalni akvizicioni modul NI 9233, piezoelektrični akcelometar i impulsni čekić. Piezoelektrični akcelometar Metrix SA6200A ima osjetljivosti 100 mV/g, sa mogućnošću mjerenja do 10 kHz i do 50 g. Akcelometar se postavlja na strugarski nož stegnut u nosač alata, koji se pobuđuje impulsnom pobudnom silom te mjeri odziv u pravcu pobude, sl. 2. i sl. 3.

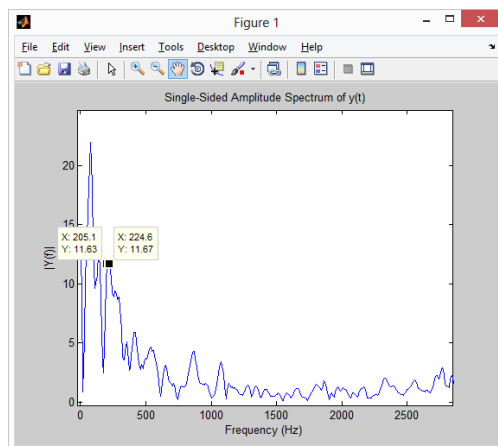


Slika 3. Eksperimentalno određivanje modalnih parametara sistema nosač alata/alat

Impulsna pobuda se zadaje impulsnim čekićem PCB Peetzotronics, model 086D50 sa plastičnim vrhom 084A32 (tvrđi vrh). Za prikupljanje podataka se koristi LabView, a za obradu Matlab softver. Cilj je impulsnim čekićem pobuditi spektar frekvencija koje sadrže i sopstvene frekvencije sistema poprečni klizač/nosač alata/strugarski nož. Na sl. 4. prikazan je odziv ovog sistema na impulsnu pobudu u vremenskom domenu (prikazano plavom bojom na dijagramu), dok je crvenom bojom prikazana funkcija koja predstavlja matematički model ponašanja sistema. Na sl. 5. prikazana je amplitudno frekventna karakteristika signala odziva razmatranog sistema dobijena primjenom FFT. Posebno su označene frekvencije 205.1 Hz i 224.6 Hz, budući da se poklapaju sa frekvencijama nastanka samopobunih vibracija utvrđenih eksperimentalnim ispitivanjem [4].



Slika 4. Odziv ispitivanog sistema u vremenskom domenu



Slika 5. FFT analiza snimljenog odziva ispitivanog sistema

Prenosna funkcija se, određuje u Matlab programskom sistemu. Pri tome se prvo koristi alat "Curve Fitting Tool" kojim se određuju nepoznate (ω , φ , a i C) funkcije oblika $y =$

$$C_1 e^{-a_1 t} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + C_2 e^{-a_2 t} \sin(\omega_2 t + \varphi_2) + \dots + C_n e^{-a_n t} \sin(\omega_n t + \varphi_n)$$

Nakon toga se određuje prenosna funkcija, te odgovarajućim smjenama razdvaja realni i imaginarni dio prenosne funkcije.

III. ANALITIČKI NAČIN KONSTRUISANJA KARTE STABILNOSTI

U zavisnosti od dubine rezanja b i brzine obrtanja glavnog vretena n , operacija struganja može biti stabilna ili nestabilna. Pri nestabilnoj obradi kvalitet obrađene površine je loš, a u nekim slučajevima može doći i do oštećenja elemenata mašine, alata ili obratka. Jednačine koje opisuju ovo stanje su [6]:

$$b = \frac{-1}{2 \cdot K_s \cos(\beta) \cdot R_s [FRF]} \quad (1)$$

$$b_{min} = \frac{-1}{2 \cdot K_s \cos(\beta) \cdot C_{R,min}} \quad (1')$$

$$\frac{f}{f_t} = \frac{r}{r_t} = N + \frac{\varepsilon}{2 \cdot \pi} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \pi + 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}[FRF]}{\text{Re}[FRF]} \right) \quad (3)$$

gdje su:

b -Dubina rezanja

b_{min} -Granična dubina rezanja pri kojoj dolazi do pojave podrhtavanja

f -Frekvencija podrhtavanja

f_t -Frekvencija vibracija sistema nosač alata /alat

$r = f/f_n$ -Odnos frekvencije podrhtavanja i sopstvene frekvencije

$r_t = f_t/f_n$ -Odnos frekvencije vibracija sistema nosač alat/ alat i sopstvene frekvencije

N -Cio broj koji predstavlja broj talasa vibracija koji se za jedan obrtaj obratka utisnu na površinu obratka

$\frac{\varepsilon}{2 \cdot \pi}$ -Razlomljeni dio broja talasa, pri čemu ε predstavlja fazu u radianima između trenutne i prethodne vibracije alata.

K_s predstavlja specifični otpor rezanja, koji je usvojen iz tabele 3.1.1. [5], i iznosi $K_s = 2100 \text{ N/mm}^2$, dok je ugao $\beta = 70^\circ$. Uvrštavajući izraz (2) u izraz (3) dobija se jednačina regenerativnog podrhtavanja koja uspostavlja zavisnost frekvencije podrhtavanja:

$$\frac{f}{f_t} = N + \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}[FRF]}{\text{Re}[FRF]} \right) \quad (4)$$

U prethodnim izrazima realni i imaginarni dio prenosne funkcije mogu se odrediti prema sljedećim izrazima:

$$\text{Re}[FRF] = G_R = \frac{1-r^2}{k \cdot [(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} \quad (5)$$

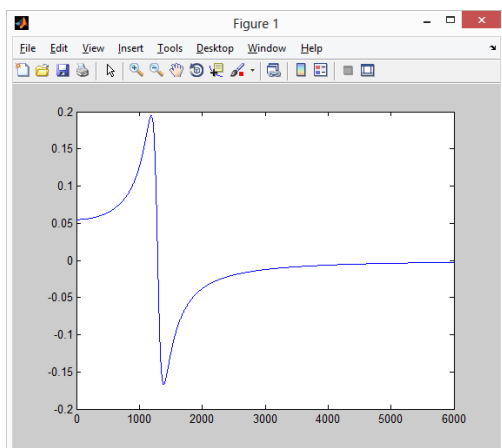
$$\text{Im}[FRF] = i \cdot G_I = \frac{-2\zeta r}{k \cdot [(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} \quad (6)$$

Pri tome je ζ bezdimenzioni koeficijent prigušenja ($\zeta = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{km}}$), dok je k krutost.

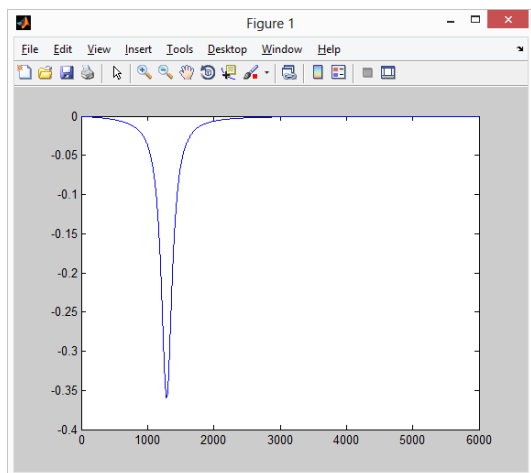
Imajući u vidu da je prenosna funkcija poznata, lako se dolazi do dijagrama realnog i imaginarnog dijela prenosne funkcije. Na sl. 6. i 7. prikazana je grafička ilustracija realnog i imaginarnog dijela prenosne funkcije, opisane sljedećim izrazima:

$$Re[FRF] = G_n = \frac{29165.22\pi(-w^2 + 9743.664 + 1.68 \cdot 10^6 \pi)}{(-w^2 + 9743.664 + 1.682 \cdot 10^6 \pi) + 38974.65w^2} \quad (7)$$

$$Im[FRF] = f \cdot G_t = -\frac{5.758 \cdot 10^6 \pi \cdot w}{(-w^2 + 9743.664 + 1.682 \cdot 10^6 \pi) + 38974.65w^2} \quad (8)$$

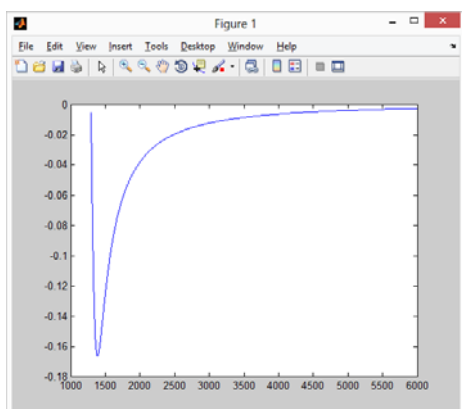


Slika 6. Realni dio prenosne funkcije



Slika 7. Imaginarni dio prenosne funkcije

Za konstruisanje karte stabilnosti od interesa su negativne vrijednosti realnog dijela prenosne funkcije, koje su izdvojene i prikazane na slici 8.



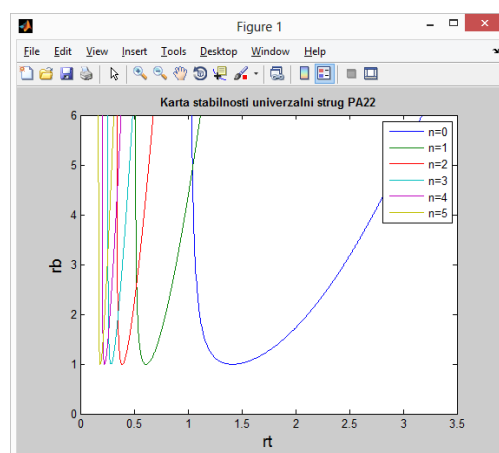
Slika 8. Minimum realnog dijela prenosne funkcije

Na osnovu jednačina 1-3, kao i poznate prenosne funkcije, odnosno njenog realnog dijela, može se kreirati karta stabilnosti i to na dva načina: prvim načinom se dobija karta stabilnosti u bezdimenzionom obliku koji predstavlja vezu između veličina b/b_{min} i r/r_t , sl. 9. Pri kreiranju bezdimenzionog oblika karte stabilnosti na apscisu se nanosi vrijednost $n_t = \frac{r}{r_t} = \frac{f}{f_n} = \frac{60 \cdot r_t \cdot f_n}{n_t \cdot G_t}$, gdje je $r = f/f_n$ odnos frekvencije podrhtavanja i sopstvene frekvencije, a na ordinatu $r_b = \frac{b}{b_{min}} = \frac{G_n}{G_t}$.

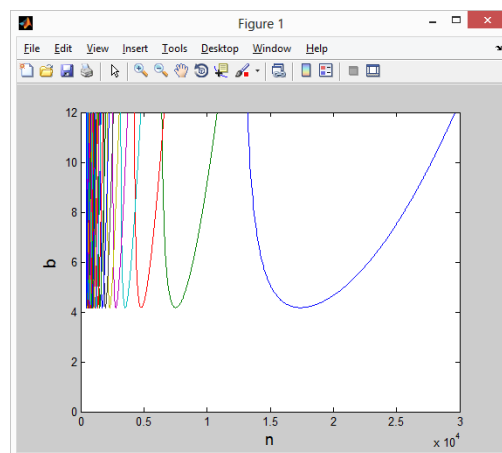
Drugi način je kreiranje karte stabilnosti koji u obzir uzima zavisnost dubine rezanja i broja obrtaja glavnog vretena n , sl. 10.

Na apscisu se nanosi broj obrtaja glavnog vretena $n = \frac{60 \cdot r_t}{n_t} = \frac{60 \cdot r_t \cdot f_n}{n_t \cdot G_t}$, gdje je n_t broj zuba alata. U ovom slučaju je $n_t = 1$.

Na ordinatu se nanosi dubina rezanja (obrazac 1).



Slika 9. Karta stabilnosti u bezdimenzionom obliku



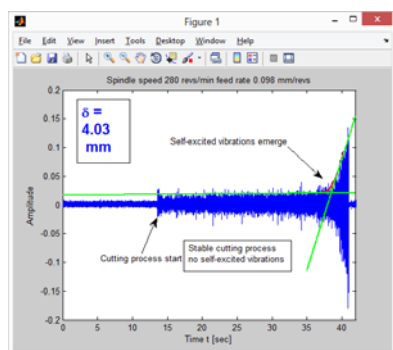
Slika 10. Karta stabilnosti za određene parametre rezanja

Kao što se može uočiti na osnovu sl. 9. i 10. kartu stabilnost čini niz zakrivljenih linija, koje se međusobno presjecaju. Ove linije određuju graničnu dubinu rezanja, odnosno dubinu rezanja pri kojoj dolazi do pojave podrhtavanja na određenom

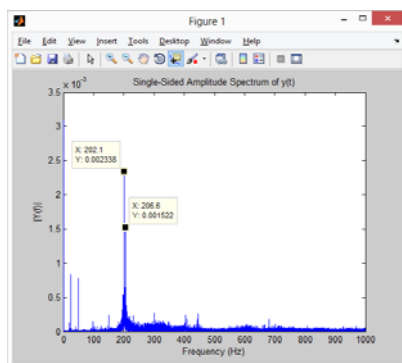
broju obrtaja. U području ispod linija karte stabilnosti obrada se može smatrati stabilnom, bez pojave podrhtavanja, dok se u područje iznad smatra nestabilnom. Takođe se mogu uočiti zone „indiferentne ravnoteže“ gde za određeni broj obrtaja je relativno velika granična dubina rezanja. Isto tako, može se vidjeti da sa porastom brzine obrtanja, zakrivljene linije postaju šire, a tačke presjeka linija više, što ukazuje da sa porastom broja obrtaja istovremeno raste i kritična dubina rezanja pri kojoj dolazi do pojave podrhtavanja.

IV. VERIFIKACIJA

U cilju verifikacije navedene metode izvršen je niz eksperimentalnih ispitivanja. Određene su granične dubine rezanja pri kojima dolazi do nastanka samopobudnih vibracija, kao i frekvencije na kojima one nastaju. Eksperimentalna ispitivanja sprovedena su na istom univerzalnom strugu PA-22. Metodologija izvođenja eksperimenta, kao i uslovi obrade, dati su u [4]. Granična dubina rezanja je određena metodom tangente, sl. 11, dok je FFT signala za nestabilno područje rezanja prikazan na sl. 12. Pri određivanju granične dubine rezanja respektovano je i iskustvo rukovaoca mašinom, koji je tokom izvođenja eksperimenta, po subjektivnom osjećaju zaustavljao mašinu u momentu nastanka samopobudnih vibracija (podrhtavanja).



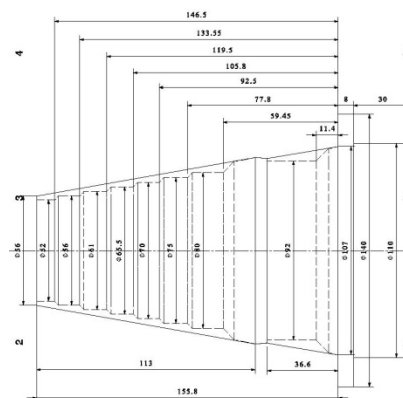
Slika 11. Granična dubina rezanja određena metodom tangente za broj obrtaja 265[o/min] i pomak 0,098 [mm/o]



Slika 12. FFT signala za nestabilno područje rezanja za broj obrtaja 265 [o/min] i pomak 0,098[mm/o]

Verifikacija prikazane eksperimentalno - analitičke metode izvršena je poređenjem dobijenih rezultata sa rezultatima eksperimentalnog ispitivanja. Mjerene su vibracije nastale u procesu rezanja priprema konusnog oblika, slika 13, do

trenutka nastanka samopobudnih vibracija. Sva mjerenja su izvršena pri obradi rezanjem istim režimima obrade, nominalnom broju obrtaja 265 o/min, i pomaku 0,098 mm/o.



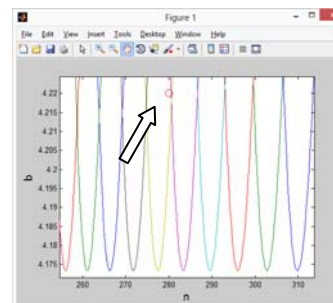
Slika 13. Izgled i dimenzije obratka

Rezultati mjerenja su pokazali da se frekvencija samopobudnih vibracija mijenja od 202,4 Hz do 206,8 Hz u zavisnosti od položaja mjesta obrade u odnosu na oslonac. Rezultati mjerenja dati su u tabeli 1. Sa sl. 12. može se uočiti da se javljaju dvije istaknute spektralne linije koje odgovaraju vrijednostima frekvencije samopobudnih vibracija. U koloni frekvencija samopobudnih vibracija u tabeli 1, u zagradi je prikazana niža vrijednost amplitude sa dijagrama. Mjerenje 1 odgovara obradi na najmanjem prečniku $\phi 52$ mm, a mjerenje 6 obradi na prečniku $\phi 75$ mm. Na prečniku $\phi 92$ mm nije došlo do pojave samopobudnih vibracija.

TABELA I. REZULTATI EKSPERIMENTALOG ISPITIVANJA

R.br. mjerenja	Frekvencija samopobudnih vibracija [Hz]	Granična dubina rezanja [mm]
1	202,4	3,64
2	202,1 (206,6)	4,03
3	202,5 (206,7)	3,78
4	202,6 (206,6)	3,91
5	(202,6) 206,7	4,12
6	206,8	4,22

Karta stabilnosti, sl. 14, ima vrijednost minimalne dubine rezanja $b_{min} = 4,17$ mm. Može se uočiti da se granična dubina rezanja pri rednom broju mjerenja 6. (prikazano strelicom) nalazi na granici stabilnog i nestabilnog područja, dok su ostale tačke iz tabele 1. nešto niže u odnosu na granicu definisanu kartom stabilnosti.



Slika 14. Poređenje rezultata dobijenih eksperimentalnim ispitivanjem i eksperimentalno –analitički definisane karte stabilnosti

V. ZAKLJUČCI

U radu je prikazan analitičko - eksperimentalni način određivanja zavisnosti dubine rezanja od drugih parametara procesa obrade na strugu pri kojima dolazi do pojave samopobudnih vibracija, odnosno podrhtavanja. Na osnovu dobijenih podataka konstruisana je karta stabilnosti, koja predstavlja grafiču zavisnost dubine rezanja od broja obrtaja. Izvedene su dvije vrste eksperimentalnih ispitivanja na univerzalnom strugu PA-22 „Potisje – Ada“, na Departmanu za proizvodno mašinstvo Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu.

1. Serija strukturalnih dinamičkih testova u cilju određivanja modalnih parametara mehaničkog sistema mašine alatke, prije svega sklopa glavnog vretena i sklopa poprečni klizač/nosač alata. Na osnovu odziva na impulsnu pobudu određena je prenosna funkcija ovih podsistema.

2. Serija eksperimentalnih ispitivanja u cilju utvrđivanja granične dubine rezanja pri kojoj dolazi do nastanka samopobudnih vibracija, odnosno određivanje frekvencije samopobudnih vibracija pri različitim uslovima obrade (različiti radni predmeti, variranje broja obrtaja glavnog vretena, pomaka, te obrada na različitim udaljenostima mjesta obrade od oslonca).

Na osnovu određene prenosne funkcije sistema poprečni klizač/nosač alata, analitičkim putem je konstruisana karta stabilnosti. Granične dubine rezanja dobijene na osnovu karte stabilnosti su poređene sa podacima dobijenim eksperimentalnim putem i konstatovano zadovoljavajuće poklapanje rezultata. Predmet daljeg istraživanja u ovoj oblasti biće proširenje na druge procese obrade, prije svega glodanje i to u oblasti visokobrzinske obrade..

NAPOMENA

U radu je prikazan deo rezultata istraživanja na projektu "Savremeni prilazi u razvoju specijalnih rešenja uležištenja u mašinstvu i medicinskoj protetici" TR 35025, koji finansira Ministarstvo prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

LITERATURA

- [1] Tobias, S.A.: MachineTools Vibrations, URMO, Spain, 1961.
- [2] Quintana, G., Ciurana, J.: Chatter in machining processes: A review, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 51, 363–376, 2011, ISSN: 0890-6955.

- [3] Tlustý, J., Poláček, M.: The stability of machine tools against self excited vibrations in machining, in: Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference, Pittsburgh, PA, ASME, New York, 1963, pp. 465–474.
- [4] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: Identifikacija samoizvanih vibracija pri obradi struganjem primenom savremene dijagnostičke opreme, IMK-14 – Istraživanje i razvoj u teškoj mašinogradnji, Vol. 19, No. 4, Institut IMK "14. oktobar", Kruševac, str. 105-111, 2013, UDC 621, ISSN 0354-6829
- [5] Schmitz, T. L., Scott Smith, K.: Machining Dynamic - Frequency Response to Improved Productivity, Springer Verlag, 2009, ISBN: 978-0-387-09644-5.
- [6] Yue, J.: Creating Stability Lobe Diagram, Proceedings of the 2006 IJME – INTERTECH Conference, Kean University, New Jersey, October 19-21, 2006.

ABSTRACT

Vibrations of machine tools are well known phenomenon causing significant number of problems in metal cutting process such as tool wear or *tool breakage*, surface roughness, increase in electrical energy usage, higher noise, etc. Self-excited vibrations are the most unwanted form of vibrations, causing unstable machining, so called chatter. In order to avoid the consequences of self-excited vibrations during machining, it is necessary to determine (isolate) those cutting parameters in machining processes causing chatter. A stability lobe diagram is formed by a series of intersected scallop-shaped borderlines of stability.

The intersections of the lobes denote the deepest stable cuts at various ranges of spindle speed. The above mentioned includes a whole range of experiments requiring significant time and expenses. Even though the experimental method is the most reliable one, significant efforts are made lately to define stability lobe diagram for certain machine tools by using analytical or experimental-analytical methods. This paper shows experimentally-analytical method for creating stability lobe diagram. The method is shown through turning process. Based on experimentally defined modal parameters of some machine tool sub-systems, stability lobe diagram is defined by using analytical method, whereby it is possible to clearly define critical depth of cut at certain spindle speed.

EXPERIMENTAL - ANALYTICAL METHOD FOR CREATING A STABILITY LOBE DIAGRAM IN TURNING OPERATION

Aleksandar Košarac, Cvijetin Mladenović, Aleksandar Živković